



Universidad  
Politécnica  
de Cartagena



**industriales**  
etsii UPCT

**APROVECHAMIENTO  
HIDRAULICO DE LA FUENTE  
PRINCIPAL DE LA COMUNIDAD  
DE AGUAS DEL MAIMON.  
PROYECTO DE VIABILIDAD  
TÉCNICA Y ECONOMICA.**

Titulación:	I.T.INDUSTRIAL
Intensificación:	Electricidad
Alumno/a:	Fernando Campuzano Bolarín
Director/a/s:	Blas Zamora Parra

Cartagena, 27 de Septiembre de 2011

*Mi más sincero agradecimiento a Blas Zamora, por dirigir este proyecto, y a Carlos Ferrer Martínez, buen amigo, por su apoyo técnico y logístico y por su empeño y particular lucha por cambiar la conciencia colectiva.*

*Agradezco también su apoyo y colaboración a Juan Torres y José (Joe) Luis Isasa.*

*Dedicado a SimÖnchen Weber, mi fuente de inspiración.*

# SIMBOLOGÍA

$a$ : Distancia del disco del rotor a la chumacera (m).	$F_c$ : Fuerza centrífuga sobre el álabe (N).
$B_i$ : Ancho del inyector (m)	$F_{hx}$ : Fuerza hidráulica sobre el álabe en la dirección x. (N).
$B_r$ : Ancho del rotor. (m).	$F_{hy}$ : Fuerza hidráulica sobre el álabe en la dirección y. (N).
$B_{rc}$ : Ancho del rotor. (m).	$F_{hr}$ : Fuerza hidráulica resultante sobre el álabe (N).
$d$ : Diámetro mínimo del eje del rotor (m).	$F_r$ : Fuerza tangencial sobre el eje (N).
$d_{e_{max}}$ : Diámetro máximo del eje del rotor (m).	$F_{ra}$ : Carga radial sobre el rodamiento (N).
$D_e$ : Diámetro exterior del rotor (m).	$f_s$ : Factor de seguridad.
$D_i$ : Diámetro interior del rotor (m).	$F_{ti}$ : Fuerza total sobre el inyector (N).
$e$ : Espesor del álabe (m).	$g$ : Aceleración de la gravedad ( $m/s^2$ ).
$e_i$ : Espesor de la plancha del inyector (m).	$H$ : Altura disponible nominal (m).
$E$ : Factor de corrección. ( $1/cm^3$ ).	$H_{max}$ : Altura máxima (m).
$E_r$ : Modulo de elasticidad ( $N/m^2$ ).	$I$ : Momento de inercia del eje ( $m^4$ ).
	$k$ : Constante de velocidad absoluta (0,98).

**Km:** Factor de momento flector. (para carga estable 1,5).

**Kt :** Factor de momento torsor. (para carga estable 1,0).

**L:** Longitud del álabe (m).

**Lh:** Horas de funcionamiento, se consideran 200000 horas de funcionamiento.

**M:** Momento flector sobre el álabe (N-cm).

**Mi:** Momento máximo sobre el inyector (N-m).

**M<sub>max</sub> :** Momento flector Máximo sobre el eje del rotor (N-m).

**N:** Velocidad nominal de la turbina (rpm).

**Nc:** Velocidad crítica de la turbina (rpm).

**Nd:** Número de discos del rotor.

**Ne:** Velocidad de embalamiento de la turbina (rpm).

**Pa:** Peso de un álabe (N).

**P:** Potencia de la turbina (Kw).

**Pt:** Peso total del rotor (N).

**Pu:** Peso de un álabe por unidad de longitud (N/m).

**Q:** Caudal nominal (m<sup>3</sup>/s).

**Qa:** Caudal que ingresa en un álabe (m<sup>3</sup>/s).

**Q<sub>max</sub>:** Caudal máximo (m<sup>3</sup>/s).

**R:** Razón de aspecto.

**Rx:** Fuerza resultante sobre el álabe en la dirección x (N).

**Ry:** Fuerza resultante sobre el álabe en la dirección y (N).

**R<sub>T</sub>:** Fuerza resultante total sobre el álabe (N).

**sd :** Esfuerzo de diseño (N/m<sup>2</sup>).

**T<sub>max</sub>:** Momento torsor Máximo sobre el eje (N-m).

**X:** Coeficiente radial del rodamiento, considerado como 1.

**Y<sub>max</sub> :** Flecha máxima (m).

**Z:** Número de álabes del rotor.

**Z<sub>α</sub> :** Número de álabes que reciben el flujo de agua.

**α<sub>i</sub> :** Ángulo de la velocidad absoluta al ingreso del rotor.

**Θ<sub>a</sub> :** Ángulo de admisión del rotor.

**λ :** Ángulo entre la fuerza hidráulica sobre el álabe y el eje X.

**φ :** Ángulo de la velocidad a la salida del álabe del rotor (16°)

**σ :** Esfuerzo máximo en el álabe (N/cm<sup>2</sup>).

**σ<sub>f</sub> :** Esfuerzo de fluencia del material (N/m<sup>2</sup>).

**σ<sub>i</sub> :** Esfuerzo máximo sobre el inyector (N/m<sup>2</sup>).

# INDICE

---

<i>INDICE</i>	5
<i>ÍNDICE DE FIGURAS:</i>	8
<b>CAPITULO 1: INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS</b>	<b>10</b>
<b>1.1 INTRODUCCIÓN</b>	<b>11</b>
<b>1.2 OBJETIVOS</b>	<b>14</b>
<b>CAPÍTULO 2: ENERGÍA MICROHIDRÁULICA</b>	<b>15</b>
<b>2.1 PEQUEÑAS FÁBRICAS DE ELECTRICIDAD</b>	<b>16</b>
2.1.1 MICROHIDRÁULICA	16
<b>2.2 SITUACIÓN DEL SECTOR HIDRÁULICO EN ESPAÑA</b>	<b>18</b>
2.2.1 OBJETIVOS ENERGETICOS DEL PLAN EN EL PERIODO 2011-2020	20
<b>2.3 SITUACIÓN DEL SECTOR HIDRÁULICO EN ANDALUCIA</b>	<b>21</b>
2.3.1 SITUACIÓN DE LA MINIHIDRÁULICA EN ANDALUCIA.	22
<b>CAPÍTULO 3: PROYECTO DE VIABILIDAD TÉCNICA</b>	<b>23</b>
<b>3.1 SELECCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO</b>	<b>24</b>
3.1.1 INTRODUCCIÓN	24
3.1.2 EMPLAZAMIENTOS OBJETO DE ESTUDIO	27
<b>3.2 CALCULO DE PARAMETROS HIDRÁULICOS</b>	<b>30</b>
3.2.1 CALCULO DE SALTO BRUTO Y NETO	31
3.2.1.1 TRABAJOS TOPOGRÁFICOS REALIZADOS PARA EL CÁLCULO DEL DESNIVEL ENTRE LA CAMARA DE CARGA Y LA ENTRADA A LA TURBINA Y LA LONGITUD DE LA CONDUCCION NECESARIA:	32
3.2.2 CALCULO DEL CAUDAL DE DISEÑO	35
3.2.3 CALCULO DE LA POTENCIA ELECTRICA	37
3.3 PARAMETROS HIDRÁULICOS CARACTERÍSTICOS DE CADA ALTERNATIVA DE EMPLAZAMIENTO DE LA MICROCENTRAL HIDRÁULICA	38
3.4 SELECCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO. ANALISIS DESDE EL PUNTO DE VISTA DE LA GENERACIÓN DISTRIBUIDA Y AUTOCONSUMO	45
<b>CAPITULO 4: ELECCIÓN E INSTALACIÓN DEL GRUPO DE GENERACIÓN</b>	<b>48</b>
<b>4.1 CONDICIONES GENERALES DE LA MICROCENTRAL HIDROELECTRICA</b>	<b>49</b>
<b>4.2 SELECCIÓN DEL TIPO DE TURBOMÁQUINA</b>	<b>50</b>
4.2.1 INTRODUCCIÓN	50
4.2.2 SELECCIÓN DEL TIPO DE TURBOMÁQUINA	51
4.2.3 TURBINA DE FLUJO CRUZADO O BANKI-MICHELL	53

<b>4.3 DISEÑO HIDRÁULICO DEL TIPO DE TURBOMÁQUINA</b>	<b>57</b>
4.3.1 SELECCIÓN DEL DIÁMETRO DEL ROTOR Y VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA	58
4.3.2 NÚMERO DE ALABES DEL ROTOR	60
4.3.3. CALCULO DEL ANCHO DEL INYECTOR	61
4.3.4. DISEÑO DEL INYECTOR	63
4.3.5 DISEÑO MECÁNICO	68
4.3.6 VELOCIDAD CRÍTICA DE LA TURBINA	75
4.3.7 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS	76
4.3.8 FUERZA TOTAL SOBRE LA PLANCHA DEL INYECTOR	76
4.3.9 MOMENTO MÁXIMO SOBRE LA PLANCHA DEL INYECTOR	76
4.3.10 ESFUERZO MÁXIMO SOBRE LA PLANCHA DEL INYECTOR	76
<b>4.4 BOMBAS USADAS COMO TURBINAS</b>	<b>78</b>
4.4.1 DIFERENCIAS ENTRE UNA BOMBA Y UNA TURBINA	80
4.4.1.1 CONDICIONES DE OPERACIÓN	81
4.4.1.2 DISEÑO HIDRODINÁMICO	81
4.4.2 SELECCIÓN DE UNA BOMBA USADA COMO TURBINA	82
4.4.2.1 ESTADO DEL ARTE	82
4.4.3 PROCEDIMIENTO GENERAL DE CÁLCULO	84
4.4.3.1 SATISFACER LAS CONDICIONES DEL SITIO EN EL PUNTO DE MÁXIMA EFICIENCIA	88
<b>CAPITULO 5: ESTUDIO DE VIABILIDAD ECONÓMICA.</b>	<b>92</b>
<b>5.1 INTRODUCCIÓN</b>	<b>93</b>
<b>5.2 PRESUPUESTO ALTERNATIVA I</b>	<b>94</b>
<b>5.3 PRESUPUESTO ALTERNATIVA II</b>	<b>95</b>
<b>5.4 PRESUPUESTO ALTERNATIVA III</b>	<b>96</b>
<b>5.5 ANALISIS DE RENTABILIDAD DE LA INVERSIÓN</b>	<b>97</b>
5.5.1 ANALISIS RENTABILIDAD ALTERNATIVA I	98
5.5.2 ANALISIS RENTABILIDAD ALTERNATIVA II	100
5.5.3 ANALISIS RENTABILIDAD ALTERNATIVA III	102
<b>5.6 ANALISIS DE LOS METODOS ESTATICOS DE EVALUACIÓN ECONOMICA</b>	<b>104</b>
<b>5.7 RESULTADOS OBTENIDOS</b>	<b>106</b>
<b>5.8 CONCLUSIONES</b>	<b>108</b>
<b>CAPITULO 6: TRÁMITES, SUBVENCIONES Y CO<sub>2</sub></b>	<b>109</b>
<b>6.1 INTRODUCCIÓN</b>	<b>110</b>
<b>6.2 TRAMITACIÓN ADMINISTRATIVA PARA LA CONCESIÓN DEL AGUA</b>	<b>111</b>
<b>6.3 SUBVENCIONES DE LA COMUNIDAD AUTONOMA DE ANDALUCIA</b>	<b>112</b>
<b>6.4 REDUCCIÓN DE EMISIONES DE CO<sub>2</sub></b>	<b>114</b>
<b>PLANOS</b>	<b>115</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>116</b>

Aprovechamiento hidráulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimón. Proyecto de viabilidad técnica y económica.

<b>ANEXO I: IMPRESO DE LA C.H.S. PARA LA SOLICITUD DEL USO HIDROELECTRICO DEL AGUA</b>	<b>119</b>
<b>ANEXO II: ¿QUE ES EL REGIMEN ESPECIAL DE GENERACIÓN?</b>	<b>121</b>
AMBITO DE APLICACIÓN	121
NORMATIVA	122
<b>ANEXO III: GRUPO TURBINA BANKI- MULTIPLICADOR DE CORREA- GENERADOR EJE HORIZONTAL. OFERTA COMERCIAL DE SALTOS DEL PIRINEO</b>	<b>123</b>
RODETE BANKI	123
BLOQUE TURBINA	123
GRUPO DE ALIMENTACIÓN	124
GENERADOR	124
<b>ANEXO IV: CLASIFICACIÓN Y TIPOS DE TURBOMÁQUINAS HIDRAÚLICAS</b>	<b>128</b>
CLASIFICACIÓN DE TURBOMÁQUINAS HIDRAÚLICAS	128
TIPOS DE TRUBINAS HIDRAÚLICAS CLASICAS	129
<b>ANEXO V: MICROCENTRAL HIDRAÚLICA MOLINO DE LA REINA</b>	<b>131</b>
VISTA EXTERIOR	131
INTERIOR DE LA CASETA DE TURBINACIÓN	132

## ÍNDICE DE FIGURAS:

---

<i>Figura 1: Evolución de la potencia hidráulica en España, IDAE.</i>	19
<i>Figura 2: Objetivos del Per 2005-2010.</i>	19
<i>Figura 3: Objetivos del plan de energías renovables 2011-2020 en el sector eléctrico (idae, resumen del PER 2011-2020).</i>	20
<i>Figura 4: Situación de los emplazamientos estudiados.</i>	24
<i>Figura 5: Desde la solana del Maimón, Brazal de partida del estudio y cámara de carga antigua central (drcha. del cauce).</i>	25
<i>Figura 6: Imagen de satélite donde se indican los emplazamientos estudiados y el recorrido del cauce.</i>	25
<i>Figura 7: Boletín Oficial de Almería, 6 de agosto de 1936.</i>	26
<i>Figura 8: vista general de las alternativas de los emplazamientos I y II.</i>	27
<i>Figura 9: salto neto y salto bruto.</i>	31
<i>Figura 10: Método del flotador para la medida estimada del caudal.</i>	35
<i>Figura 11: Gráfica de selección de la turbomáquina en función del salto y el caudal</i>	52
<i>Figura 12: Turbina de flujo-cruzado o Banki-Michell.</i>	54
<i>Figura 13: Rendimiento en función de la apertura de la admisión.</i>	55
<i>Figura 14: Sección transversal de un álabe del rotor.</i>	60
<i>Figura 15: Vistas del inyector de las Turbinas de flujo-cruzado.</i>	63
<i>Figura 16: Detalle del inyector, arco de admisión y ángulo de admisión.</i>	64
<i>Figura 17: Dimensiones características del inyector y del rotor.</i>	67
<i>Figura 18: Ángulos de velocidad absoluta a la entrada y la salida del alabe.</i>	68
<i>Figura 19: Composición de fuerzas sobre el álabe.</i>	70
<i>Figura 20: Diagrama de fuerzas actuantes sobre el eje.</i>	72

<i>Figura 21: diferencia entre bomba y turbina.</i>	80
<i>Figura 22: Curvas características de una bomba y una turbina</i>	83
<i>Figura 23: Curva característica Bomba comercial centrifuga monobloc Minox-01 (BOMNOX).</i>	85
<i>Figura 24: Curva característica Bomba comercial centrifuga monobloc Minox-01 (BOMNOX) funcionando como turbina. <math>H_T</math> vs <math>Q</math>.</i>	90
<i>Figura 25: Curva característica Bomba comercial centrifuga monobloc Minox-01 (BOMNOX) funcionando como turbina. <math>P_T</math> vs <math>Q</math>.</i>	91
<i>Figura 26: Detalle grupo turbina- generador.</i>	123
<i>Figura 27: Vista de perfil del grupo turbina- generador.</i>	124
<i>Figura 28: Cuadro eléctrico.</i>	125
<i>Figura 30: Reguladores de carga (derecha) y disipador por aire (izquierda)</i>	126
<i>Figura 31: Diagrama de bloques del uso y conexiones de la microcentral.</i>	127
<i>Figura 32: Esquema básico de una turbina Pelton.</i>	129
<i>Figura 33: Esquema básico turbina Francis.</i>	130
<i>Figura 34: Esquema básico turbina Kaplan.</i>	130

# CAPITULO 1: INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

---

## 1.1 INTRODUCCIÓN

El objeto de este documento es presentar los estudios necesarios para llevar a cabo un *aprovechamiento microhidráulico* en el cauce de un manantial de origen subterráneo ubicado en la Sierra de María, en la Comarca de los Vélez, Almería. Dichos estudios contarán de dos partes, la primera tiene como objetivo analizar los parámetros hidráulicos de dicho cauce para después determinar los medios técnicos necesarios para llevarlo a cabo. La segunda parte consiste en el análisis económico del proyecto, donde se analizará el presupuesto necesario para llevar a cabo la instalación, los medios de amortización y la evaluación de dicha inversión.

La idea de realizar este estudio proviene del autor, que conoce y admira esta comarca del sur-este español, por donde brotan abundantes manantiales subterráneos.

Se intenta con este proyecto destacar la importancia que puede tener la *microhidráulica* como alternativa de futuro a la hidráulica convencional, sobre todo en esta zona de la península, donde los grandes saltos de agua están completamente explotados y donde esta tecnología basada en *turbomáquinas* hidráulicas de pequeña escala puede sacar partido a la energía existente en cauces de agua de poco caudal, redes de suministro de las ciudades o sistemas de regadío. Además el autor considera este estudio como una actuación encaminada a promover un *nuevo modelo energético*, basado en la autogestión de la demanda y el autoconsumo de los recursos locales potencialmente disponibles y donde la conciencia colectiva considere la energía como un bien valioso y escaso.

Para ello, en el segundo capítulo se desarrollará de forma breve la teoría acerca de *centrales microhidráulicas*, sus características ventajas y desventajas y además se hará un pequeño repaso a su situación en el área geográfica de España donde se realiza el estudio.

En el tercer capítulo se plantea el estudio *de viabilidad técnica*, donde se presentarán los métodos de cálculo de los parámetros de una *central microhidráulica*, la zona objeto de estudio así como los emplazamientos analizados, además de la solución técnica elegida.

En el cuarto capítulo se proponen las *condiciones generales* de la *microcentral hidroeléctrica*, se seleccionará el tipo de Turbina más apropiada para este salto y se hace un prediseño de la misma. Para terminar el capítulo se añade la opción de usar *una Bomba comercial como Turbina* determinando su curva de funcionamiento para tal fin.

En el quinto capítulo se plantea el estudio de *viabilidad económica*, donde se expone el presupuesto de la *microcentral*, se hace un análisis de la rentabilidad y se proponen los medios para hacer frente a la inversión.

Por último se dedica un capítulo, el sexto, a la tramitación administrativa que debe de llevarse a cabo para obtener la concesión del uso del agua del cauce; también se describen las distintas subvenciones que pueden solicitarse en la CC.AA. de Andalucía en referencia a un proyecto de esta categoría y por último se calcula el ahorro en emisiones de CO<sub>2</sub> que se consigue una *microcentral hidroeléctrica* en función de la potencia que produzca.

Para la redacción de este texto se parte de la experiencia derivada de un proyecto realizado con anterioridad; *Viabilidad de aprovechamientos microhidráulicos en las redes de agua potable de la comarca de Cartagena* (Postgrado Universitario en EERR, F. Campuzano Bolarín, UPCT, año 2009) y cuyo objetivo era demostrar el potencial hidroeléctrico de las redes de agua potable y que contiene información y documentación necesaria para este nuevo estudio.

Los principales textos sobre los cuales se asientan las bases técnicas de este documento son:

- Zamora, B. y Viedma, A., Teoría y problemas de máquinas hidráulicas (Escarabajal-UPCT, 2008).
- Mataix, C., Turbomáquinas hidráulicas (ICAI, 1985).
- Morales L.R., Turbinas Pelton y Michell-Banki (INTINTEC, 1985).
- Paz Perez, E., Carrocci, L.R., Magalhães Filho, P., Romero Luna, C., Metodología de diseño hidráulico y mecánico de una turbina Michell-Banki (8º CIBIM, 2007).
- Centro de documentación-Soluciones Prácticas-ITDG., Ficha técnica Turbina Michell-Banki, Micro-hidropower Systems.
- A Buyer's Guide, documento realizado por distintas instituciones dedicadas a la energía renovable y los recursos naturales de Canadá (2004).

Además se han consultado distintas páginas WEB tales como:

- [www.esha.com](http://www.esha.com)
- [www.saltosdelpirineo.com](http://www.saltosdelpirineo.com)
- [www.IREM.it](http://www.IREM.it)

Aprovechamiento hidráulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimón. Proyecto de viabilidad técnica y económica.

- [www.agenciaandaluzadelaenergia.es](http://www.agenciaandaluzadelaenergia.es)
- [www.idae.es](http://www.idae.es)

Debe destacarse como principal fuente de información acerca de Turbinas, la que la empresa Saltos del Pirineo pone a disposición en su página web, donde podemos encontrar desde hojas de características de todo tipo de Turbinas, hasta informes técnicos de instalaciones hidroeléctricas.

## 1.2 OBJETIVOS

El principal objetivo consiste en desarrollar los estudios necesarios para llevar a cabo el *aprovechamiento microhidráulico real* del cauce de un arroyo de origen subterráneo ubicado en la Solana de la montaña Maimón en Vélez Blanco (Almería), para ello se realizará un proyecto de viabilidad técnica y otro proyecto de viabilidad económico.

El primero, el proyecto técnico tiene como principal objetivo determinar la mejor alternativa técnica posible de entre las que se plantarán. Por lo tanto permitirá establecer:

- Los parámetros hidráulicos de cada emplazamiento estudiado.
- La potencia teórica que se podría obtener.
- La selección del emplazamiento y el prediseño de la máquina hidráulica que se ajuste a la elección realizada.
- Los elementos necesarios para llevar a cabo la microcentral.

El segundo, el proyecto económico, consiste en establecer el coste de la microcentral y los medios de amortización, determinando la opción más rentable de las propuestas, empleando para ello los métodos clásicos de evaluación económica, el Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno o de Rentabilidad (TIR).

# CAPÍTULO 2: ENERGÍA MICROHIDRÁULICA

---

## 2.1 PEQUEÑAS FÁBRICAS DE ELECTRICIDAD

La utilización de la *energía cinética y potencial* del agua aprovechando la diferencia de altura entre dos cotas es el principio básico de estas pequeñas instalaciones. Este Principio que ya se empleaba hace siglos con los molinos de agua. Las *centrales Microhidráulicas* pueden instalarse en zonas de montaña, aprovechando ríos y torrentes o en zonas bajas conectándolas a canales de riego. Estas centrales aprovechan *el ciclo hidrológico, producido por el sol*, la fuente energética *renovable*.

Existen diferentes tipos de centrales capaces de transformar la energía cinética y potencial del agua en electricidad (*Viabilidad de aprovechamientos microhidráulicos en las redes de agua potable de la comarca de Cartagena, Campuzano Bolarín, UPCT, 2009*). A la hidráulica tradicional se suma la *Mini y Micro* hidráulica, con una menor capacidad pero con un mínimo impacto medioambiental.

La utilización de pequeñas instalaciones hidroeléctricas puede *resolver* la demanda de electricidad en *zonas rurales* de una manera limpia y totalmente integrada en el entorno natural.

### 2.1.1 MICROHIDRÁULICA

Actualmente se aplica el concepto de *Microhidráulica* para aquellas centrales hidroeléctricas cuya producción de potencia se sitúa por debajo de **1 MW**. No necesita presas ni ríos caudalosos. Se instala directamente en un pequeño salto de agua. Su capacidad de generación eléctrica es muy limitada pero es la que mejor se integra en su entorno natural.

**Las principales ventajas de la *Microhidráulica* son:**

1. Aprovechan una *energía limpia y renovable*, que tiene su origen en el sol, responsable del ciclo hidrológico.
2. Precisan *bajos valores de caudal y altura* para funcionar.
3. *Poco espacio* para su implantación.
4. *Impacto medioambiental limitado* o casi nulo
5. Proporcionan *energía eléctrica a zonas aisladas* (usuarios stand-alone).

6. Utilizan el recurso agua de manera equilibrada y controlada por las comunidades interesadas (*gestión local*).
7. Ayuda a *reducir la dependencia energética de los combustibles fósiles*. Además el aumento del precio del combustible no repercute en su economía, como ocurre en las centrales térmicas.
8. *No producen emisiones de gases de efecto invernadero*, ni otras sustancias contaminantes.
9. Requieren *poco mantenimiento*.
10. Por su reducido tamaño son *susceptibles de implantarse en redes de distribución* (regadío, agua potable, potabilización). Luego estas instalaciones pueden compatibilizarse con otros usos del agua.
11. Otra ventaja que ofrece un reducido tamaño de las instalaciones es la *posibilidad de emplear una bomba estándar con sentido de rotación inverso funcionando como turbina*, lo que se conoce como *BUTU*, (Bomba usada como Turbina o Pum As Turbine nomenclatura inglesa).

#### **Las limitaciones:**

1. *Disponibilidad* de los recursos hidráulicos.
2. Dependencia de *factores meteorológicos y estacionales*.

#### **Las partes características de una microcentral hidroeléctrica son:**

1. **Toma de agua:** El agua procedente del río se deriva y se canaliza hasta la cámara de carga. Allí se filtra y se *lanza* por un conducto forzado hasta la turbina.
2. **Salto de agua:** La cámara de carga es la que determina el nivel necesario de agua que hay que soltar dependiendo de la pendiente y la longitud del conducto forzado. El dibujo del recorrido influye también en la velocidad de caída del agua.
3. **Turbina:** Es la máquina que permite transformar la energía cinética y potencial del agua en energía de rotación. El distribuidor conduce la corriente de agua hasta una pieza giratoria o rodete.
4. **Generador:** El rodete o rotor de la turbina está unido a un eje giratorio que transmite el movimiento a un alternador que genera electricidad. Esa energía pasa por un sistema de control y un transformador antes de llegar a la red eléctrica.
5. **Restitución:** El agua, tras pasar por la turbina, se devuelve a su cauce natural.

## 2.2 SITUACIÓN DEL SECTOR HIDRAÚLICO EN ESPAÑA

España dispone de grandes recursos hidroeléctricos, gran parte de los cuales han sido ya desarrollados, dando, como resultado, un importante y consolidado sistema de generación hidroeléctrica altamente eficiente. No obstante, todavía hay disponible un significativo potencial sin explotar, cuyo desarrollo puede ser muy importante para el conjunto del sector eléctrico por su aportación energética y por su contribución a la seguridad y calidad del sistema eléctrico.

Según la última evaluación de los recursos hidráulicos nacionales realizada en 1980, se consideraba que el potencial de futura utilización con pequeñas centrales era de 6.700 GWh y con aprovechamientos medianos y grandes era de 27.300 GWh/año. Desde esa fecha hasta la actualidad, se han desarrollado parte de esos recursos, por lo que, teóricamente, el potencial hidroeléctrico pendiente de desarrollar sería de 4.500 GWh. Sin embargo, todos los estudios y análisis científicos relativos a los impactos del cambio climático en España, apuntan a una disminución general de los recursos hídricos, que afectará a la producción de energía hidroeléctrica.

Los retos tecnológicos en el área hidroeléctrica, por tratarse de una tecnología consolidada, van todos encaminados a obtener la máxima eficiencia, mejorar los rendimientos y reducir los costes, sin olvidar la protección medioambiental en cuanto a evitar cualquier tipo de fugas de aceite o grasas al medio acuático.

Las medidas específicas planteadas para el sector están enfocadas principalmente al fomento del aprovechamiento hidroeléctrico de infraestructuras hidráulicas existentes (presas, canales, sistemas de abastecimiento, etc.). Es en estas medidas donde *la Mini y Micro hidráulica* más relevancia tienen por su facilidad de implantación y por su capacidad de producción con escasos valores de caudal y salto.

También existen medidas enfocadas a la *rehabilitación y modernización de centrales hidroeléctricas existentes*, todo ello de forma compatible con la planificación hidrológica y con la preservación de los valores ambientales.



Figura 1: Evolución de la potencia hidráulica en España, IDAE.

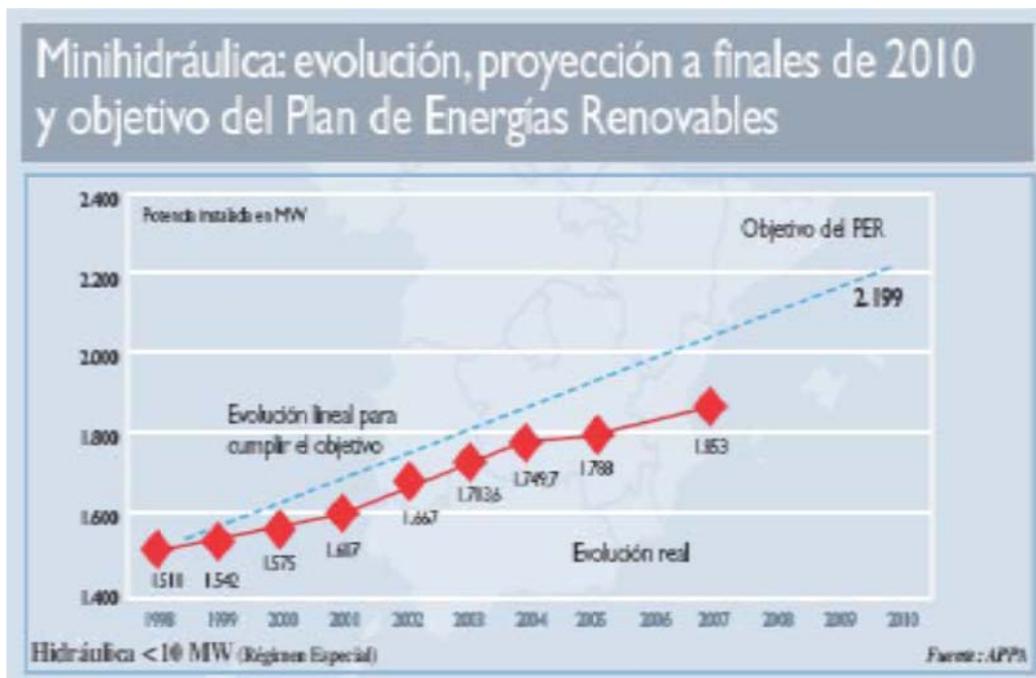


Figura 2: Objetivos del Per 2005-2010.

## 2.2.1 OBJETIVOS ENERGETICOS DEL PLAN EN EL PERIODO 2011-2020

A continuación se desglosan, hasta el año 2020, los objetivos para cada tecnología de energía renovable en España:

	2010			2015			2020		
	MW	GWh	GWh (normalizados)(*)	MW	GWh	GWh (normalizados)(*)	MW	GWh	GWh (normalizados)(*)
<b>Hidroeléctrica (sin bombeo)</b>	13.226	42.215	31.614	13.548	32.538	31.371	13.861	33.140	32.814
<1MW (sin bombeo)	242	802	601	253	772	744	268	843	835
1MW-10MW (sin bombeo)	1.680	5.432	4.068	1.764	4.982	4.803	1.917	5.749	5.692
>10MW(sin bombeo)	11.304	35.981	26.946	11.531	26.784	25.823	11.676	26.548	26.287
por bombeo	5.347	3.106	(**)	6.312	6.592	(**)	8.811	8.457	(**)
<b>Geotérmica</b>	0	0	(**)	0	0	(**)	50	300	(**)
<b>Solar fotovoltaica</b>	3.787	6.279	(**)	5.416	9.060	(**)	7.250	12.356	(**)
<b>Solar termoeléctrica</b>	632	691	(**)	3.001	8.287	(**)	4.800	14.379	(**)
<b>Energía hidrocinética, del oleaje, mareomotriz</b>	0	0	(**)	0	0	(**)	100	220	(**)
<b>Eólica en tierra</b>	20.744	43.708	42.337	27.847	55.703	55.538	35.000	71.640	70.734
<b>Eólica marina</b>	0	0	0	22	66	66	750	1.845	1.822
<b>Biomasa, RSU, Biogás</b>	825	4.228	(**)	1.162	7.142	(**)	1.950	12.200	(**)
Biomasa Sólida	533	2.820	(**)	817	4.903	(**)	1.350	8.100	(**)
RSU	115	663	(**)	125	938	(**)	200	1.500	(**)
Biogás	177	745	(**)	220	1.302	(**)	400	2.600	(**)
<b>TOTALES (sin bombeo)</b>	<b>39.214</b>	<b>97.121</b>	<b>85.149</b>	<b>50.996</b>	<b>112.797</b>	<b>111.464</b>	<b>63.761</b>	<b>146.080</b>	<b>144.825</b>

Figura 3: Objetivos del plan de energías renovables 2011-2020 en el sector eléctrico (idae, resumen del PER 2011-2020).

## 2.3 SITUACIÓN DEL SECTOR HIDRAÚLICO EN ANDALUCÍA

Según el último estudio realizado por la *Agencia Andaluza de la Energía* de finales del año 2007, en la Comunidad Autónoma de Andalucía existían a un total de *86 centrales hidroeléctricas*. La potencia hidroeléctrica instalada en diciembre de 2007 sumaba un total de **1.164,29 MW**, repartida de la siguiente forma:

- 46 centrales adscritas al régimen ordinario:	464,23 MW
- 37 centrales adscritas al régimen especial (ANEXO II):	129,86 MW
- 2 centrales de bombeo:	570,00 MW
- 1 centrales en modo "isla"	0,20 MW

**TOTAL: 1.164,29 MW**

A nivel provincial, la distribución de estas centrales es la siguiente:

Provincia	Nº instalaciones	Potencia instalada (MW)
<i>Almería</i>	2	8,22
<i>Cádiz</i>	2	10,07
<i>Córdoba</i>	12	71,63
<i>Granada</i>	23	91,34
<i>Huelva</i>	3	13,10
<i>Málaga</i>	12	486,59
<i>Jaén</i>	23	210,05
<i>Sevilla</i>	9	273,29
<b>Andalucía</b>	<b>86</b>	<b>1.164,29</b>

Tabla 1: Distribución provincial de las centrales hidroeléctricas en Andalucía.

Estas instalaciones abarcan un amplio abanico de tecnologías y tamaño, desde los pequeños saltos fluyentes del orden del centenar de kilovatios a las grandes centrales de bombeo de cientos de megavatios.

### 2.3.1 SITUACIÓN DE LA MINIHIDRAÚLICA EN ANDALUCIA.

La potencia *Minihidráulica* instalada en Andalucía asciende a poco más de 212 MW, aunque sólo 99,42 MW están incluidos en el régimen especial, ya que por antigüedad el resto no pudo acogerse a los beneficios de esta modalidad. Este proyecto trata de *Microhidráulica* pero no se han encontrado datos específicos de este tipo de instalaciones, tal vez porque no se consideren relevantes a la hora de la estimación del potencial hidroeléctrico.

El clima generalmente seco de gran parte de la Comunidad Autónoma Andaluza condiciona que la demanda de agua para *abastecimiento* de la población, regadíos y usos agrarios continúe siendo prioritaria frente a usos industriales para producción de energía eléctrica, de acuerdo con las prioridades de uso dispuestas en el art. 58 de la Ley de Aguas. Esta circunstancia ocasiona que el desarrollo futuro de la energía hidroeléctrica esté muy condicionado y limitado al aprovechamiento de las pocas infraestructuras hidráulicas grandes existentes en proyecto, a las que aún no han sido aprovechadas energéticamente, y a la explotación de los cauces más altos, en zonas de poco o nulo uso agrícola. En este panorama la *Microhidráulica* se convierte en la *alternativa* de futuro en Andalucía, que permitiría obtener el máximo partido al poco potencial hidroeléctrico existente, sin ocasionar problemas de abastecimiento de agua.

# CAPÍTULO 3: PROYECTO DE VIABILIDAD TÉCNICA

---

## 3.1 SELECCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO

### 3.1.1 INTRODUCCIÓN

Motivado por iniciativa propia, el estudio se realizará en la comarca de los Vélez sobre los cauces y escorrentías de los manantiales subterráneos que por todos lados brotan. Esta comarca pertenece a la provincia de Almería en la Comunidad autónoma de Andalucía, al sureste de España. En concreto, debido al caudal de agua que reparte, el estudio se centra en analizar las posibilidades de los canales brazales y arcas del Grupo Fuentes de los Molinos (de origen Subterráneo), usados actualmente para el riego de las parcelas agrícolas. Este Grupo que explota las Fuentes de los Molinos está compuesto de los siguientes usuarios:

1. Comunidad de regantes Aguas del Maimón de Vélez Blanco, que poseen el usufructo del 45% del Volumen de agua de la fuente.
2. Comunidad de propietarios Aguas de Maimón de Vélez Rubio, que poseen el usufructo del 45% del Volumen de agua de la fuente.
3. Ayuntamiento de Vélez Rubio, que posee el 10% del Volumen de agua de la fuente.

Los brazales, canales, arcas de distribución y acueductos más la titularidad del agua corresponde desde el año 2010 al Excelentísimo Ayuntamiento de Vélez Rubio procedente de la Comunidad de aguas del Maimón.



Figura 4: Situación de los emplazamientos estudiados.

Aprovechamiento hidráulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimón. Proyecto de viabilidad técnica y económica.



*Figura 5: Desde la solana del Maimón, Brazal de partida del estudio y cámara de carga antigua central (drcha. del cauce*



*Figura 6: Imagen de satélite donde se indican los emplazamientos estudiados y el recorrido del cauce.*



### 3.1.2 EMPLAZAMIENTOS OBJETO DE ESTUDIO

En un tramo de aproximadamente un kilómetro se van a realizar tres estudios en tres emplazamientos distintos donde se analicen los parámetros hidráulicos del cauce que permiten determinar la potencia capaz de obtenerse en caso de implantar una microcentral hidroeléctrica.



*Figura 8: vista general de las alternativas de los emplazamientos I y II.*

Las alternativas a cada uno de los posibles emplazamientos de la *microcentral* se consideran adecuadas debido a un buen caudal circulante y al desnivel existente a lo largo del tramo objeto de estudio como más adelante se verá. Se denominan como:

- **Alternativa I: Antigua cámara de carga Molino de la Reina.**
- **Alternativa II: Restaurante Molino de la Reina.**
- **Alternativa III: Salto caseta de regantes.**

**Alternativa I:**  
**Antigua cámara de carga.**  
**Molino de la Reina.**  
*Latitud: 37° 40' 19,37"*  
*Longitud: 2° 5' 29,45"*



**Alternativa II:**  
**Restaurante Molino de la Reina.**  
*Latitud: 37° 40' 19,08"*  
*Longitud: 2° 5' 22,82"*



**Alternativa III:  
Salto caseta de regantes.  
Latitud: 37° 40' 19,39''  
Longitud: 2° 5' 13,17''**



## 3.2 CALCULO DE PARAMETROS HIDRAÚLICOS

Parámetros básicos en el cálculo de *una microcentral hidroeléctrica*:

- *Salto neto* a partir del salto bruto.
- *Caudal* de equipamiento.
- *Potencia* según tipo de microcentral.

En el caso de *pequeños recursos hidroeléctricos* (inferiores a **50 kW**) se considera irrelevante, según la bibliografía consultada (*A Buyer's Guide*, [www.Saltos del pirineo.es](http://www.Saltosdelpirineo.es), [www.IREM.it](http://www.IREM.it)) que la estimación de la altura y el caudal se realice con un *error menor al 10%*. Ya que estas pequeñas variaciones no afectan a la selección del tipo de Turbina y la potencia que se puede obtener.

Se buscan saltos de agua, es decir la energía potencial que tiene una masa de agua en un desnivel. Si esta energía la encauzamos y la introducimos a una turbina hidráulica obtenemos energía mecánica, con la que accionaremos un generador eléctrico y de esta manera producimos potencia eléctrica.

La energía potencial que tiene una masa de agua podemos determinarla a partir de 2 parámetros antes citados; *Salto Bruto* o diferencia de cotas entre la zona donde se encontraría la masa de agua y la zona donde el agua sería restituida a su cauce natural. Y el *Caudal* que es la cantidad de agua que atraviesa un determinado volumen por unidad de tiempo.

### 3.2.1 CALCULO DE SALTO BRUTO Y NETO

Para el cálculo del *salto bruto* se ha contado con una *estación topográfica* que ha permitido obtener valores de desnivel muy precisos. A partir del salto bruto se calcula el salto neto, que será el salto bruto menos las pérdidas de carga que se produzcan en la conducción del agua, según la siguiente ecuación:

$$H_n = H_b - \Delta H_{inst} \quad (3.1)$$

Siendo:

- $H_b$ : el salto bruto.
- $H_n$ : el salto neto.
- $\Delta H_{inst}$  : las pérdidas hidráulicas en la conducción del agua.

$$\Delta H_{inst} = \left[ \lambda \frac{L}{D} + \sum K \right] \frac{v^2}{2g} \quad (3.2)$$

Dónde:

- $\lambda$ = coeficiente de pérdida de presión por fricción.
- L y D = La longitud y el diámetro de la tubería.
- K= el coeficiente de pérdida de presión por torbellinos.
- V= Velocidad media en la tubería.

Según algunos autores (*A Buyer's Guide*, [www. Saltos del pirineo.es](http://www.Saltosdelpirineo.es), [www. IREM.it](http://www.IREM.it)) las pérdidas hidráulicas en la conducción son de un 5 – 10 % del salto bruto, o no deben de superar dichos valores.

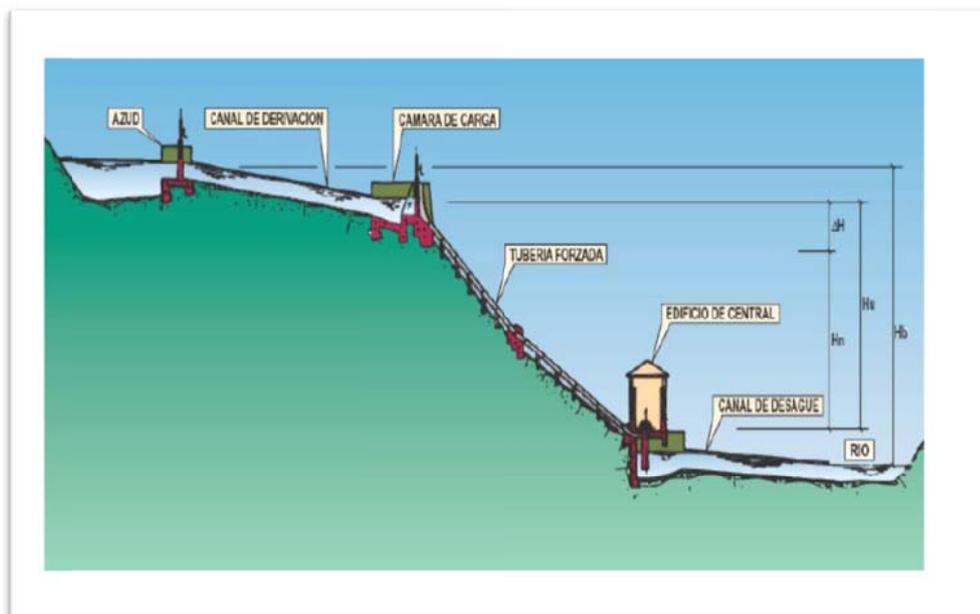


Figura 9: salto neto y salto bruto.

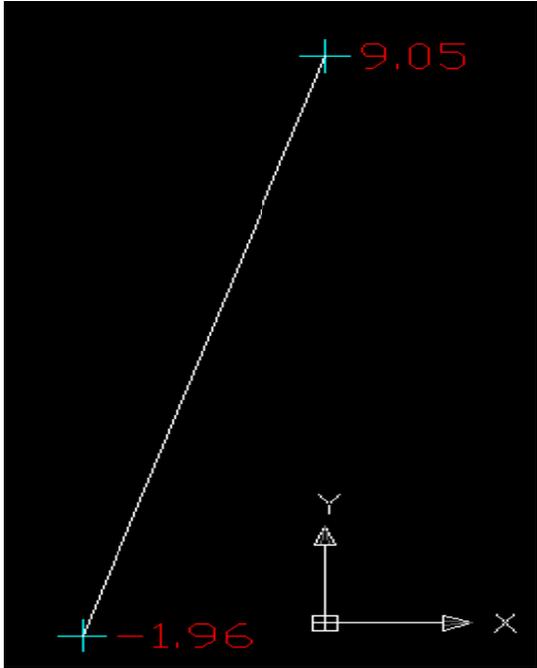
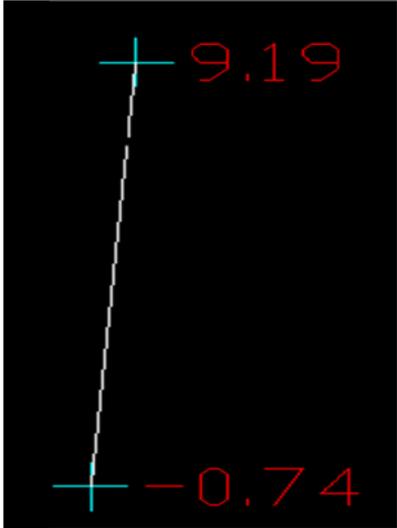
### **3.2.1.1 TRABAJOS TOPOGRÁFICOS REALIZADOS PARA EL CÁLCULO DEL DESNIVEL ENTRE LA CAMARA DE CARGA Y LA ENTRADA A LA TURBINA Y LA LONGITUD DE LA CONDUCCION NECESARIA:**

Para el levantamiento de los puntos necesarios, el punto de toma de la cámara de carga y el punto de entrada a la turbina, se utilizó una Estación Total LEICA modelo TC805R.

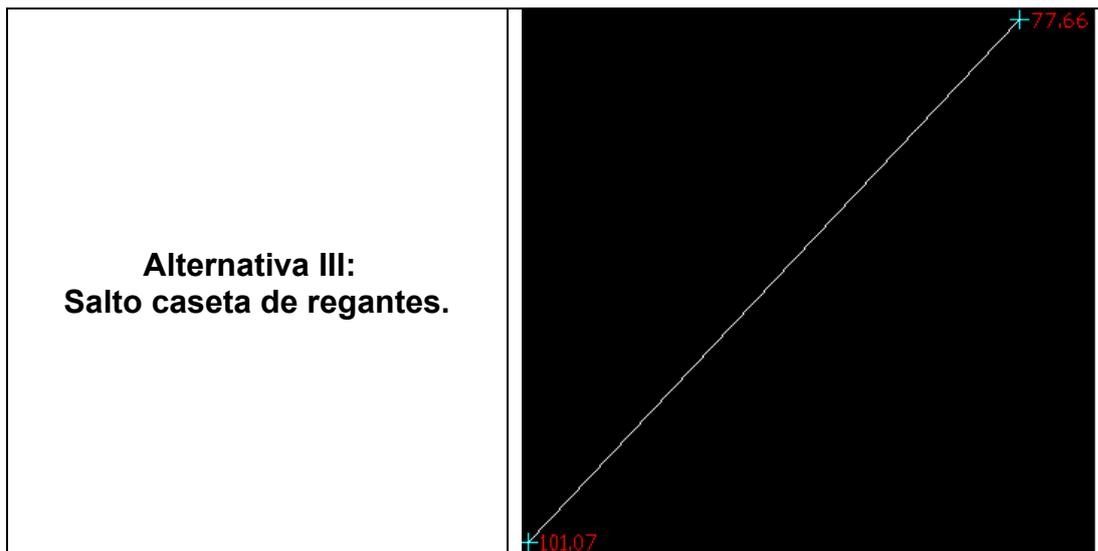
Con el aparato nivelado mediante un nivel electrónico de 60" de precisión, se procede a la medición mediante un distanciómetro electrónico incorporado que lanza un rayo láser que calcula la distancia geométrica entre el aparato y el prisma reflector colocado en el punto de toma de la cámara de carga. Con esta medida y con los datos angulares dados por los círculos vertical y horizontal del aparato, éste calcula el desnivel, la distancia reducida y la posición XYZ del punto tomado con respecto a la posición del aparato.

Una vez realizado este proceso en ambos puntos sin desplazar el aparato, el punto de toma de la cámara de carga y el de entrada a la turbina, se descargan estos datos mediante un programa de intercambio de datos entre la estación total y un ordenador llamado LEICA Geo Office.

Tras este proceso se importan los puntos tomados a través de sus coordenadas XYZ mediante un programa de cálculo topográfico, denominado MDT V5.2, al entorno de diseño gráfico del programa AUTOCAD 2007 donde aparecen referenciados los puntos necesarios para el cálculo del desnivel y la longitud de la conducción necesaria. Estos datos se pueden extraer de manera gráfica o mediante geometría trigonométrica aplicada a los puntos referenciados.

<p><b>Alternativa I: Antigua cámara de carga</b></p>	 <p>A hydraulic profile diagram on a black background. A white line represents the water surface profile, starting at a point marked with a cyan cross and the elevation -1.96, and rising steeply to a point marked with a cyan cross and the elevation 9.05. A small schematic of a vertical pipe with a valve is shown at the bottom right of the profile.</p>
<p><b>Alternativa II: Restaurante Molino de la Reina.</b></p>	<p>4</p>  <p>A hydraulic profile diagram on a black background. A white line represents the water surface profile, starting at a point marked with a cyan cross and the elevation -0.74, and rising steeply to a point marked with a cyan cross and the elevation 9.19.</p>

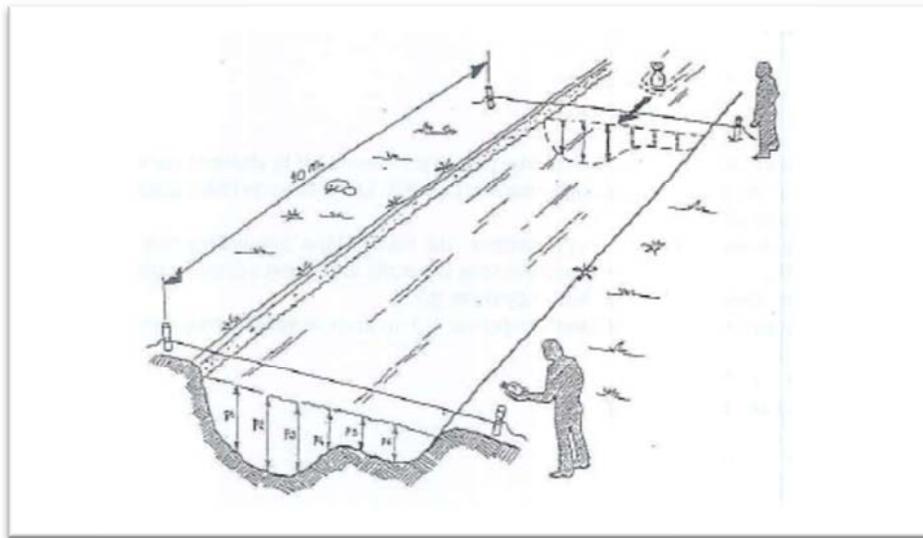
Aprovechamiento hidráulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimón. Proyecto de viabilidad técnica y económica.



**Tabla 2: Cotas relativas de cada emplazamiento, tomados con la estación total Leica e importados al entorno gráfico de AutoCAD.**

### 3.2.2 CALCULO DEL CAUDAL DE DISEÑO

Con respecto al caudal, el método de cálculo empleado ha sido el del *flotador*, es decir en un tramo relativamente recto, de longitud conocida y de sección uniforme, se lanza un flotador y se mide el tiempo que tarda en llegar de un extremo a otro, de esta manera se obtiene la velocidad del agua que multiplicada por la sección nos da el caudal. Es un método *muy aproximado* (*ratio de error cercano al 20%*) pero de resultados aceptables en *microhidráulica*.



*Figura 10: Método del flotador para la medida estimada del caudal.*

El tramo de la corriente a medir tiene que ser muy regular. Se marca el área de (10 m de longitud) por dos cables a ambos unidos a ambos lados (ver la imagen superior). Mediante un cronómetro se mide el tiempo que tarda el flotador en cubrir los diez metros. El flotador podría ser una botella parcialmente llena (2/3) con agua (una botella poco pesada podría verse afectada por la fricción del aire). La velocidad será:

$$V = \frac{S}{t} (m/s) \quad (3.3)$$

Dónde:

- S: espacio recorrido (m).
- t: tiempo empleado (s).

Se realizan varias medidas del tiempo y se obtiene un valor medio a partir del cual se obtiene la velocidad (media) mediante la fórmula 3.3.

Por último se calcula el Caudal Q según:

$$Q = V_m \cdot A_{(3.4)}$$

Dónde:

- $V_m$ : será la velocidad media.
- A: Sección del tramo elegido para el cálculo de la velocidad.

### 3.2.3 CALCULO DE LA POTENCIA ELECTRICA

Con estos datos estamos en disposición de calcular la potencia eléctrica que se puede obtener de un salto de agua. Se utilizará la siguiente expresión (Zamora, B. y Viedma, A., *Teoría y problemas de máquinas hidráulicas*):

$$P_e = \eta_c \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot Hn \quad (3.5)$$

Dónde:

- $P_e$ = Potencia expresada en kW.
- $g$ = aceleración de la gravedad expresada en  $m/s^2$  (9,81  $m/s^2$ ).
- $\rho$ =Densidad del agua 1000  $kg/m^3$ .
- $Hn$ = Salto neto expresado en metros.
- $Q$ = Caudal del agua expresado en  $m^3/s$ .
- $\eta_c$ = Rendimiento global de la central, que será:  $\eta_{turbina} \times \eta_{multiplicador} \times \eta_{generador\ el\éctrico}$ .

### 3.3 PARAMETROS HIDRAÚLICOS CARACTERÍSTICOS DE CADA ALTERNATIVA DE EMPLAZAMIENTO DE LA MICROCENTRAL HIDRAÚLICA

Los datos presentados son los de *salto bruto*, *salto neto*, *perdidas hidráulicas* y *caudal* a partir de los cuales obtenemos la *potencia eléctrica* para un sistema *Turbina-Generador* con un *rendimiento del 93%*. Las *pérdidas de carga* se estiman como el 8% del salto bruto (*Valores de rendimiento y pérdidas de carga seleccionados por el autor pero basados en los valores típicos de las instalaciones reales*).

#### **ALTERNATIVA I: Antigua cámara de carga Molino de la Reina.**

Parámetros hidráulicos:

	Hb(m)	Q(m <sup>3</sup> /s)	$\Delta$ hinst (8%)	Hn(m)	Pe(kW)
I. Antigua cámara de carga Molino reina	11,01	0,127	0,8808	10,1292	11,6782

Situado al principio del recorrido, este punto se encontraba la cámara de carga de una antigua central hidroeléctrica cuya explotación comenzó durante la década de los años treinta. Conocida como “*la fábrica de luz*” aprovechaba el caudal de este nacimiento subterráneo para la generación de energía eléctrica y suministro a las poblaciones cercanas. Actualmente solo quedan las ruinas de esta antigua central. El *salto bruto Hb* se mide desde una arqueta situada al nivel de la antigua cámara de carga hasta otra arqueta situada aguas abajo a una distancia de cuarenta y dos metros lineales. En ambos puntos es posible realizar las infraestructuras necesarias para la captación, turbinación y devolución del agua, sin necesidad de complejas obras.

#### Ventajas:

1. Toda el agua proveniente del nacimiento del Molino de la Reina pasa por este punto, luego el *caudal* es el *máximo aprovechable*.
2. Se encuentra aproximadamente a *30 metros* de un transformador de la empresa distribuidora de energía de la zona. Es una distancia fácil de cubrir en caso de conexión con la red eléctrica.
3. *Espacio suficiente y obras* existentes que facilitan la implantación de la microcentral con poca obra civil. El emplazamiento se encuentra en el lateral de las ruinas del acueducto de la antigua central hidroeléctrica, en lo que parece ser una parcela privada

para uso agrícola, existen arquetas que pueden ser usadas como cámaras de carga y descarga.

Inconvenientes:

1. Dificil *disponibilidad de terrenos*, por ser una propiedad privada.
2. *Longitud* de la tubería forzada muy *elevada* para un salto tan pequeño. Incremento de las pérdidas de carga, disminución del salto bruto y por tanto de la potencia teórica.
3. *Problemas con los regantes*, estos pueden pensar que van a perder caudal de agua pero realmente todo el agua será devuelta a su cauce original.

El diagrama de la instalación es el siguiente:

Aprovechamiento hidráulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimón. Proyecto de viabilidad técnica y económica.

## **ALTERNATIVA II: Restaurante Molino de la reina.**

Parámetros hidráulicos:

	Hb(m)	Q(m <sup>3</sup> /s)	$\Delta h_{inst}$ (8%)	Hn(m)	Pe(kW)
II. Restaurante molino reina	9,23	0,106	0,7384	8,4916	8,2036

Situado aguas abajo del primer emplazamiento, el cauce continua atravesando un restaurante de nueva construcción y llega hasta una arqueta donde existe un desnivel que el agua salva mediante un brazal que la lleva hasta una pequeña caseta de riego. En la arqueta de salida del restaurante se puede desviar el agua para que circule a través de un acueducto en desuso, (seguramente perteneciente a la antigua central) al final del este acueducto podría adaptarse fácilmente una cámara de carga, y de ahí mediante la tubería forzada hasta la Turbina que se ubicaría al nivel de la caseta de riego.

### Ventajas:

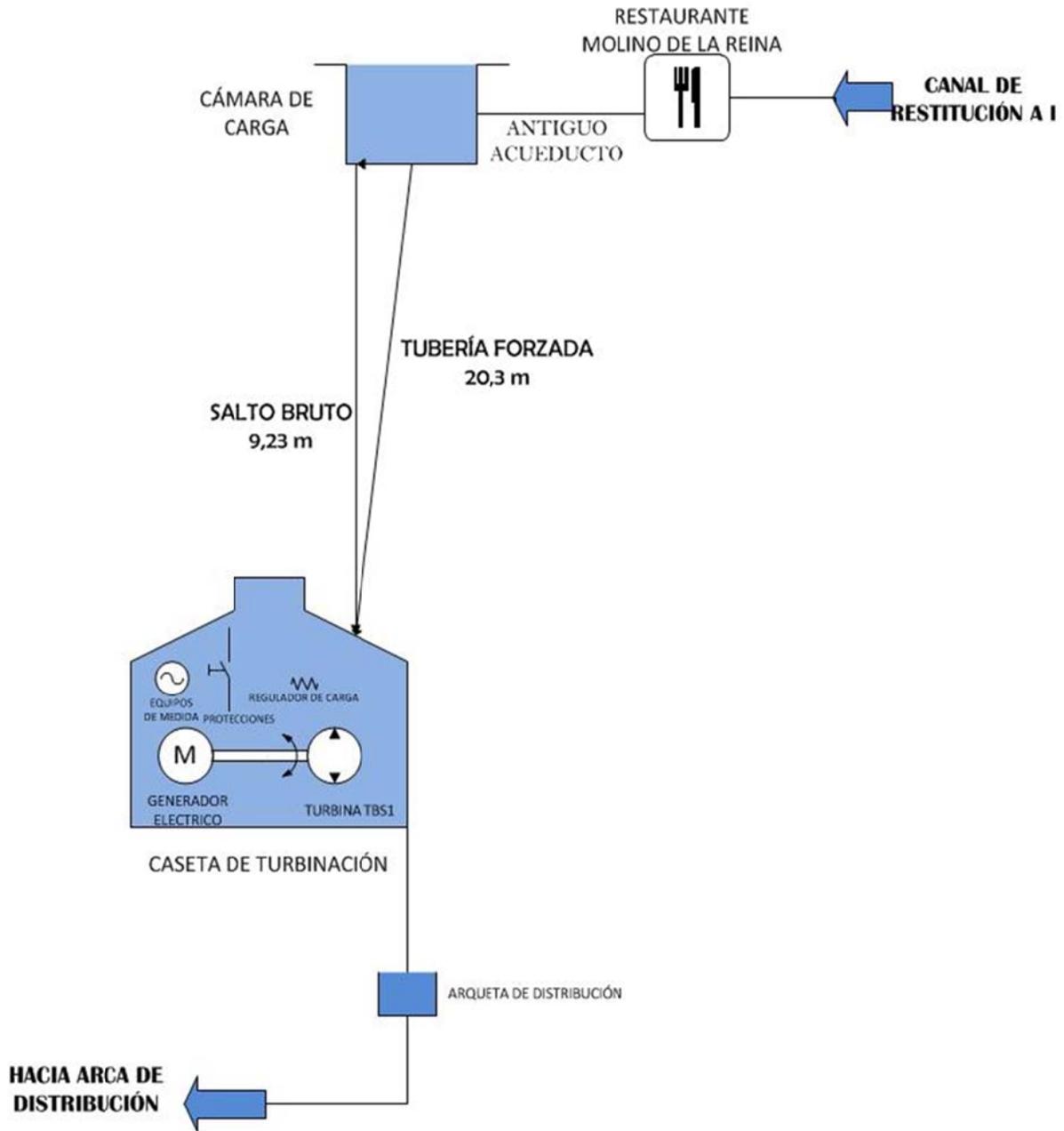
1. Posibilidad de usar el *antiguo acueducto* como obra de conducción a la Turbina.
2. Distancia *inferior a los 50 metros* con el transformador de la línea eléctrica de distribución.
3. *Espacio* suficiente para ubicar la microcentral.
4. Posibilidad de ofertar la generación de energía para uso privado del Restaurante.
5. *Poca longitud de tubería forzada*, pérdidas de carga despreciables.

### Inconvenientes

1. *Difícil disponibilidad de terrenos*. Pueden ser privados o incluso pertenecer a la C.H.S.
2. *Salto de poca altura*, por lo tanto poca potencia.
3. *Problemas* con los *regantes* por el uso del agua.

El diagrama de la instalación es el siguiente:

**ALTERNATIVA II:  
EMPLAZAMIENTO  
RESTAURANTE MOLINO DE LA REINA**



### **ALTERNATIVA III: Molino de la reina salto caseta de regantes.**

Parámetros hidráulicos:

	Hb(m)	Q(m <sup>3</sup> /s)	$\Delta h_{inst}$ (8%)	Hn(m)	Pe(kW)
<b>III. Molino reina Salto caseta de regantes</b>	<b>23,41</b>	<b>0,08</b>	<b>1,8728</b>	<b>21,5372</b>	<b>15,7032</b>

A una distancia de unos quinientos metros aguas abajo de la caseta del restaurante encontramos un arca de distribución, donde llega el canal proveniente de la fuente del molino, desde este arca el agua baja un desnivel de unos 25 metros hasta otra caseta de filtrado de materiales pesados y de allí se vuelve a distribuir a distintos puntos.

#### Ventajas:

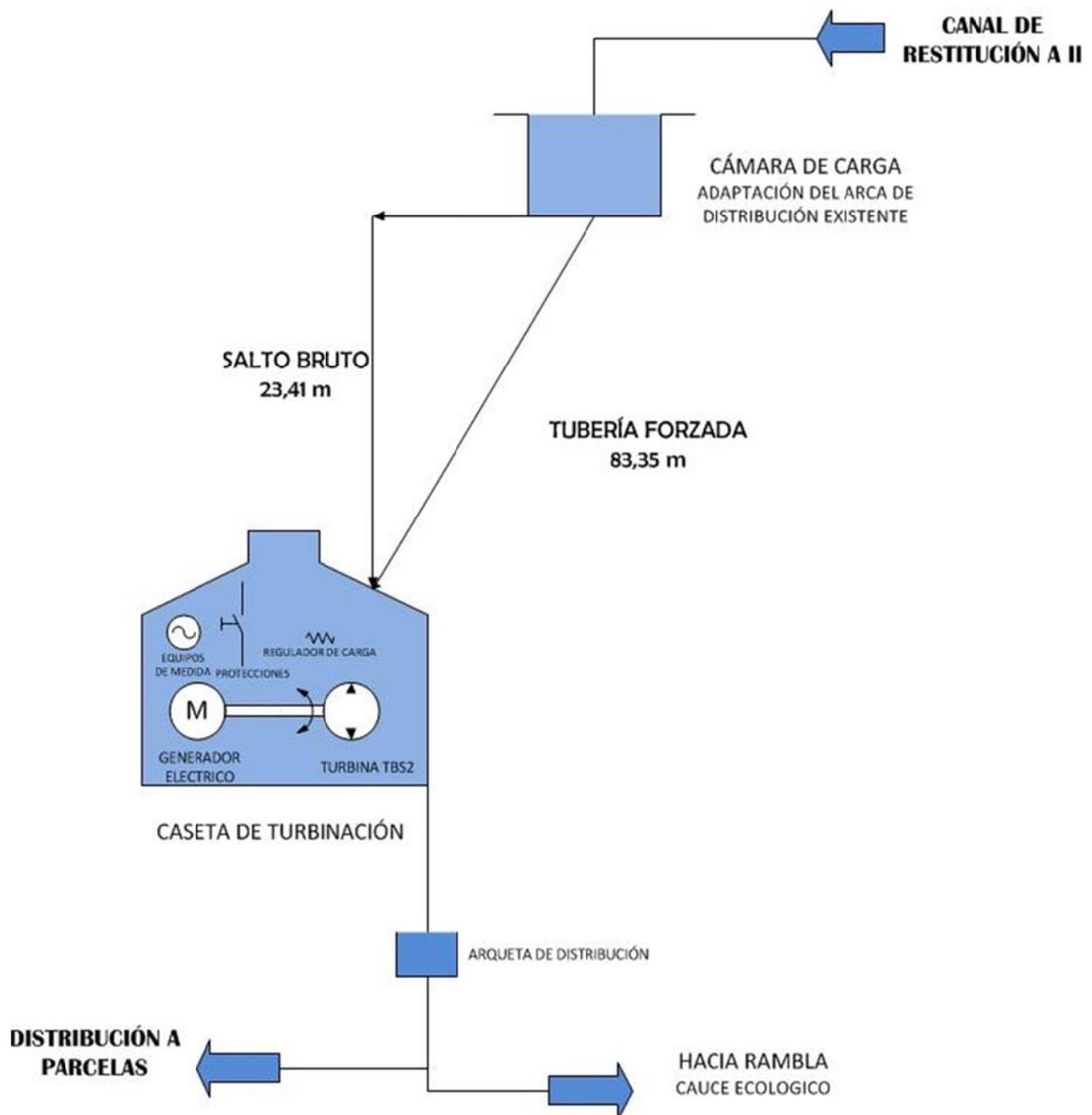
1. *Fácil captación y devolución* del agua, solo es necesario adecuar un poco la infraestructura existente.
2. *Gran salto*, el mayor de todos y *buen caudal* (no se aprecia disminuciones importantes con respecto a canal principal), lo que permite determinar la mayor potencia teórica.
3. Posibilidad de utilizar el *desnivel existente* para conducir la tubería forzada.
4. *Zona aislada* y en barranco, parece no atravesar propiedades privadas.

#### Inconvenientes:

1. *Elevada longitud de la tubería forzada*, puede originar considerables pérdidas de carga.
2. *Lejanía con el transformador* de la línea de distribución de energía eléctrica, más de cien metros, y *lejanía con cualquier punto posible de consumo*.
3. *Problemas con los regantes* por el uso del agua.

El diagrama de la instalación es el siguiente:

**ALTERNATIVA III:  
EMPLAZAMIENTO  
SALTO CASETA DE REGANTES**



### 3.4 SELECCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO. ANALISIS DESDE EL PUNTO DE VISTA DE LA GENERACIÓN DISTRIBUIDA Y AUTOCONSUMO

Quedan presentados los tres emplazamientos estudiados, el paso siguiente es seleccionar el más apropiado para la implantación de la *Microcentral*. Es preciso considerar que uso se va a dar a la energía producida, concepto que no se había considerado hasta ahora y que va a ser el factor determinante. *La energía generada, ¿se va a vender en régimen especial? (ANEXO II), o ¿se va a optar por el autoconsumo?*

Su empleo para *conectarla a la red* y venderla en régimen especial queda *descartado* por el elevado coste que supone en comparación con el autoconsumo y el poco beneficio que se obtendría por la escasa potencia que se puede sacar de los tres emplazamientos. Generalmente las empresas dedicadas a la energía hidráulica no montan centrales para su conexión a la red y venta de la energía si la potencia producida no supera los **40 kW**.

El coste para una *microcentral* conectada a red se debe a los equipos de control y regulación, mucho más caros que los de autoconsumo, a esto hay que sumar el coste de la infraestructura necesaria (Línea de baja tensión) para llevar la energía generada desde el lugar de producción hasta el punto de conexión con la red eléctrica que facilite la empresa distribuidora. Toda esta inversión recaería sobre el responsable de la instalación, haciendo el proyecto inviable económicamente por los escasos beneficios que se obtendrían, ya que como se ha detallado en el apartado anterior la potencia producida es escasa.

Si se *descarta* entonces la opción de la venta de la energía, nos queda la opción *del autoconsumo o la generación distribuida*, nuevos conceptos, que implican nuevos desarrollos y sistemas que pueden dar pie, gradualmente, a una evolución del modelo tradicional (el sistema de generación de energía eléctrica se ha caracterizado por un esquema de generación centralizada, unidireccional y con escaso control sobre la demanda.) hacia otro donde la generación de electricidad distribuida (generalmente de pequeña potencia) comienza a integrarse de una manera eficaz en la red como un elemento de eficiencia, de producción y de gestión, y no tan sólo como una simple conexión para la entrega de la energía eléctrica producida.

La evolución tecnológica actual de las energías renovables permite que una reducción significativa de sus costes de inversión, por otro lado el mercado eléctrico liberalizado ofrece cada vez precios más elevados a los consumidores finales, que además se encuentran desprotegidos ante las constantes fluctuaciones de los mercados.

Este escenario facilita la llegada de la paridad de red para las energías eléctricas renovables. Se entiende paridad de red como el punto de indiferencia entre la compra de energía eléctrica al sistema y la autoproducción. Cuando se alcanza este punto de paridad de red, para el productor/consumidor, el coste de producción de energía es igual al precio de referencia de la electricidad consumida de la red, de manera que el coste de oportunidad del productor/consumidor es nulo (es decir el coste de generación es igual al ahorro que se obtiene por consumir energía *autoproducida* en lugar de consumir energía eléctrica comprada a terceros).

El titular de una instalación de producción en régimen especial puede vender la energía generada (a una tarifa regulada, directamente al mercado más una prima, o bien con un contrato bilateral), o consumir esta energía por completo. No está contemplada la posibilidad de consumir una parte de la energía generada y vender o ceder el excedente no consumido.

*La Directiva 2009/72/CE de 13 de julio de 2009 sobre normas comunes para el mercado interior de la electricidad*, abre la puerta al desarrollo de medidas de fomento de la eficiencia energética a través de fórmulas de precios innovadoras, sistemas de contadores inteligentes y redes inteligentes de energía. En este contexto, la conexión en redes interiores puede ser una de las principales vías de desarrollo de las tecnologías renovables ya que posibilitan el óptimo aprovechamiento de la electricidad en la medida en la que ésta abastece consumos eléctricos que se realizan en las proximidades de la instalación y resulta beneficiosa para el sistema eléctrico.

En este proyecto se trata de incentivar esta filosofía energética cuyo objetivo es avanzar hacia un sistema de generación distribuida mediante un mecanismo de compensación de saldos de energía o balance neto para potenciar el autoconsumo de la energía generada localmente (como el caso que nos ocupa).

Por tanto, se define el balance neto como aquel sistema de *compensación de saldos* de energía que *permite* a un *consumidor* que auto-produce parte de su consumo eléctrico, *compatibilizar su curva de producción con su curva de demanda*. Este sistema es especialmente interesante para las instalaciones de generación eléctrica con fuentes renovables no gestionables, como *hidráulica*, eólica o solar, ya que les *permite adecuar su producción al consumo sin necesidad de acumulación*.

Dicho esto, y considerando, que en el área que rodea el cauce estudiado existen pocas viviendas y que estas no se encuentran habitadas durante todo el año, y que también existe un restaurante, que si permanece abierto todo el año. Se considera al restaurante la mejor opción para la explotación de una *Microcentral* destinada a integrarse en un sistema de generación distribuida, cuyo objetivo sea el autoconsumo de la electricidad generada. Por lo tanto se determina como alternativa más apropiada para el emplazamiento de la *Microcentral*, la **Alternativa II: Restaurante Molino de la Reina.**

Otra opción sería que el ayuntamiento de Vélez Rubio se encargará del proyecto y dispusiera de la energía generada para usarla en el sistema de distribución del agua, para el accionamiento de motobombas por ejemplo, pero no existen dispositivos destinados a este fin cerca de los emplazamientos estudiados, ya que el sistema aprovecha la altura de la fuente para la distribución del agua a las parcelas situadas aguas abajo, además los mecanismos de control como las válvulas suelen ser de accionamiento manual. De todas maneras siempre puede surgir alguna actividad que requiera energía eléctrica y es importante poner en conocimiento del ayuntamiento y de la comunidad de regantes la disponibilidad de estos saltos.

# CAPITULO 4: ELECCIÓN E INSTALACIÓN DEL GRUPO DE GENERACIÓN

---

## 4.1 CONDICIONES GENERALES DE LA MICROCENTRAL HIDROELECTRICA

Esta Microcentral Hidroeléctrica va a trabajar con *regulación automática a potencia constante*. El grupo turbina-generator transforma la energía hidráulica en energía eléctrica de manera constante, y continua, independientemente de la solicitud de los consumos. Consta de un sistema electrónico de regulación que se ocupa de controlar de forma constante las condiciones de carga de los consumos y de desviar hacia los sistemas de disipación la energía que no se consume directamente.

Dicha energía se puede *recuperar bajo forma de calor*, tanto para la calefacción directa del restaurante, como para calentar el agua destinada a usos higiénico-sanitarios. De este modo se realiza **un sistema de cogeneración**, es decir, de producción de energía eléctrica y de energía térmica. El sistema de regulación está compuesto por unos elementos modulares que se adaptan a cualquier tipo de instalación y de potencia eléctrica generada. Está prevista una regulación secundaria, con accionamiento manual, que permite intervenir en el caudal del agua para adaptar la turbina a las posibles variaciones estacionales del caudal.

Son productos industriales de elevada fiabilidad; diseñados para que se puedan *instalar fácilmente*, incluso en zonas especialmente complejas como en los países en vías de desarrollo. Para una buena instalación, es necesario realizar algunas obras, *simples* pero indispensables, siguiendo las indicaciones dadas por el manual y los planos de base que acompañan el equipo. La instalación, la conexión, la puesta en funcionamiento y el mantenimiento de las Microcentrales Hidroeléctricas no requieren presencia de personal técnico especializado. Un instalador eléctrico y un fontanero, con la ayuda de la documentación técnica, pueden sin ningún problema, poner en marcha los equipos que, por otra parte, no requieren ningún calibrado específico.

## 4.2 SELECCIÓN DEL TIPO DE TURBOMÁQUINA

### 4.2.1 INTRODUCCIÓN

A continuación se realiza la selección del tipo de *Turbomáquina* más apropiada para este emplazamiento, la bibliografía que se ha empleado para tal fin no es la clásica basada en la obra de C. Mataix, debido a que esta obra está pensada para la selección de turbomáquinas para Gran hidráulica o hidráulica de potencia más elevada que la del objeto de este estudio (centrales hidráulicas con una potencia superior a 1MW), y por lo tanto los métodos que en ella aparecen para el prediseño de las dimensiones iniciales del rodete no son válidos para Microhidráulica, ya que los saltos y los caudales de las alternativas presentadas no están considerados en este texto.

Por lo tanto se ha recurrido a textos y documentos de internet de suficiente rigor científico debido a su origen y seriedad en el tratamiento del tema, ya que en la biblioteca de la universidad no existe bibliografía específica referente a Microhidráulica. Los títulos utilizados son:

- Paz Perez, E., Carrocci, L.R., Magalhães Filho, P., Romero Luna, C., Metodología de diseño hidráulico y mecánico de una turbina Michell-Banki (8°CIBIM, 2007).
- Centro de documentación- Soluciones Prácticas-ITDG., Ficha técnica Turbina Michell-Banki, Micro-hidropower Systems,
- A Buyer`s Guide, documento realizado por distintas instituciones dedicadas a la energía renovable y los recursos naturales de Canadá (2004).

#### 4.2.2 SELECCIÓN DEL TIPO DE TURBOMÁQUINA

La elección de la turbina depende principalmente del salto y el caudal de diseño del emplazamiento elegido. La selección también depende de la velocidad deseada de funcionamiento del generador. Otras consideraciones que juegan un rol importante en la elección de la turbina es la potencia que se espera producir en condiciones de caudal distintas o inferiores a las esperadas.

Con el fin de adaptarse a distintas condiciones de saltos y caudales las turbinas se dividen en cuatro grupos (en función del salto, alto, medio bajo y muy bajo) y en dos categorías (impulso y reacción, ver ANEXO IV). La tabla siguiente muestra los distintos grupos de turbinas y el tipo correspondiente a cada grupo en función de las características del salto.

<b>TIPO DE TURBINA</b>	<b>SALTO ELEVADO (MÁS DE 100M)</b>	<b>SALTO MEDIO (DE 20 A 100M)</b>	<b>SALTO PEQUEÑO (DE 5 A 20M)</b>	<b>SALTO MUY PEQUEÑO (MENOS DE 5 M)</b>
<b>IMPULSO</b>	<i>PELTON TURGO</i>	<i>FLUJO-CRUZADO TURGO PELTON MULTI- INYECCIÓN</i>	<i>FLUJO-CRUZADO TURGO MULTI- INYECCIÓN</i>	<i>NORIA DE AGUA (WÁTER WHEEL)</i>
<b>REACCIÓN</b>	—	<i>FRANCIS BOMBA USADA COMO TURBINA</i>	<i>KAPLAN</i>	<i>KAPLAN</i>

Tabla 3: Grupos de turbinas de agua. Ref. Micro-Hidropower Systems, A buyer's guide, renewable energy technology program Canadá.

Para el emplazamiento seleccionado **Alternativa II: Restaurante Molino de la Reina** cuyo salto (bruto 9,2 m y neto 8,4 m) se encuentra en el grupo de turbinas de salto pequeño de 5 a 20 m, la tabla anterior ofrece tres opciones, *dos* dentro de la categoría de *Turbinas de Impulso: Flujo-cruzado y Turgo Multi-inyección*, y la *otra opción* está dentro de la categoría de las *turbinas de reacción: Kaplan*.

Las turbinas de reacción tienen la desventaja de no ser fácilmente ajustables a caudales de agua variables y la bibliografía (véase el texto de Mataix, 1985 y Viedma y Zamora, 2008) destaca que si bien se adaptan a saltos de pequeño desnivel, precisan elevados valores de caudal para

funcionar, y en este caso el caudal no es suficiente por lo que queda descartada.

Por lo tanto la elección se encuentra entre dos tipos Flujo-Cruzado y Turgo multi-inyección, con respecto a estas turbinas la bibliografía si las califica como idóneas para pequeños aprovechamientos debido a su sencillo diseño y su fácil construcción lo que las hace económicamente atractivas. Perfectas para este tipo de explotaciones hidroeléctricas.

Para tomar una decisión sobre un tipo u otro se emplea la siguiente tabla que proviene del catálogo comercial de la marca IREM, en la que las abscisas corresponden al *Salto* y las ordenadas al *Caudal*, intersecando ambos puntos obtendremos la potencia eléctrica generada expresada en kW. Una vez determinada la potencia se selecciona aquel modelo de turbina cuyo punto de funcionamiento se corresponda con la *Potencia obtenida*. El resultado para las características de nuestro emplazamiento es el *Modelo TBS1 TBA1* que se corresponde con una *turbina de Flujo-Cruzado* y esta va a ser la solución adoptada. Estas turbinas también conocidas como *Turbinas Banki-Michell* pueden operar con caídas bajas y generar una *potencia considerable a revoluciones por minuto razonables*. Se utilizan en una amplia gama de caudales -entre 0.03 a 5 m<sup>3</sup>/s- dentro de un rango de caídas entre 2 y 25 m generalmente.

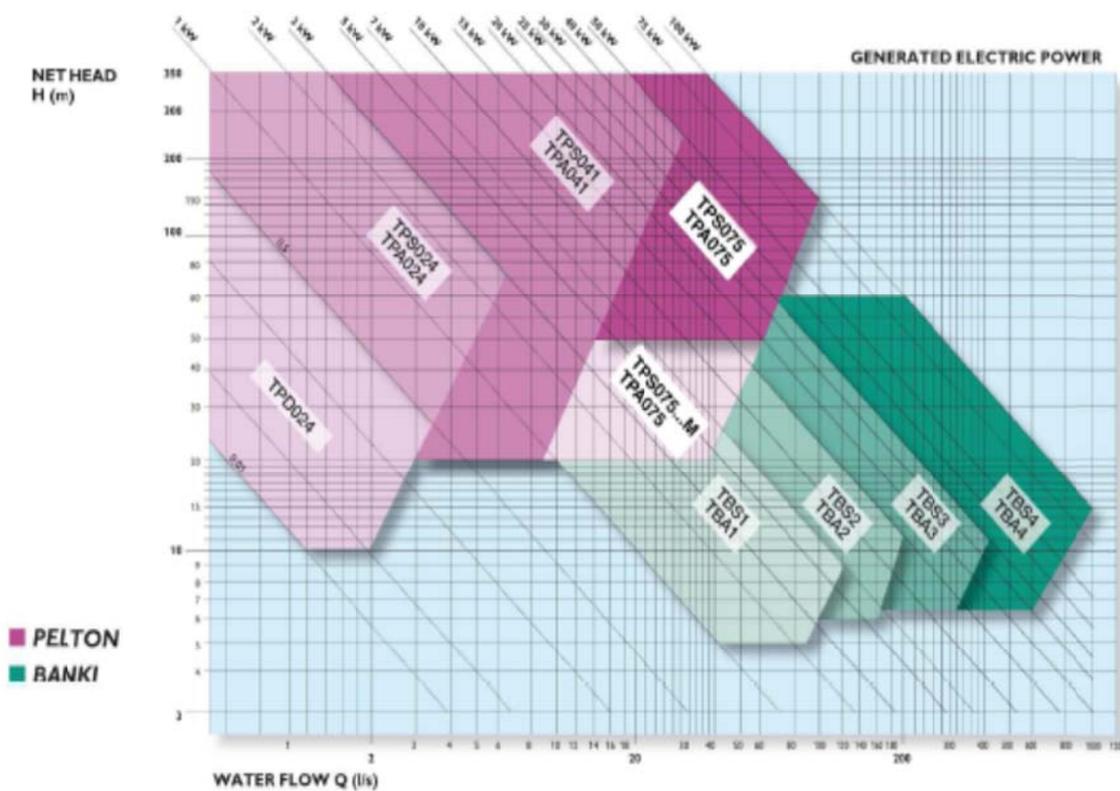


Figura 11: Gráfica de selección de la turbomáquina en función del salto y el caudal.

#### 4.2.3 TURBINA DE FLUJO CRUZADO O BANKI-MICHELL

También conocida como: de Flujo cruzado, Michell, Ossbeger, es clasificada como una turbina de acción, entrada radial, de admisión parcial y flujo transversal. El desarrollo de las turbinas de flujo cruzado se atribuye a *Donat Banki de Hungría (1910)* y *Anthony Mitchell de Australia (1903)* quienes obtuvieron patentes independientes. La turbina de Banki-Michell es una máquina utilizada principalmente para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. Sus ventajas principales están en su sencillo diseño y su fácil construcción lo que la hace atractiva en el balance económico de un aprovechamiento a pequeña escala. No obstante esto no impide que la turbina se utilice en grandes instalaciones. Aunque la turbina de flujo cruzado se conoce como una máquina de pequeña escala, existen actualmente máquinas de este tipo de hasta 6 MW.

Los **rangos de operación** son los siguientes:

- Altura H:  $1\text{m} \leq H \leq 100\text{m}$
- Caudal Q:  $0,2 \text{ m}^3/\text{s} \leq Q \leq 7 \text{ m}^3/\text{s}$
- Potencia P:  $P \leq 1\text{Mw}$
- Velocidad específica ns:  $30 \leq ns \leq 180$

Las principales **características** de esta máquina son las siguientes:

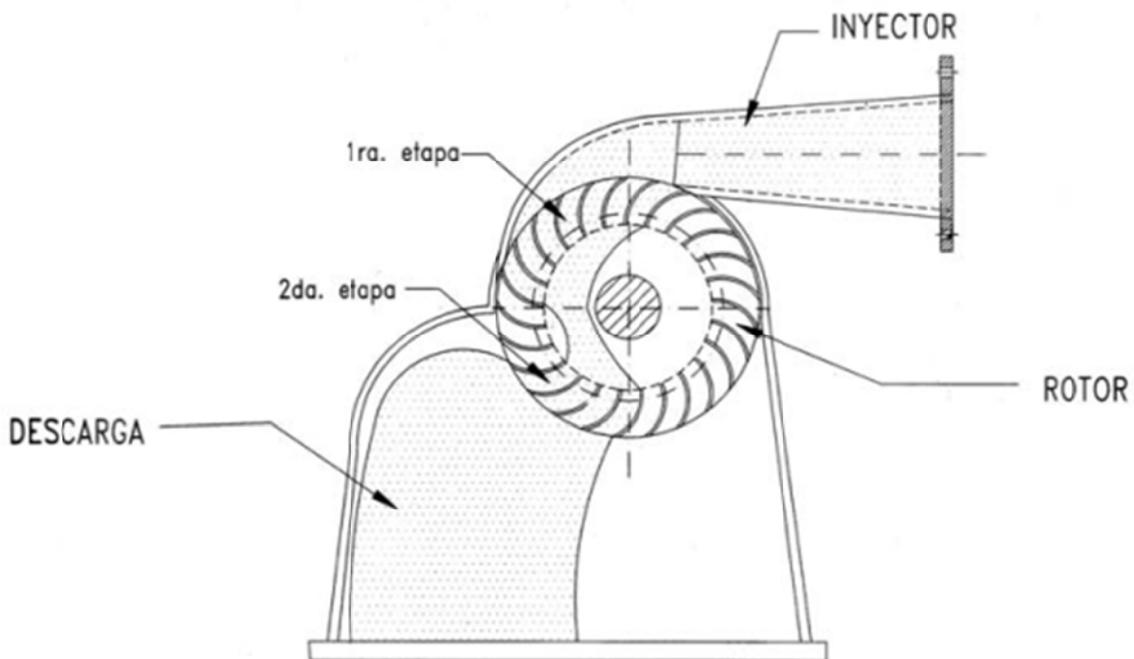
- La velocidad de giro puede ser seleccionada en un amplio rango.
- El diámetro de la turbina no depende necesariamente del caudal.
- Se alcanza un aceptable nivel de rendimiento con pequeñas turbinas.
- Se puede regular el caudal y la potencia por medio de un álabe ajustable.
- Tiene un amplio rango de aplicación, estando comprendida entre la turbina Pelton de doble inyector y las Francis rápidas.
- Su construcción es sencilla, pudiendo ser fabricada en pequeños talleres.
- Debido a su simplicidad de construcción y funcionamiento, para bajos saltos, es la turbina que presenta los menores costos iniciales así como de operación y mantenimiento.

- Es la turbina que mejor se adapta para ser usada en medios rurales.

### Principio de funcionamiento

La turbina consta de dos elementos principales: un inyector y un rotor. El agua es restituida mediante una descarga a presión atmosférica. El rotor está compuesto por dos discos paralelos a los cuales van unidos los álabes curvados en forma de sector circular.

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



*Figura 12: Turbina de flujo-cruzado o Banki-Michell.*

La energía del agua es transferida al rotor en dos etapas, lo que también da a esta máquina el nombre de turbina de doble efecto, y de las cuales la primera etapa entrega un promedio del 70% de la energía total transferida al rotor y la segunda alrededor del 30% restante. (Los ensayos realizados por distintos investigadores sitúan el rendimiento hidráulico de esta máquina entre un 65-70%, otros autores mencionan un 61% aclarando que la segunda etapa entrega un 17%, y en general muchos autores indican un 70% hasta un 84%.)

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

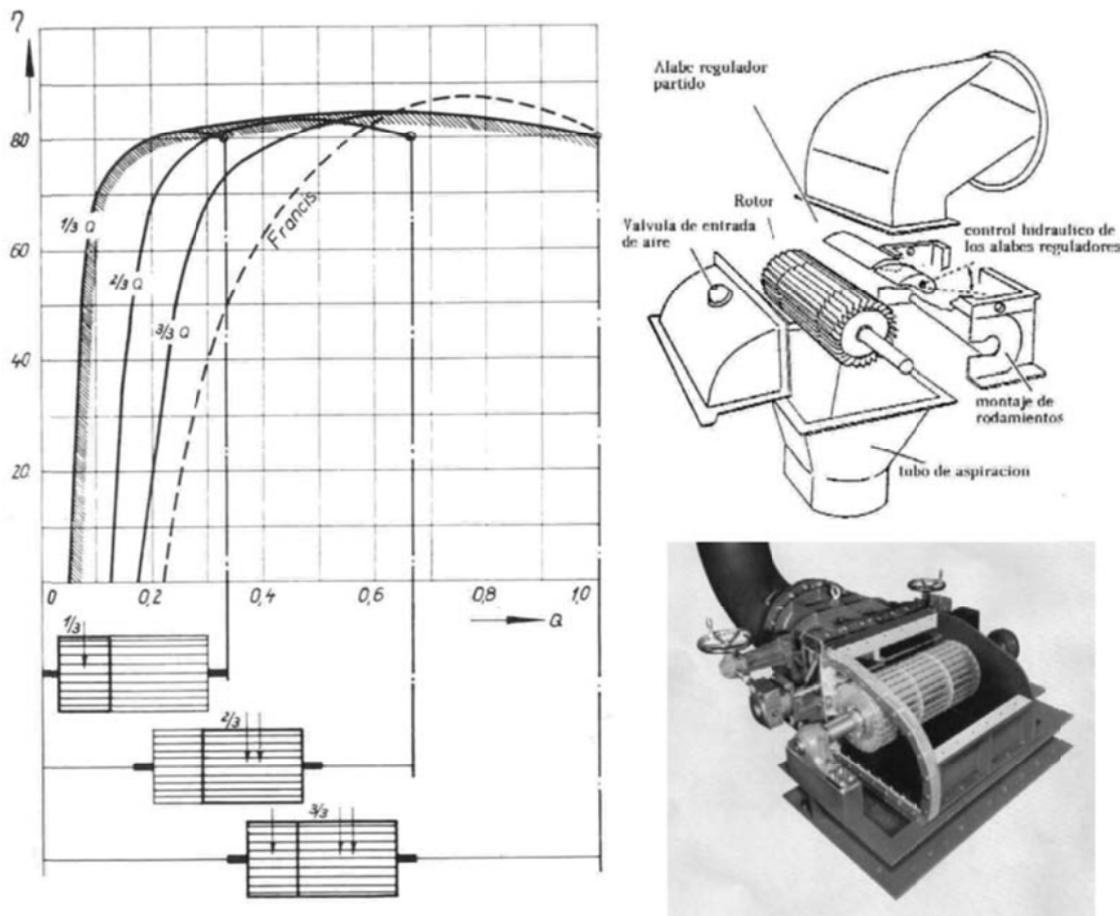


Figura 13: Rendimiento en función de la apertura de la admisión.

Esta clase de admisión permite obtener una curva de rendimiento como la de la Figura anterior (nº16) en la cual se observa la comparación con la curva de rendimiento de una turbina tipo Francis. Como se mencionó anteriormente, la turbina de flujo cruzado es especialmente apropiada para ríos con pequeños caudales. Estos generalmente llevan durante varios meses muy poca agua, por lo que en su diseño debe considerarse para el mínimo caudal que será el parcial y para épocas de abundancia de agua, se considerará el caudal total que será utilizado para usos productivos. De la curva característica de rendimiento de cada turbina depende si durante este tiempo se sigue produciendo energía eléctrica.

### 4.3 DISEÑO HIDRÁULICO DEL TIPO DE TURBOMÁQUINA

A continuación se realiza el diseño de la turbomáquina en función de los parámetros de salto y caudal del emplazamiento seleccionado *Alternativa II: Restaurante Molino de la Reina*.

De acuerdo a lo dicho en el apartado anterior el diámetro de esta máquina no depende del caudal. Esta premisa facilita el diseño pues otorga al diámetro el carácter de parámetro independiente. Esto se afirma por el hecho de que esta turbina puede trabajar dentro de un amplio rango de velocidades de rotación. De acuerdo con esto el diámetro podrá ser seleccionado en primer término. Muchos autores señalan que para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos los diámetros comúnmente utilizados van desde los 200 mm hasta los 500 mm. Lo que se hace frecuentemente es seleccionar el diámetro de los diagramas de estandarización que ofrece la bibliografía disponible y tomar a éste como base del diseño.

Algunos factores a tener en cuenta son los siguientes:

- Si se reduce el diámetro del rodete se reduce el rendimiento hidráulico.
- Los rodetes más grandes tienen una velocidad de embalamiento menor.
- Se debe mantener una cierta proporcionalidad entre el diámetro y el ancho de la turbina a fin de evitar cambios de sección demasiado bruscos entre la tubería y el inyector que provocan fuertes perturbaciones en la vena fluida.
- Se debe tener en cuenta al seleccionar dicho parámetro el grado de simplicidad en la fabricación de la turbina.

El presente apartado tiene por finalidad presentar una *metodología de selección y cálculo* para el *diseño hidráulico y mecánico* de las partes principales de una *turbina Banki-Michell* así como también de los diversos elementos de esta máquina. Para ello se parte de los principios fundamentales de las turbinas hidráulicas, *estudios anteriores* realizados específicamente sobre turbinas Michell-Banki (*The Banki wáter turbine, C.A. Mockmore, F.Merryfield ,1949 Oregon state college*), *información* proporcionada por *fabricantes* de estas máquinas (*IREM*), así como también, de conocimientos de resistencia de materiales, diseño de elementos de máquinas, materiales de construcción mecánica, entre otros.

### 4.3.1 SELECCIÓN DEL DIÁMETRO DEL ROTOR Y VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA

Una turbina Michell-Banki opera en condiciones similares cuando el valor  $Q/H$  es constante, también se sabe que la eficiencia de estas turbinas no varía apreciablemente en amplios intervalos de valores de  $Q$  y  $H$  (*Metodología de diseño hidráulico y mecánico de una turbina Michell-Banki*, 8°CIBIM, 2007). Utilizando estos criterios se selecciona el diámetro del rotor, de la siguiente manera: se calcula el valor:  $Q/\sqrt{H}$  y se selecciona el diámetro del rotor usando la Tabla 2.

$Q/\sqrt{H}$	Diámetro del rotor (mm)
0,02236 - 0,04743	200
0,04743 - 0,07906	300
0,07906 - 0,11068	400
0,07906 - 0,15812	500

**Tabla 4: selección del diámetro del rotor.**

Por lo tanto:

#### **Diámetro interior del rotor:**

$$Di = 0,66D \quad (4.1)$$

#### **Velocidad nominal de rotación:**

$$N = \frac{40 \cdot \sqrt{Hn}}{De} \quad (4.2)$$

#### **Coefficiente de velocidad del inyector:**

$$K_c = \frac{N \cdot De}{40,62\sqrt{Hn}} \quad (4.3)$$

Aprovechamiento hidráulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimón. Proyecto de viabilidad técnica y económica.

<b>D(m)</b>	0,2 m
<b>D<sub>i</sub>(m)</b>	0,132 m
<b>N(r.p.m.)</b>	589,91 r.p.m.
<b>K<sub>c</sub></b>	0,984

**Tabla 5: Diámetros del Rotor, velocidad de giro y coeficiente de velocidad del inyector.**

### 4.3.2 NÚMERO DE ALABES DEL ROTOR

El número de álabes puede ser seleccionado usando la Tabla 4.

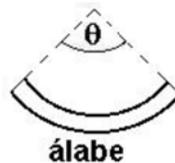
Diámetro del rotor (mm)	Número de álabes
200	22
300	24
400	26
500	28

**Tabla 6: Selección del número de álabes del rotor.**

Luego el número de álabes para esta turbina es **22 (Z=22)**

#### Selección del espesor de los álabes del rotor:

Para facilitar la construcción de los álabes, algunos fabricantes utilizan tuberías comerciales de acero al carbono (*Metodología de diseño hidráulico y mecánico de una turbina Michell-Banki 8°CIBIM, 2007*). Éstas son cortadas formando un arco de circunferencia, como se muestra en la Figura 15. La Tabla 5 muestra los diámetros de tuberías recomendados.



*Figura 14: Sección transversal de un álabe del rotor.*

Rotor	Tubería			
	Diámetro (mm)	Diámetro (pulg)	espesor (mm)	peso (kgf/m)
200		2 1/2	5,16	8,62
300		4	6,02	16,07
400		5	6,55	21,78

**Tabla 7: Diámetros de tubería utilizados para la construcción de los álabes.**

Para el **D=200mm** se utilizará una tubería de **D<sub>t</sub>= 2<sup>1/2</sup> pulgadas**, con un espesor **e= 5,16 mm** y un **peso de 8,62 Kg/m (84,47 N/m)**.

### 4.3.3. CALCULO DEL ANCHO DEL INYECTOR

Un factor importante a tener en cuenta es el cálculo del ancho del inyector. Este se calcula teniendo en cuenta el diámetro seleccionado y los parámetros de funcionamiento H y Q (*Centro de documentación-Soluciones Prácticas-ITDG., Ficha técnica Turbina Michell-Banki*).

Como se sabe el área de admisión está dada por:

$$A_a = \frac{Q}{c_{m1}} \quad (4.4)$$

Además:

$$A_a = B_i \cdot p_z \cdot Z_A \quad (4.5)$$

El paso Pz estará dado por:

$$p_z = \frac{\pi \cdot D}{z} \quad (4.6)$$

Si definimos

$$x_z = \frac{Z_a}{z} \quad (4.7)$$

Como la relación entre el número de álabes de la admisión y el número de álabes totales, se tendrá que una vez seleccionado el número de álabes del rotor se podrá determinar el número de álabes que actúan en la admisión, y por lo tanto el valor de  $X_z$ . Este número de álabes  $Z_a$  tiene estrecha vinculación con el ángulo de admisión de la máquina.

El coeficiente  $X_z$  varía entre 0,05 y 0,35. Como límite se adopta,

$$x_z = \frac{z_a}{z} < 0,35 \quad (4.8)$$

Igualando (4.5) y (4.6) y despejando  $B_i$  tenemos:

$$B_i = \frac{Q \cdot z}{\pi \cdot D \cdot c_1 \cdot \text{sen} \alpha_1 \cdot z_a} \quad (4.9)$$

Aprovechamiento hidráulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimón. Proyecto de viabilidad técnica y económica.

Al final la expresión para calcular el ancho del rotor queda:

$$B_i = 0,259 \frac{Q}{Kc \cdot D \cdot \sqrt{Hn \cdot Xz}} \quad (4.10)$$

Si asumimos el valor de  **$Xz = 0,20$  implica que  $Z_a = 4,4$  alabes en la admisión.** Por lo tanto:

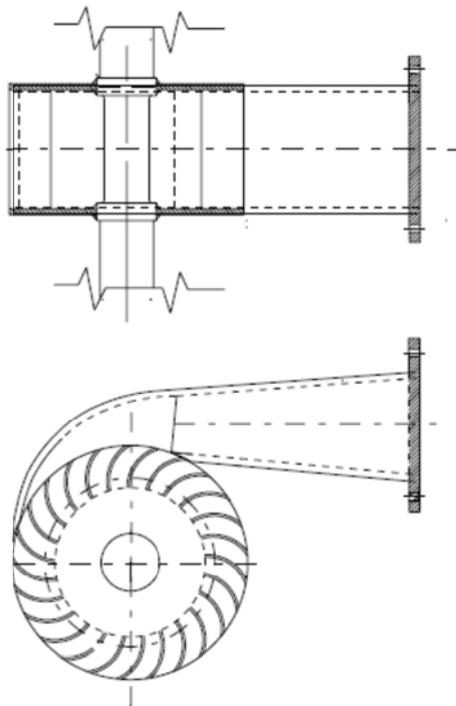
$$B_i = 0,259 \frac{Q}{Kc \cdot D \cdot \sqrt{Hn \cdot Xz}} = 0,236m \quad (4.11)$$

#### 4.3.4. DISEÑO DEL INYECTOR

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

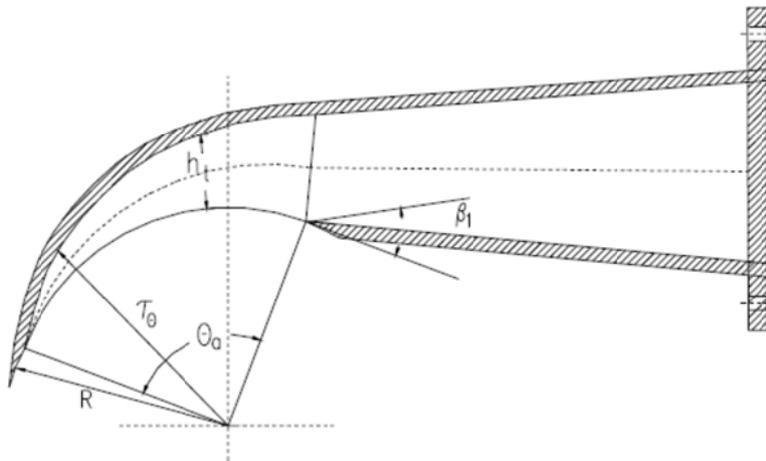
El inyector puede tener distintas geometrías diferenciadas fundamentalmente por el ángulo de admisión y el órgano de regulación que posea, si es que existe. Se deberá tener en cuenta en la ubicación de este órgano de regulación que cualquier elemento en el interior del inyector puede provocar disturbios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

El inyector posee una sección transversal de forma rectangular compuesta por dos caras laterales rectas que permiten descargar el flujo sobre todo el ancho del rotor (Figura 16), una cara superior envolvente que guía el flujo. Esta cara posee un ángulo  $\alpha_1$  óptimo constante en cada punto de la curva. La velocidad absoluta será tangente a esta curva en todo punto. La cara inferior es recta y puede tener un ángulo de  $5^\circ$  como máximo.



*Figura 15: Vistas del inyector de las Turbinas de flujo-cruzado.*

El chorro entra al rotor con un ángulo  $\alpha_1$  que es constante en toda la admisión y tangente a la periferia de la rueda. El flujo que abandona las paredes sólidas del inyector es definido como un chorro libre. La velocidad a la salida del inyector tiene un valor un poco más pequeño que el valor de diseño lo que provoca un incremento en el arco de entrada. Como ya se mencionó, la diversidad de diseño en la geometría del inyector hace que se adopten distintos ángulos de admisión. A través de las diversas investigaciones que se han realizado sobre esta máquina los ángulos de admisión del inyector van desde los  $30^\circ$  hasta los  $120^\circ$ . Gran parte de la bibliografía existente parece coincidir en que el ángulo de admisión  $\theta_a$  óptimo para este tipo de turbina es de alrededor de los  $90^\circ$  (*Centro de documentación-Soluciones Prácticas-ITDG., Ficha técnica Turbina Michell-Banki*). Tomando como referencia este ángulo, se calcula el arco de admisión (Figura 17) con la siguiente fórmula:



*Figura 16: Detalle del inyector, arco de admisión y ángulo de admisión.*

Arco de admisión:

$$L_a = \frac{\Pi \cdot D}{Z} \cdot Z_a + Z_a \cdot e = 0,14836m \quad (4.12)$$

Luego el ángulo de admisión  $\theta_a$  será:

$$\theta_a = \frac{360^\circ}{\pi \cdot D} \cdot L_a = 85,00^\circ \quad (4.13)$$

Como se indica con anterioridad el ángulo de admisión obtenido está en torno a los 90°, por lo que se consideran los 85 grados de abertura como válidos.

Por último queda hallar la función que representará la curva envolvente del inyector (cara superior). El modelo matemático de la entrada y salida del caudal en el inyector puede definirse como un flujo potencial (*Centro de documentación-Soluciones Prácticas-ITDG., Ficha técnica Turbina Mitchell-Banki*). En general para cualquier ángulo entre 0° y  $\theta_a$  la curva envolvente del inyector está dada por:

$$\tau_\theta = R \cdot \exp\left[\frac{1 - \frac{\theta}{\theta_a}}{B \cdot C}\right] \cdot Q \quad (4.14)$$

$$C = 2,3 \cdot \eta_h \cdot \frac{D \cdot \sqrt{H_n}}{K_{c1}} \quad (4.15)$$

Estimando un  $\eta_h = 68\%$  , se tiene:

$$C = 0,936$$

<b>Bi(m)</b>	0,236 m
<b>La(°)</b>	0,148
<b>Θa(°)</b>	85,008
<b>C</b>	0,936

**Tabla 8: Tabla resumen de los parámetros del Inyector.**

Entonces para los distintos valores de  $\theta$  hasta  $\theta_a=85^\circ$ ,  $\tau_\theta$  toma los siguientes valores de la tabla:

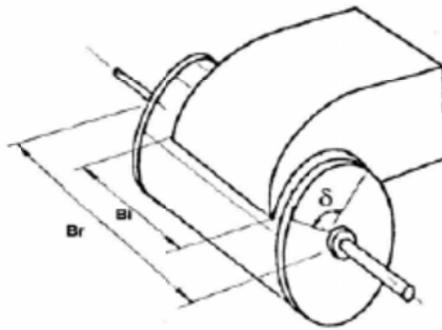
$\theta(\text{grados})$	$\tau_\theta (m)$	$\theta(\text{grados})$	$\tau_\theta (m)$
0	0,161	45	0,125
5	0,157	50	0,122
10	0,153	55	0,118
15	0,148	60	0,115
20	0,144	65	0,112
25	0,140	70	0,109
30	0,136	75	0,106
35	0,133	80	0,103
40	0,129	85	0,100

**Tabla 9: Radio de la curva envolvente del inyector en función del ángulo de admisión.**

### **Ancho total del rotor:**

Para que no existan pérdidas de caudal en la interfase entre el inyector y el rotor, el ancho de éste se construye 20 a 40 % mayor que el ancho del inyector. Para este caso usaremos el valor medio, el 30%. Entonces la fórmula propuesta para el ancho total del rotor es:

$$Br = 1,3 \cdot Bi = 0,307m \quad (4.16)$$



*Figura 17: Dimensiones características del inyector y del rotor.*

**Razón de aspecto:**

Esta relación expresa que proporción hay entre el ancho del rotor y el diámetro exterior del mismo, este valor debe estar comprendido entre 0,5 a 3,5.

$$R = \frac{Br}{De} = 1,535 \quad (4.17)$$

Por tanto **0,5 < R < 3,5**.

**Diámetro máximo del eje del rotor:**

El diámetro del eje del rotor debe tener un valor máximo de tal manera que no obstruya el paso del flujo a través de éste. El diámetro máximo puede calcularse mediante la siguiente relación:

$$de_{\max} = 0,33 \cdot D = 0,066m \quad (4.18)$$

### 4.3.5 DISEÑO MECÁNICO

Para este apartado se siguen las directrices marcadas por el texto Metodología de diseño hidráulico y mecánico de una turbina Michell-Banki, 8°CIBIM, 2007.

#### **Caudal que ingresa en un álabe:**

$$Q_a = \frac{Q_{\max}}{Z_f} = 0,0227 \text{ m}^3 / \text{s} \quad (4.19)$$

#### **Peso de un álabe:**

$$P_a = P_u \cdot L = 165,522 \text{ N} \quad (4.20)$$

#### **Peso total del rotor:**

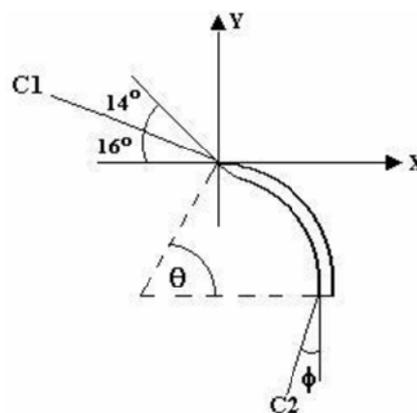
$$P_{tr} = Z \cdot P_a + 75,963 \cdot N_d \cdot D^2 \quad (4.21)$$

Suponiendo  $N_d$  (número de discos del rotor)=1:

$$P_{tr} = 393,920 \text{ N}$$

#### **Fuerza hidráulica sobre el álabe**

Esta fuerza se debe al cambio de dirección que experimenta el agua al pasar por las paletas del rotor. Esta fuerza puede calcularse aplicando la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento en un álabe, véase la siguiente figura:



*Figura 18: Ángulos de velocidad absoluta a la entrada y la salida del álabe.*

Diámetro del rotor (mm)	$\phi$ (°)	$\theta$ (°)
200	15,5	74,5
300	20,0	70,0
400	17,0	73,0
500	14,6	75,4

**Tabla 10: Ángulos característicos del alabe.**

$$F_{hx} = 429,38 \cdot Q_a \sqrt{H_{\max}} (\cos 16^\circ - \text{sen} 15,5^\circ) = 2013,9\text{N} \quad (4.22)$$

$$F_{hy} = 429,38 \cdot Q_a \sqrt{H_{\max}} (\text{sen} 16^\circ - \cos 15,5^\circ) = -199,626\text{N} \quad (4.23)$$

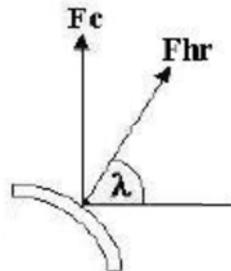
$$F_{hr} = \sqrt{(F_{hx})^2} + \sqrt{(F_{hy})^2} = 283,563\text{N} \quad (4.24)$$

La fuerza centrífuga sobre el álabe puede calcularse con la siguiente formula:

$$F_c = 0,895 \cdot \frac{P_a \cdot H_{\max}}{D} = 683,648\text{N} \quad (4.25)$$

**Fuerza total sobre el álabe:**

La fuerza total se calcula para el caso más desfavorable, en el cual la resultante de las fuerzas hidráulica y centrífuga es mayor, este caso se muestra en la siguiente figura, donde el ángulo  $\lambda$  es diferente para cada diámetro de rotor, como se muestra en la Tabla 9.



*Figura 19: Composición de fuerzas sobre el álabe.*

<b>Diámetro del rotor (mm)</b>	<b><math>\lambda(^{\circ})</math></b>
200	29,75
300	32,02
400	30,50
500	29,90

**Tabla 11: Ángulo entre la fuerza hidráulica sobre el alabe y el eje X.**

$$R_x = F_{hr} \cdot \cos \lambda = 246,185\text{N} \quad (4.26)$$

$$R_y = F_{hr} \cdot \text{sen} \lambda + F_c = 824,356\text{N} \quad (4.27)$$

$$R_T = \sqrt{(R_x^2 + R_y^2)} = 664,253\text{N} \quad (4.28)$$

### **Momento Flector Máximo sobre el álabe**

$$M = \frac{R_T \cdot B_{RC}}{12} = 1699,378 \text{ N} \cdot \text{cm} \quad (4.29)$$

### **Esfuerzo máximo en el álabe**

Diámetro del rotor (mm)	E (1/cm <sup>3</sup> )
200	510,88
300	250,32
400	162,92
500	111,91

**Tabla 12: Factor de corrección del esfuerzo máximo en el alabe.**

$$\sigma = E \cdot M = 868,172 \text{ N} \cdot \text{l} / \text{cm}^2 \quad (4.31)$$

Para el diseño se tomará un material con un límite de fluencia de 23.520 N/cm<sup>2</sup> y un factor de seguridad de 2, por lo tanto debe verificarse la relación 4.32, de no ser así debe usarse un disco de refuerzo en el centro del rotor, el cual será idéntico a los discos laterales.

$$\sigma \leq \frac{23.520}{fs} \quad (4.32)$$

Por lo tanto:  $868,172 \leq 11.760$

### **Diseño del eje del rotor:**

Para el diseño del eje del rotor se hace uso del diagrama de fuerzas que actúan sobre este y el cual se muestra en la Figura X.

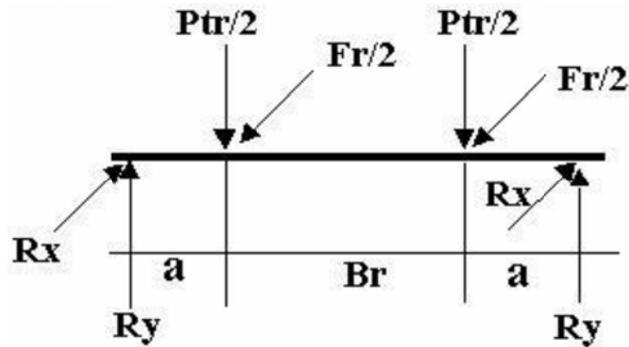


Figura 20: Diagrama de fuerzas actuantes sobre el eje.

El diámetro mínimo del eje del rotor se calculó utilizando la fórmula de la ASME (*American Society of Mechanicals Engenier*).

$$d^3 = \frac{16}{\pi s d} \sqrt{(K_m \cdot M_{\max})^2 + (K_T \cdot T_{\max})^2} \quad (4.33)$$

Dónde:

$$T_{\max} = 974 \frac{P}{N} = 97,078 N \cdot m \quad (4.34)$$

$$M_{\max} = \sqrt{(M_x^2 + M_y^2)} \quad (4.35)$$

Siendo:

Aprovechamiento hidráulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimón. Proyecto de viabilidad técnica y económica.

$$\begin{aligned} M_x &= Fr \cdot a / 2 \\ M_y &= Ptr \cdot a / 2 \end{aligned} \quad (4.36)$$

$$a = \frac{Br}{2} = 0,153 \text{ m}$$

Dónde:

$$Fr = 1948 \frac{P}{N \cdot D} = 1948,051 \quad (4.37)$$

Entonces:

$$M_x = 1460,445 \text{ N}$$

$$M_y = 30,125 \text{ N}$$

$$M_{\max} = 1460,748 \text{ N} \quad (4.38)$$

Por lo tanto el diámetro mínimo del eje del rotor es:

$$d = 0,025 \text{ mm}$$

Debe cumplirse que el diámetro máximo del eje (calculado con la Ecuación 4.18) debe ser mayor que el diámetro mínimo (calculado con la Ecuación 4.33).

$$d < d_{\max(4.39)}$$

Por lo tanto:  $0,025 \text{ mm} < 0,066 \text{ mm}$

Los parámetros mecánicos característicos se resumen en la siguiente tabla:

$Q_a(\text{m}^3/\text{s})$	0.022
$P_{tr}(\text{N})$	393,920
$F_{hr}(\text{N})$	683,648
$R_T(\text{N})$	664,253
$M(\text{Ncm})$	1699,378
$\sigma(\text{Nl}/\text{cm}^2)$	868,172
$M_{max}(\text{N})$	1460,741
$d(\text{m})$	0,025

**Tabla 13: Resumen del cálculo mecánico.**

#### 4.3.6 VELOCIDAD CRÍTICA DE LA TURBINA

Una vez determinado el diámetro del eje debe realizarse un chequeo de éste considerando la velocidad crítica de la turbina.

Debiendo satisfacerse que la velocidad crítica de la turbina ( $N_c$ ), deba ser mayor que la velocidad de embalamiento ( $N_e$ ), en un 40% o más (*Metodología de diseño hidráulico y mecánico de una turbina Michell-Banki 8°CIBIM, 2007*). De no cumplirse esta condición debe tomarse un diámetro del eje mayor que satisfaga las Ecuaciones 4.39 e 4.40.

$$N_c \geq 1,4N_e \quad (4.40)$$

Dónde:

$$N_e = 1.8N = 1061,83r.p.m. \quad (4.41)$$

$$N_c = \frac{29,88}{\sqrt{Y_{\max}}} = 4803,296r.p.m. \quad (4.42)$$

$$Y_{\max} = \frac{W \cdot a^2}{6 \cdot E_r \cdot I} (3B_r + 2a) = 3,869 \cdot 10^{-7}$$

$$W = \sqrt{(Fhr^2 + Fr^2)} = 1948,266N$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = 0,001m^4 \quad (4.43)$$

Por tanto  $N_c = 48032,960 \geq 1,4 N_e$ ; **4.803,96 r.p.m.  $\geq$  1.486,586 r.p.m.**; Se satisface la ecuación 4.40.

#### 4.3.7 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

El diseño de los rodamientos se realiza calculando la capacidad de carga dinámica C.

$$C = X \cdot Fr \left( \frac{60N \cdot Lh}{10^6} \right)^P = 24.514Mpa \quad (4.44)$$

Siendo:

$$Fra = \frac{\sqrt{Ptr^2 + Ft^2}}{2} \quad (4.45)$$

#### 4.3.8 FUERZA TOTAL SOBRE LA PLANCHA DEL INYECTOR

El diseño del inyector se realiza analizando la sección de entrada de éste, donde actúa la fuerza de presión del agua, esta fuerza puede calcularse como:

$$F_{ii} = 390 \cdot D \cdot H_{\max} Br = 2160,321N \quad (4.46)$$

#### 4.3.9 MOMENTO MÁXIMO SOBRE LA PLANCHA DEL INYECTOR

$$M_i = \frac{F_{ii} \cdot Br}{12} = 55,301Nm \quad (4.47)$$

#### 4.3.10 ESFUERZO MÁXIMO SOBRE LA PLANCHA DEL INYECTOR

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i} = 26587,801N/m^2 \quad (4.48)$$

Dónde:

$$W_i = \frac{0,39(e_i)^2 \cdot D}{6} = 0,00208m^2 \quad (4.49)$$

**Comprobación del espesor de la plancha del inyector:**

Debe comprobarse que el esfuerzo máximo en el inyector debe ser menor que el esfuerzo de fluencia dividido por 2, de no ser así debe asumirse un espesor de plancha mayor en la Ecuación 4.49.

$$\sigma_i \leq \frac{\sigma_f}{2} \quad (4.50)$$

Entonces:

$$26.587,801 \text{ N/m}^2 \leq 85.750 \text{ N/m}^2 \text{ se satisface la ecuación 4.50}$$

A continuación se presenta una tabla resumen con los últimos valores calculados:

<b>N<sub>c</sub>(r.p.m)</b>	4.803,296
<b>C(Mpa)</b>	24.514
<b>F<sub>ti</sub>(N)</b>	2.160,321
<b>M<sub>i</sub>(Nm)</b>	55,301
<b>σ<sub>i</sub>(N/m<sup>2</sup>)</b>	26.587,801

**Tabla 14: Velocidad crítica, capacidad de carga dinámica de los rodamientos y esfuerzos sobre la plancha del inyector.**

## 4.4 BOMBAS USADAS COMO TURBINAS

También existe la posibilidad de emplear *bombas hidráulicas* funcionando como turbinas. El uso de *Bombas Centrifugas Standard* como turbinas puede ofrecer, y desde ya lo están haciendo, una alternativa técnica y con una considerable ventaja económica y por lo tanto, debe contribuir a una amplia aplicación en pequeñas centrales hidráulicas.

Desde hace varias décadas, las bombas con sentido de rotación inverso, están siendo utilizadas como turbinas en aplicaciones industriales, y más recientemente en centrales de *generación hidroenergética* para sitios aislados o, en algunos casos, conectadas a la red, sobre todo en países desarrollados. En virtud del mayor tamaño de su mercado, las bombas usadas como turbinas (*BUTU*) representan tener un costo menor y están de manera más rápida en disponibilidad respecto a las turbinas convencionales; además es más fácil su mantenimiento, debido a la amplia disponibilidad de talleres con técnicos experimentados. Sin embargo, algunas incertidumbres que se encuentran presente aun sobre estos equipos con rotación invertida, y ha frenado su difusión, particularmente en el contexto de los países en desarrollo.

La principal diferencia entre una *BUTU* y una turbina convencional radica en que la *BUTU* carece de un dispositivo de control hidráulico (Predistribuidos y Distribuidor). Esta carencia, que ayuda a explicar el bajo costo de la *BUTU*, y significa que las misma necesita condiciones de operación constantes. Estas condiciones pueden ser provistas considerando que, para el caso de las variaciones de la carga, estas se pueden enfrentar por medio de un control electrónico de carga; las variaciones estacionales de caudal se las contempla operando varias máquinas en paralelo, o bien operando una sola máquina a toda capacidad intermitentemente con ciclos de corta duración.

La segunda deficiencia que hay que resolver, y tal vez la más importante, es la falta de información respecto al funcionamiento de las *BUTU*. Los pequeños fabricantes de bombas ignoran el funcionamiento de estas como turbinas, y las grandes compañías multinacionales, que sí cuentan con esta información, la consideran confidencial. Por lo tanto, en la mayoría de los casos, la mejor opción para el usuario de una *BUTU* es predecir por sí mismo, y por medio de métodos confiables, su funcionamiento como turbina.

## ASPECTOS GENERALES

Una bomba presenta las siguientes ventajas respecto a una turbina:

### Económicas:

1. Los fabricantes de Turbinas son pocos.
2. El mercado de turbinas es pequeño comparado con el mercado que presentan las bombas centrífugas.
3. Una turbina es más cara que una *bomba standard*, siempre comparando dimensiones semejantes.

### Disponibilidad:

1. La disponibilidad de una bomba centrífuga y sus partes de stock, es más accesible que en el caso de turbinas; esto toma más evidencia cuando se trata para países en desarrollo.

### Construcción:

2. Las bombas centrífugas son de concepción robustas y simples y no requieren de un técnico o mecánico altamente cualificado para su mantenimiento; esto hace que la bomba centrífuga utilizada como turbina sea más apropiada para países en desarrollo que las relativamente sofisticadas turbinas.

A continuación se presentan una serie de apartados para aclarar las principales diferencias entre una Bomba y una Turbina, tanto en su teoría básica de funcionamiento como en su geometría, operación y coste para terminar calculando la curva característica de una bomba centrífuga comercial trabajando como una turbina.

#### 4.4.1 DIFERENCIAS ENTRE UNA BOMBA Y UNA TURBINA

La teoría hidrodinámica básica de aplicación es la misma para ambas máquinas; sin embargo, el comportamiento del flujo de fluido real incluyendo la fricción y la turbulencia resultan diferentes en algunos aspectos para el diseño de la bomba y la turbina. La teoría hidrodinámica básica de aplicación es la misma para ambas máquinas; sin embargo, el comportamiento del flujo de fluido real incluyendo la fricción y la turbulencia resultan diferentes en algunos aspectos para el diseño de la bomba y la turbina.

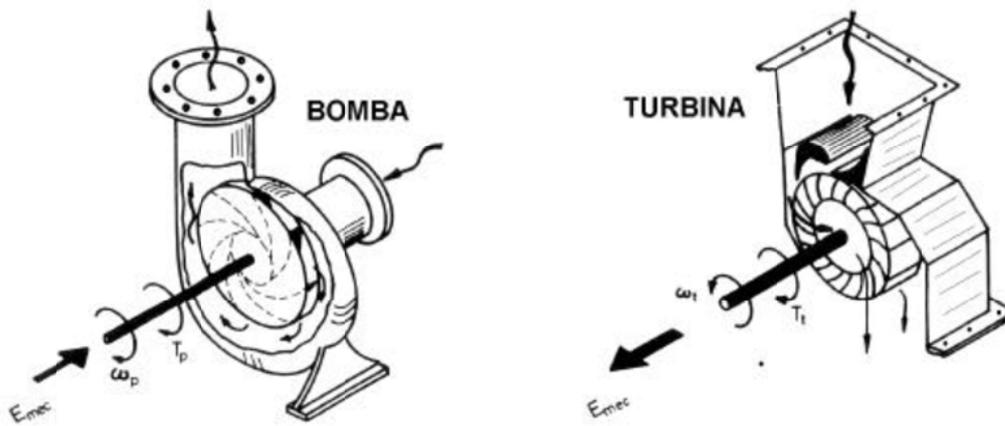


Figura 21: diferencia entre bomba y turbina.

	<b>TURBINA</b>	<b>BOMBA</b>
<b>FLUJO DE ENERGÍA</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La entrada de energía es de tipo hidráulica y por medio de un fluido (agua) bajo presión.</li> <li>• La salida de la energía es de tipo mecánica y a través del torque en el eje de la máquina.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La entrada de energía es de tipo mecánica y a través del torque en el eje de la máquina.</li> <li>• La salida de la energía es de tipo hidráulica y por medio de un fluido bajo presión.</li> </ul>
<b>ALTURA DE PRESIÓN HIDRÁULICA</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La altura neta de la turbina decrece (fricción fluida) con el incremento de caudal.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La altura dinámica total generada por la bomba se incrementa con el incremento del caudal.</li> </ul>
<b>SENTIDO DE ROTACIÓN</b>	El rotor de la turbina gira en dirección opuesta al sentido de rotación del impulsor de la bomba.	

Tabla 15: Diferencias entre una bomba y una turbina.

#### 4.4.1.1 CONDICIONES DE OPERACIÓN

**BOMBAS:** Estas máquinas por lo general, operan bajo un caudal, altura, y velocidad de rotación constante. Por lo tanto, estas son diseñadas para un punto de operación en particular y que se denomina **Punto de Funcionamiento** y no requieren de un dispositivo de regulación de caudal o distribuidos. En condiciones ideales, el punto de funcionamiento coincide con la máxima eficiencia de la máquina.

**TURBINA:** Operan bajo condiciones de caudales y alturas variables. En pequeñas centrales hidráulicas, el caudal debe ser ajustado de acuerdo a las variaciones estacionales del agua disponible o ajustar la potencia o energía de salida de acuerdo al nivel de demanda del centro de consumo. El caudal es regulados por medio de alabes de distribución en máquinas de reacción (Francias, Kaplan, etc.); o por un inyector, en el caso de máquinas de acción (Banki, Pelton, etc.).

#### 4.4.1.2 DISEÑO HIDRODINÁMICO

**BOMBA:** La energía cinética entregada al fluido debe ser transformada, toda o parcialmente, en energía de presión o potencial; es decir que el flujo debe ser desacelerado a lo largo de su trayectoria que va desde el impulsor hasta la cámara espiral o voluta. Esta desaceleración por lo general es muy sensible al fenómeno de separación y, por lo tanto, con la formación de vórtices y remolinos. Para evitar estos fenómenos anormales, los pasajes del impulsor son realizados de grandes canales lisos con incremento gradual de su sección transversal. Las pérdidas por fricción en estos canales son por lo general, relativamente altas.

**TURBINA:** En estas máquinas el flujo es acelerado, con lo cual el mismo está más propenso a turbulencias; por lo tanto, los pasajes en el rotor son relativamente cortos lo cual reduce las pérdidas por fricción y nos asegura una alta eficiencia.

## 4.4.2 SELECCIÓN DE UNA BOMBA USADA COMO TURBINA

### 4.4.2.1 ESTADO DEL ARTE

Idealmente la selección de una BUTU debe ser tan fácil y sencilla como la selección de una *bomba centrífuga standard*. Para ello se consideran diagrama de rendimiento de diferentes fabricantes en función de los requerimientos de la bomba en cuestión y que estarán en función del caudal, altura y óptima eficiencia. Pero desafortunadamente, hoy en día este no es el caso de BUTU, dado que no se cuenta con información suficiente respecto al rendimiento de las bombas funcionando en el modo de turbina, y la poca que existe resulta insuficiente.

En los últimos años se han publicado diversos métodos de aproximación para predecir el rendimiento del modo turbina de una bomba centrífuga; las mismas son de carácter empírico y teóricos. El objetivo principal es el de poder predecir el rendimiento de la BUTU a partir de datos hidrodinámicos como son la altura, el caudal y la eficiencia para su mejor punto de funcionamiento.

Sin embargo, todos los métodos propuesto no han resultados muy confiables, dado que se han detectados errores en predecir el rendimiento del modo turbina de bombas centrífugas, y que oscilan entre un 20 % y más.

A pesar de esto, se presenta un método matemático que permite predecir cuál va a ser el comportamiento de una bomba comercial que opere en los rangos de altura y caudal de los emplazamientos anteriormente descritos. Se empleará el desarrollo matemático que aparece en el texto de *Orlando A. Audisio, miembro del departamento de mecánica aplicada, Facultad de Ingeniería UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE, "Bombas usadas como turbinas"*. Este texto después de realizar un análisis de la teoría básica de Bombas, las cuales se consideran reales, y teniendo en cuenta dos efectos determinantes para el rendimiento de la turbomáquina como son su geometría y las pérdidas hidráulicas del fluido (considerado también real), concluye:

*"Una BUTU requiere una Altura Neta que este comprendida entre un 30% y 150% mayor que para el modo bomba a fin de que la turbina pueda operar en el PME. En otras palabras, para un sitio dado (condiciones de caudal-altura) se deberá seleccionar una bomba más pequeña, en el modo turbina, que para las mismas condiciones, en el modo bomba"*.

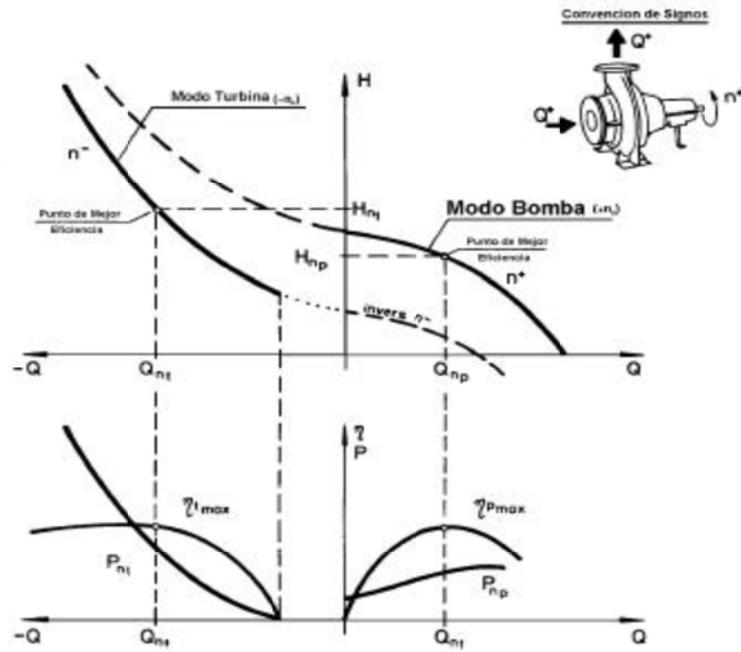


Figura 22: Curvas características de una bomba y una turbina

#### 4.4.3 PROCEDIMIENTO GENERAL DE CÁLCULO

En función de predecir el funcionamiento y siguiendo el texto de se han propuesto varios métodos; los mismos están basados principalmente en:

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

Dado que resulta difícil que los usuarios de BUTU tengan acceso a los detalles geométricos de un rango de máquinas, los datos disponibles más reales son los obtenidos a partir del funcionamiento como bomba, y más específicamente los del punto de máxima eficiencia (**PME**).

Uno de los métodos de predicción que se dispone fue el publicado en una tesis de doctorado en Inglaterra, donde se mostró que da buenos resultados y mejores que aquellas resultados a partir de fórmulas publicadas desde la década del 50'. Este método, que es resumido en este texto, divide a las bombas en tres categorías con características de funcionamiento como turbinas bien diferenciadas: bombas de succión (centrifugas y multietapas), bombas de doble succión, y bombas verticales de alta velocidad específica.

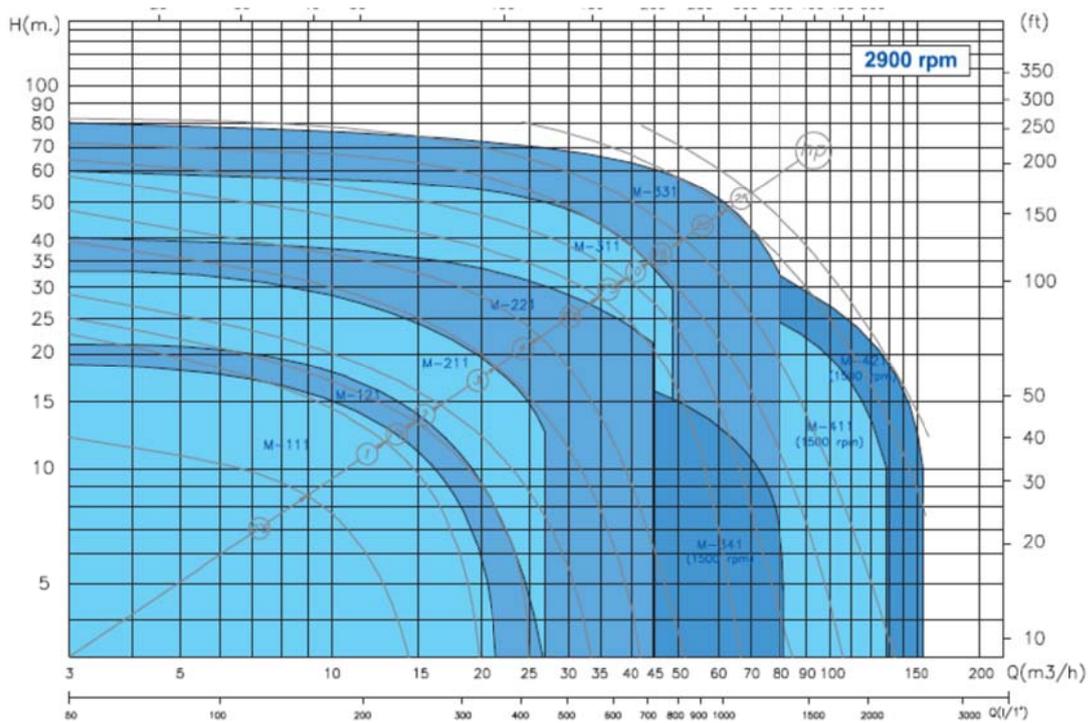
Si bien las bombas de las últimas dos categorías han sido usada de manera exitosa como turbinas, existen varios informes que tratan la operación como ineficiente o inestable, y además hay poca información referente a ellas. Por lo tanto, se sugiere que solo las formulas propuestas son para la primera categoría y permitirá una predicción confiable de una BUTU.

Las mismas fueron desarrolladas por regresión, a partir de datos experimentales obtenidos de 41 bombas cuyo funcionamiento en ambos modos se ha publicado en una gran variedad de fuentes, y requieren los siguientes datos: el caudal ( $Q_p$ ), la altura ( $H_p$ ) y la eficiencia ( $\eta_p$ ) del punto de máxima eficiencia como bomba, a una determinada velocidad ( $\omega_p$ ).

Bomba seleccionada (Monoblock-Minox-01)	
$H_p(m)$	0,07
$Q_p(m^3/s)$	6,3
$\eta_p(\text{valor estimado})$	0,8
$\omega_p(\text{rpm})$	3000

**Tabla 16: Valores de la bomba seleccionada.**

Su curva característica es:



*Figura 23: Curva característica Bomba comercial centrífuga monobloc Minox-01 (BOMNOX).*

Primero se calcula la velocidad específica adimensional como bomba  $\Omega_p$ :

$$\Omega_p = \frac{\omega_p (rpm) \sqrt{Q_p (l/s)}}{1673 \cdot H_p (m)} = 24,12 \quad (4.51)$$

Después se calcula el PME como turbina (altura, caudal, y eficiencia), para la misma velocidad de rotación que se usó para los datos del funcionamiento como bomba (se usa el subíndice \* para representar este punto de operación). Nótese que la eficiencia debe estar en forma decimal (y las otras magnitudes en las unidades que se prefieran):

$$\begin{aligned} H_* &= 1,21 \cdot H_p \cdot \eta_p^{-0,80} \left[ 1 + (0,60 + \ln \Omega_p)^2 \right]^{0,30} \\ Q_* &= 1,21 \cdot Q_p \cdot \eta_p^{-0,25} \\ \eta_* &= 0,95 \cdot \eta_p^{0,7} \left[ 1 + (0,50 + \ln \Omega_p)^2 \right]^{-0,25} \end{aligned} \quad (4.52)$$

Las ecuaciones 4.52 muestran que, para operar en el punto óptimo (\*) y a la misma velocidad, el funcionamiento como turbina requiere de una altura y un caudal mucho mayores (de 20% a 60%) que como bomba. Por último, utilizando estos valores, se calcula la potencia en el eje potencia (P); que se va a necesitar más adelante.

Los resultados son:

$Q_*$ (m <sup>3</sup> /s)	0,0895
$H_*$ (m)	20,662
$\omega_*$ (rpm)	3000
$\eta_*$	0,4398
$P_*$ (W)	3460,968

**Tabla 17: Valores en el PME trabajando como Turbina**

Las siguientes ecuaciones sirven para predecir el funcionamiento de la BUTU fuera del PME. Primero se obtienen dos parámetros adimensionales llamados  $E_T$  y  $E_{2T}$  (que miden respectivamente la pendiente y la curvatura de la curva característica de altura vs. caudal en el PME como turbina:

$$E_T = 0.60 + 1.20\sqrt{\Omega_P}$$

$$E_{2T} = 0.76 + 2.10\sqrt{\Omega_P} \quad (4.53)$$

Después se calculan los siguientes cinco coeficientes:

$$A_H = \frac{E_{2T}}{2} \frac{H_*}{Q_*}$$

$$B_H = (E_T - E_{2T}) \frac{H_*}{Q_* \cdot \omega_*}$$

$$C_H = \left(1 - E_T + \frac{E_{2T}}{2}\right) \frac{H_*}{\omega_*^2}$$

$$A_P = E_T \frac{P_*}{Q_*^2 \omega_*}$$

$$B_P = (1 - E_T) \frac{P_*}{Q_* \omega_*^2} \quad (4.54)$$

Operando se obtiene:

<b>Et</b>	6,574
<b>E2t</b>	11,075
<b>Ah</b>	1277,632
<b>Bh</b>	-0,3461
<b>Ch</b>	-8,45E-08
<b>Ap</b>	0,315
<b>Bp</b>	-0,024

**Tabla 18: Valores de los coeficientes adimensionales.**

Y así el resultado es un modelo matemático completo del funcionamiento de una bomba que es usada como turbina:

$$\begin{aligned}
 H_T &= A_H Q_T^2 + B_H Q_T \omega_T + C_H \omega_T^2 \\
 P_T &= A_P Q_T^2 \omega_T + B_P Q_T \omega_T^2
 \end{aligned}
 \tag{4.55}$$

Utilizando este modelo, se puede predecir cualquier punto de operación de la turbina proporcionando dos ecuaciones complementarias y resolviendo el sistema. Esta es la regla de las turbinas de geometría fija tales como son las BUTU.)

#### **4.4.3.1 SATISFACER LAS CONDICIONES DEL SITIO EN EL PUNTO DE MÁXIMA EFICIENCIA**

Conociendo la altura del sitio o desnivel topográfico del terreno y se quiere operar la BUTU en su PME (estas son las dos condiciones complementarias). Sólo se necesitan las leyes de semejanza para "ajustar" el PME calculado a partir de las ecuaciones 4.52 a las condiciones del sitio.

Entonces solo se necesita definir una ecuación para la altura neta, HT, del sitio. Para un diseño preliminar se puede usar un valor aproximado de, aproximadamente, 90% (o el factor que se prefiera, para tomar en cuenta las pérdidas por fricción en la tubería de presión) de la altura bruta, H<sub>b</sub>.

$$H_T = 0,9H_b$$

Luego, usando las leyes de semejanza:

$$\omega_T = \omega_* \sqrt{\frac{H_T}{H_*}}$$
$$Q_T = Q_* \sqrt{\frac{H_T}{H_*}} \quad (4.56)$$

Por último se supone que la eficiencia es igual a la que calculamos antes:

$$\eta_T = \eta_*$$

Los resultados son:

$H_T$ (m)	8,1
$Q_T$ (m <sup>3</sup> /s)	0,089
$\omega_T$ (rpm)	3000
$\eta_T$	0,439
$P_T$ (w)	3460,968

**Tabla 19: Valores de la BUTU para la alternativa II: Restaurante Molino de la reina.**

Por lo tanto la curva característica de la bomba seleccionada funcionando como turbina, siguiendo el modelo matemático propuesto en las ecuaciones 4.55 es la siguiente:

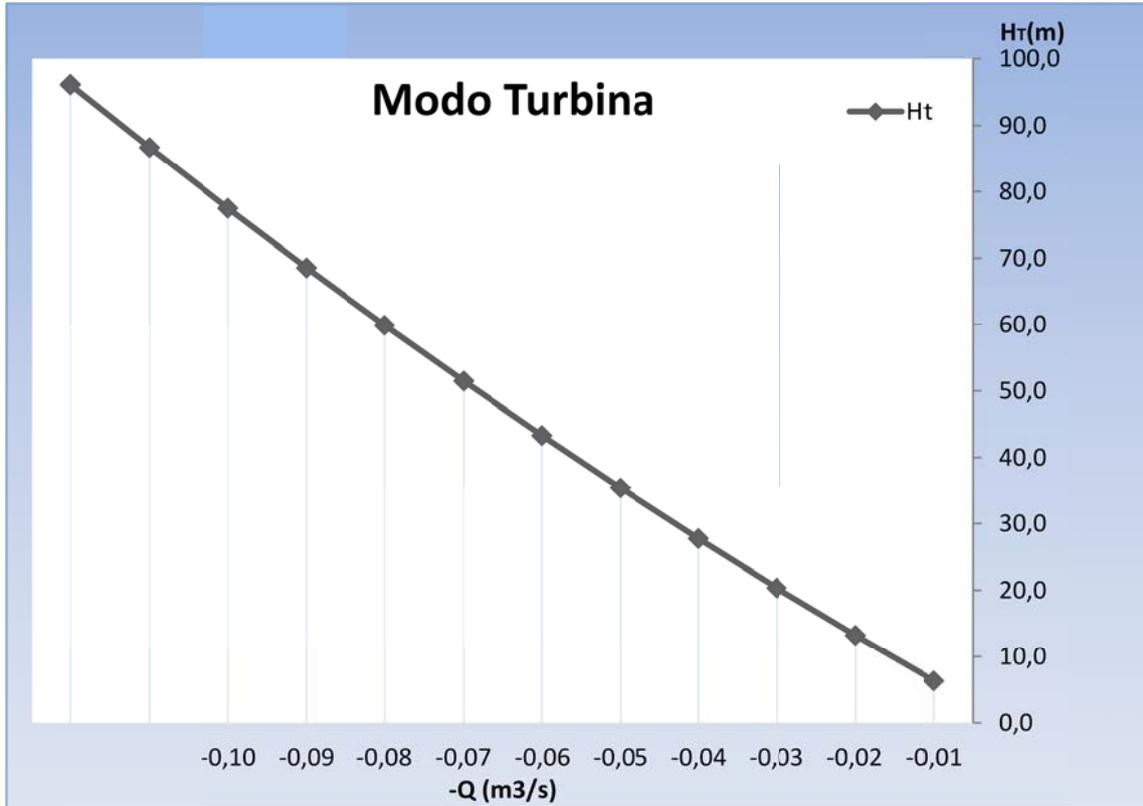


Figura 24: Curva característica Bomba comercial centrífuga monobloc Minox-01 (BOMNOX) funcionando como turbina.  $H_T$  vs  $Q$ .

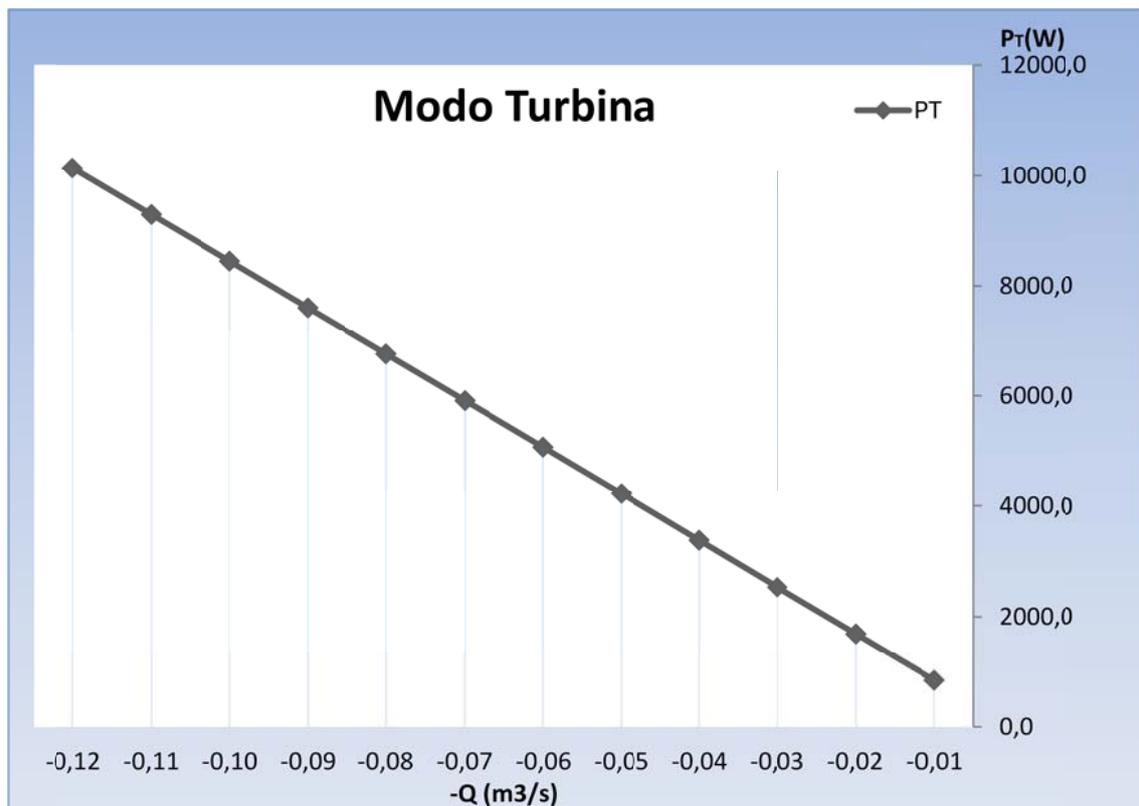


Figura 25: Curva característica Bomba comercial centrífuga monobloc Minox-01 (BOMNOX) funcionando como turbina.  $P_T$  vs  $Q$ .

# CAPITULO 5: ESTUDIO DE VIABILIDAD ECONÓMICA.

---

## 5.1 INTRODUCCIÓN

Con este capítulo comienza el estudio de viabilidad económica, consta de las siguientes etapas:

### **a) Estimación de la inversión.**

El presupuesto de inversión está constituido por el valor monetario de los activos fijos que comprenden todo el conjunto de bienes que se adquieren una sola vez durante la ejecución del proyecto y se utilizan a lo largo de su vida útil.

El presupuesto comprende los siguientes costes:

- preparación de emplazamientos.
- obras de ingeniería.
- Maquinaria.

### **b) Análisis de rentabilidad.**

El análisis de la rentabilidad de la inversión consiste esencialmente en determinar la relación entre las utilidades y el capital invertido.

Las técnicas que permiten evaluar la rentabilidad son:

- Valor actualizado neto (VAN).
- Tasa interna de retorno o tasa interna de rentabilidad (TIR).

### **c) Medios para hacer frente a la inversión.**

- Ingresos: Ahorro en consumo de energía eléctrica.
- Subvenciones de la Comunidad Autónoma.

## 5.2 PRESUPUESTO ALTERNATIVA I

Presupuesto y componentes Microcentral Hidroeléctrica:

### Características:

- Tipo turbina Banki AC4-FI-2.
- Potencia generada 8 kW (aprox.).
- Tensión salida 230V AC monofásica.
- Frecuencia 50Hz.
- Grado de protección IP20.

### Presupuesto:

- Grupo Turbina Banki-Multiplicador de correa.
- Generador síncrono de eje horizontal.
- Chasis de montaje y tensor de generador.
- Regulador manual de caudal (15-100%).
- Cuadro de control CM10000.
- 4 Reguladores Electrónicos RMP 2000/B de disipación en aire.
- Válvula de entrada manual.
- Puesta en marcha y pruebas.
- Transporte.

Presupuesto equipos **37.000 €**.

### No incluido:

- Elementos de conexión entre equipos y entre conducción forzada y turbina. By pass.
- Iluminación y tomas de corriente.
- Línea salida a usuarios.
- Sistemas de extinción de incendios.

### Presupuesto obra civil:

- Se estima un coste total de toda la obra civil necesaria para la implantación de la turbina de **20.000 €**.

**Coste total de la inversión: 37.000€ + 20.000€ = 57.000€**

## 5.3 PRESUPUESTO ALTERNATIVA II

Presupuesto y componentes Microcentral Hidroeléctrica:

### Características:

- Tipo turbina Banki AC4-FI1-1.
- Potencia generada 6 kW (aprox.).
- Tensión salida 230V AC monofásica.
- Frecuencia 50Hz.
- Grado de protección IP20.

### Presupuesto:

- Grupo Turbina Banki-Multiplicador de correa.
- Generador síncrono de eje horizontal.
- Chasis de montaje y tensor de generador.
- Regulador manual de caudal (15-100%).
- Cuadro de control CM7000.
- 3 Reguladores Electrónicos RMP 2000/A de disipación en aire.
- Válvula de entrada manual.
- Puesta en marcha y pruebas.
- Transporte.

Presupuesto equipos **27.750 €.**

### No incluido:

- Elementos de conexión entre equipos y entre conducción forzada y turbina. By pass.
- Iluminación y tomas de corriente.
- Línea salida a usuarios.
- Sistemas de extinción de incendios.

### Presupuesto obra civil:

- Se estima un coste total de toda la obra civil necesaria para la implantación de la turbina de **10.000 €.**

**Coste total de la inversión: 27.750 €+10.000 €= 37.750 €.**

## 5.4 PRESUPUESTO ALTERNATIVA III

Presupuesto y componentes Microcentral Hidroeléctrica:

### Características:

- Tipo turbina Banki AC4-FI-2.
- Potencia generada 11 kW (aprox.).
- Tensión salida 230V AC monofásica.
- Frecuencia 50Hz.
- Grado de protección IP20.

### Presupuesto:

- Grupo Turbina Banki-Multiplicador de correa.
- Generador síncrono de eje horizontal.
- Chasis de montaje y tensor de generador.
- Regulador manual de caudal (15-100%).
- Cuadro de control CM7000.
- 1 Reguladores Electrónicos RMP 10000/A de disipación en aire.
- Válvula de entrada manual.
- Puesta en marcha y pruebas.
- Transporte.

Presupuesto equipos **50.875 €**.

### No incluido:

- Elementos de conexión entre equipos y entre conducción forzada y turbina. By pass.
- Iluminación y tomas de corriente.
- Línea salida a usuarios.
- Sistemas de extinción de incendios.

### Presupuesto obra civil:

- Se estima un coste total de toda la obra civil necesaria para la implantación de la turbina de **30.000 €**.

**Coste total de la inversión: 50.875 € + 30.000 € = 80.875 €.**

## 5.5 ANALISIS DE RENTABILIDAD DE LA INVERSIÓN

Según lo comentado en el apartado 3.4 se procede a analizar si se alcanza la paridad de red (*el coste de generación es igual al ahorro que se obtiene por consumir energía autoproducida en lugar de consumir energía eléctrica comprada a terceros*). Para ello:

1. Se Calcula el ahorro en el consumo de energía eléctrica que le supone al inversor instalar la turbina.
2. Si consideramos este ahorro como ingresos anuales, ¿permiten cubrir estos la inversión en un plazo aceptable?
3. Calculo de los métodos estáticos de evaluación económica VAN y TIR.

A continuación se presenta el análisis de rentabilidad para cada una de las Alternativas estudiadas.

### 5.5.1 ANALISIS RENTABILIDAD ALTERNATIVA I

Se van a considerar los siguientes argumentos:

1. Que la potencia contratada por el usuario (posible inversor) es de *15 kW*.
2. Que el periodo de trabajo son *10 horas al día* para este estudio.
3. *La potencia consumida* al día por el restaurante sin contar con la microcentral son *150 kW/día*.
4. La tarifa eléctrica de Endesa que es la empresa distribuidora de la zona son:

	Potencia contratada	Energía consumida
Precio de venta €/kW ( <b>P&lt;10Kw</b> )	1,72	0,141
Precio de venta €/kW ( <b>P&gt;10Kw</b> )	2,47	0,149

5. Que la potencia producida por la turbina son *8 kW*. Y por tanto al día produce *80 kW*.
6. El gasto diario del restaurante en electricidad, considerando que se contrata una potencia de *15 kW* es de **22,35 €/día**.
7. Que la *diferencia* entre la energía consumida por el restaurante y la producida por la turbina al día son *70 kW*. Entre diez horas son *7 kW*, este es *el valor de potencia a contratar* por el restaurante si cuenta con el apoyo de la microcentral.
8. El gasto diario del restaurante en electricidad, considerando que se contrata una potencia de *7 Kw/h* es de **9,87 €/día**.
9. La diferencia entre el gasto con una potencia de *15 kW/h* y el gasto con una potencia de *7 Kw/h* es de **12,48 €**, este valor es el ahorro diario en consumo eléctrico que tiene el restaurante si cuenta con la microcentral.
10. Si este *ahorro* lo consideramos como los *ingresos diarios* que produce la inversión en la microcentral, los *ingresos anuales* son de **41.184,00 €**.
11. Se estima que el precio de la tarifa eléctrica subirá anualmente un 1% por debajo de la inflación.
12. Se estima que el precio del seguro tendrá un incremento anual del 1,5%.

A partir de estos datos estamos en disposición de presentar una tabla de flujos de caja para un periodo de 12 años, donde al presupuesto total de la *microcentral* le vamos a añadir 20.000 € como gastos en *infraestructura y licencias* y además se prevé un gasto en *seguros de 5.000 euros al año*. Existe una columna dedicada a las Operaciones y Mantenimiento, donde solo aparece un gasto en el año 12 equivalente a 2.500 € que podría ser una *revisión realizada por un técnico especialista*, los demás años esta instalación no tienen prácticamente mantenimiento, basta con mantener los niveles de lubricación de las piezas móviles y no someter a la instalación eléctrica a un funcionamiento inadecuado.

La tabla es la siguiente:

Año	Inversión	Ingresos	O&M	Seguros	Cash-flow	Cash-flow acumulado
-1	37.000,00					-37.000,00
-2	20.000,00					-57.000,00
0		41.184,00	- €	5.000,000 €	36.184,000 €	<b>-20.816,000 €</b>
1		40.772,16	- €	5.075,000 €	35.697,160 €	14.881,160 €
2		40.360,32	- €	5.150,000 €	35.210,320 €	50.091,480 €
3		39.948,48	- €	5.225,000 €	34.723,480 €	84.814,960 €
4		39.536,64	- €	5.300,000 €	34.236,640 €	119.051,600 €
5		39.124,80	- €	5.375,000 €	33.749,800 €	152.801,400 €
6		38.712,96	- €	5.450,000 €	33.262,960 €	186.064,360 €
7		38.301,12	- €	5.525,000 €	32.776,120 €	218.840,480 €
8		37.889,28	- €	5.600,000 €	32.289,280 €	251.129,760 €
9		37.477,44	- €	5.675,000 €	31.802,440 €	282.932,200 €
10		37.065,60	- €	5.750,000 €	31.315,600 €	314.247,800 €
11		36.653,76	- €	5.825,000 €	30.828,760 €	345.076,560 €
12		36.241,92	2.500,000 €	5.900,000 €	27.841,920 €	372.918,480 €

**Tabla 20: Cash-flow Alternativa I.**

## 5.5.2 ANALISIS RENTABILIDAD ALTERNATIVA II

Se van a considerar los siguientes argumentos:

1. Que la potencia contratada por el usuario (posible inversor) es de *15 kW*.
2. Que el periodo de trabajo son *10 horas al día* para este estudio.
3. *La potencia consumida* al día por el restaurante sin contar con la microcentral son *150 kW/día*.
4. La tarifa eléctrica de Endesa que es la empresa distribuidora de la zona son:

	Potencia contratada	Energía consumida
Precio de venta €/kW ( <b>P&lt;10Kw</b> )	1,72	0,141
Precio de venta €/kW ( <b>P&gt;10Kw</b> )	2,47	0,149

5. Que la potencia producida por la turbina son *6 kW*. Y por tanto al día produce *60 kW*.
6. El gasto diario del restaurante en electricidad, considerando que se contrata una potencia de *15 kW* es de **22,35 €/día**.
7. Que la *diferencia* entre la energía consumida por el restaurante y la producida por la turbina al día son *90 kW*. Entre diez horas son *9 kW*, este es *el valor de potencia a contratar* por el restaurante si cuenta con el apoyo de la microcentral.
8. El gasto diario del restaurante en electricidad, considerando que se contrata una potencia de *9 Kw/h* es de **12,69 €/día**.
9. La diferencia entre el gasto con una potencia de *15 kW/h* y el gasto con una potencia de *9 kW/h* es de **9,66 €**, este valor es el ahorro diario en consumo eléctrico que tiene el restaurante si cuenta con la microcentral.
10. Si este *ahorro* lo consideramos como los *ingresos diarios* que produce la inversión en la microcentral, los *ingresos anuales* son de **31.878,0 €**.
11. Se estima que el precio de la tarifa eléctrica subirá anualmente un 1% por debajo de la inflación.
12. Se estima que el precio del seguro tendrá un incremento anual del 1,5%.

A partir de estos datos estamos en disposición de presentar una tabla de flujos de caja para un periodo de 12 años, donde al presupuesto total de la *microcentral* le vamos a añadir 10.000 € como gastos en *infraestructura y licencias* y además se prevé un gasto en *seguros de 3.000 euros al año*. Existe una columna dedicada a las Operaciones y Mantenimiento, donde solo aparece un gasto en el año 12 equivalente a 1.500 € que podría ser una *revisión realizada por un técnico especialista*, los demás años esta instalación no tienen prácticamente mantenimiento, basta con mantener los niveles de lubricación de las piezas móviles y no someter a la instalación eléctrica a un funcionamiento inadecuado.

La tabla es la siguiente:

Año	Inversión	Ingresos	O&M	Seguros	Cash-flow	Cash-flow acumulado
-1	27.750,00					-27.750,00
-2	10.000,00					-37.750,00
0		31.878,00	- €	3.000,000 €	28.878,000 €	<b>-8.872,000 €</b>
1		31.559,22	- €	3.045,000 €	28.514,220 €	19.642,220 €
2		31.240,44	- €	3.090,000 €	28.150,440 €	47.792,660 €
3		30.921,66	- €	3.135,000 €	27.786,660 €	75.579,320 €
4		30.602,88	- €	3.180,000 €	27.422,880 €	103.002,200 €
5		30.284,10	- €	3.225,000 €	27.059,100 €	130.061,300 €
6		29.965,32	- €	3.270,000 €	26.695,320 €	156.756,620 €
7		29.646,54	- €	3.315,000 €	26.331,540 €	183.088,160 €
8		29.327,76	- €	3.360,000 €	25.967,760 €	209.055,920 €
9		29.008,98	- €	3.405,000 €	25.603,980 €	234.659,900 €
10		28.690,20	- €	3.450,000 €	25.240,200 €	259.900,100 €
11		28.371,42	- €	3.495,000 €	24.876,420 €	284.776,520 €
12		28.052,64	1.500,000 €	3.540,000 €	23.012,640 €	307.789,160 €

**Tabla 21: Cash-flow Alternativa II.**

### 5.5.3ANALISIS RENTABILIDAD ALTERNATIVA III

Se van a considerar los siguientes argumentos:

1. Que la potencia contratada por el usuario (posible inversor) es de *15 kW*.
2. Que el periodo de trabajo son *10 horas al día* para este estudio.
3. *La potencia consumida* al día por el restaurante sin contar con la microcentral son *150 kW/día*.
4. La tarifa eléctrica de Endesa que es la empresa distribuidora de la zona son:

	Potencia contratada	Energía consumida
Precio de venta €/kW ( <b>P&lt;10Kw</b> )	1,72	0,141
Precio de venta €/kW ( <b>P&gt;10Kw</b> )	2,47	0,149

5. Que la potencia producida por la turbina son *11 kW*. Y por tanto al día produce *110 kW*.
6. El gasto diario del restaurante en electricidad, considerando que se contrata una potencia de *15 kW* es de **22,35 €/día**.
7. Que la *diferencia* entre la energía consumida por el restaurante y la producida por la turbina al día son *40 kW*. Entre diez horas son *4 kW*, este es *el valor de potencia a contratar* por el restaurante si cuenta con el apoyo de la microcentral.
8. El gasto diario del restaurante en electricidad, considerando que se contrata una potencia de *4 Kw/h* es de **5,64 €/día**.
9. La diferencia entre el gasto con una potencia de *15 kW/h* y el gasto con una potencia de *4 kW/h* es de **16,71 €**, este valor es el ahorro diario en consumo eléctrico que tiene el restaurante si cuenta con la microcentral.
10. Si este *ahorro* lo consideramos como los *ingresos diarios* que produce la inversión en la microcentral, los *ingresos anuales* son de **55.143,00 €**.
11. Se estima que el precio de la tarifa eléctrica subirá anualmente un 1% por debajo de la inflación.
12. Se estima que el precio del seguro tendrá un incremento anual del 1,5%.

A partir de estos datos estamos en disposición de presentar una tabla de flujos de caja para un periodo de 12 años, donde al presupuesto total de la *microcentral* le vamos a añadir 30.000 € como gastos en *infraestructura y licencias* y además se prevé un gasto en *seguros de 9.000 euros al año*. Existe una columna dedicada a las Operaciones y Mantenimiento, donde solo aparecen dos gastos, uno en el año 5 y otro en el año 12 equivalentes a 5.000 € por revisión que podría ser una *revisión realizada por un técnico especialista*, los demás años esta instalación no tienen prácticamente mantenimiento, basta con mantener los niveles de lubricación de las piezas móviles y no someter a la instalación eléctrica a un funcionamiento inadecuado.

La tabla es la siguiente:

Año	Inversión	Ingresos	O&M	Seguros	Cash-flow	Cash-flow acumulado
-1	50.875,00					-50.875,00
-2	30.000,00					-80.875,00
0		55.143,00	- €	9.000,000 €	46.143,000 €	<b>-34.732,000 €</b>
1		54.591,57	- €	9.135,000 €	45.456,570 €	10.724,570 €
2		54.179,73	- €	9.270,000 €	44.909,730 €	55.634,300 €
3		53.767,89	- €	9.405,000 €	44.362,890 €	99.997,190 €
4		53.356,05	- €	9.540,000 €	43.816,050 €	143.813,240 €
5		52.944,21	5.000,000 €	9.675,000 €	38.269,210 €	182.082,450 €
6		52.532,37	- €	9.810,000 €	42.722,370 €	224.804,820 €
7		52.120,53	- €	9.945,000 €	42.175,530 €	266.980,350 €
8		51.708,69	- €	10.080,000 €	41.628,690 €	308.609,040 €
9		51.296,85	- €	10.215,000 €	41.081,850 €	349.690,890 €
10		50.885,01	- €	10.350,000 €	40.535,010 €	390.225,900 €
11		50.473,17	- €	10.485,000 €	39.988,170 €	430.214,070 €
12		50.061,33	5.000,000 €	10.620,000 €	34.441,330 €	464.655,400 €

**Tabla 22: Cash-flow Alternativa III.**

## 5.6 ANALISIS DE LOS METODOS ESTATICOS DE EVALUACIÓN ECONOMICA

### Métodos estáticos de evaluación económica:

Con los métodos tradicionales de valoración se opera en condiciones de *certeza*, es decir se supone que las precisiones van a coincidir con la realidad. Los métodos tradicionales o estáticos para evaluar proyectos de inversión son:

- VAN.
- TIR.

Según la bibliografía se denomina *Valor Actual Neto o Valor Presente (VAN)* a la ganancia total neta, actualizada al momento inicial y cuyo cálculo se obtiene como suma de todos los cash-flows anuales, con los que se obtiene la ganancia bruta de la inversión, de manera que al restarle el coste total de ésta el capital invertido, se obtiene la ganancia total neta. Es decir el VAN es una actualización de por el cual se traen al momento actual los capitales futuros. Su fórmula es:

$$VAN = -A + \sum_{t=1}^n \frac{FNC_t}{(1+k)^t} \quad (5.1)$$

Dónde:

- A: inversión total.
- FNC<sub>t</sub>: flujo de caja para el periodo t.
- K: tasa de interes considerada.
- N: número de años.
- 

Para aceptar una inversión deberá tener un *VAN positivo*, lo cual significa que la valoración de los flujos de caja, o cash flows, es superior al desembolso inicial de la misma. Cuanto mayor sea el VAN más rentable será la inversión.

El *TIR es la tasa de actualización que anula al Valor Capital*, o lo que es lo mismo el máximo tipo de interés que se puede pagar por el capital invertido a lo largo de la vida de la inversión, sin perder el proyecto. Se calcula con la siguiente formula:

Aprovechamiento hidráulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimón. Proyecto de viabilidad técnica y económica.

$$TIR = -A + \sum_{t=1}^n \frac{FNC_t}{(1+k)^t} = 0 \quad (5.2)$$

Como se puede observar el *TIR* es el valor de *k* (tasa de interés) que hace el VAN cero, y esta será la tasa de interés que el proyecto de inversión es capaz de proporcionar. *Entre dos proyectos comparables, siempre será más rentable el que tenga un TIR superior.*

## 5.7 RESULTADOS OBTENIDOS

### **Alternativa I: Antigua cámara de carga Molino de la Reina.**

- **VAN:** En este caso para un periodo de estudio de 12 años, su valor es ***990.385,60 €***, positivo y mayor que la inversión por lo que esta puede considerarse rentable.
- **TIR:** Para el mismo periodo de estudio su valor es del ***46%***, si esta tasa de interés es superior a la que la empresa puede obtener fondos, la inversión será en general deseable, siempre y cuando este incremento compense el riesgo que la empresa asume al acometer el proyecto.

### **Alternativa II: Restaurante Molino de la Reina.**

- **VAN:** En este caso para un periodo de estudio de 12 años, su valor es ***849.041,39 €***, positivo y mayor que la inversión por lo que esta puede considerarse rentable.
- **TIR:** Para el mismo periodo de estudio su valor es del ***53%***, si esta tasa de interés es superior a la que la empresa puede obtener fondos, la inversión será en general deseable, siempre y cuando este incremento compense el riesgo que la empresa asume al acometer el proyecto.

### **Alternativa III: Salto caseta de regantes.**

- **VAN:** En este caso para un periodo de estudio de 12 años, su valor es ***1.193.519,97 €***, positivo y mayor que la inversión por lo que esta puede considerarse rentable.
- **TIR:** Para el mismo periodo de estudio su valor es del ***42%***, si esta tasa de interés es superior a la que la empresa puede obtener fondos, la inversión será en general deseable, siempre y cuando este incremento compense el riesgo que la empresa asume al acometer el proyecto.

Aprovechamiento hidráulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimón. Proyecto de viabilidad técnica y económica.

<b>Alternativa I</b>		<b>Alternativa II</b>		<b>Alternativa III</b>	
<b>VAN</b>	<b>TIR</b>	<b>VAN</b>	<b>TIR</b>	<b>VAN</b>	<b>TIR</b>
<b>990.385,60€</b>	<b>46%</b>	<b>849.041,39€</b>	<b>53%</b>	<b>1.193.519,97€</b>	<b>42%</b>

**Tabla 23: Comparación de los parámetros económicos de las tres alternativas.**

## 5.8 CONCLUSIONES

Como se puede observar con los flujos de caja y los parámetros estáticos de valoración económica las tres alternativas presentadas para la implantación de una microcentral hidroeléctrica son viables económicamente. A destacar:

1. Mediante la implantación de la Microcentral un usuario privado *reduce su consumo energético* y *disminuye la potencia* que tiene que *contratar* con la compañía distribuidora de energía eléctrica, obteniendo un ahorro anual que le permite al cabo de 2 años amortizar la inversión, siendo la **Alternativa II: Restaurante Molino de la Reina** la que proporciona una mayor amortización en este periodo.
2. Según el **VAN** la inversión para las tres alternativas es *rentable*, además en todas ellas el VAN supera con creces a la inversión, lo que hace todavía más apetecible la inversión. La **Alternativa III: Salto caseta de regantes** presenta el mayor valor de este parámetro.
3. Según el **TIR** la inversión en las tres alternativas es *deseable*, siendo la **Alternativa II: Restaurante Molino de la Reina**, la opción más rentable de las tres por tener un **TIR superior**.

# CAPITULO 6: TRÁMITES, SUBVENCIONES Y CO<sub>2</sub>

---

## 6.1 INTRODUCCIÓN

Hasta ahora, en este estudio, se han presentado los aspectos técnicos y económicos que permiten determinar si es posible implantar una *microcentral hidroeléctrica* en un punto, que ha sido seleccionado por sus características hidráulicas. Y las conclusiones determinan su viabilidad en ambos aspectos. El objetivo de este capítulo es indicar otros aspectos que completan más el estudio, estos son:

1. Cuáles son los trámites que deben realizarse para obtener la concesión del agua del cauce estudiado.
2. Que subvenciones existen por parte de las agencias locales de desarrollo para la implantación de este proyecto.
3. Que beneficio aporta la realización de un proyecto de este tipo en términos de reducción de emisiones CO<sub>2</sub> a la atmosfera.

## 6.2 TRAMITACIÓN ADMINISTRATIVA PARA LA CONCESIÓN DEL AGUA

La construcción de una *microcentral hidráulica* supone un uso privativo de las aguas, lo que requiere de una concesión administrativa, según la Ley de Aguas (Real Decreto Legislativo 1/2001, por el que se aprueba el Texto Refundido de la Ley de Aguas). Por ello, el primer paso para la instalación de una central hidráulica es dirigirse al organismo de cuenca (Confederación Hidrográfica) correspondiente, que en este caso es *la Confederación Hidrográfica del Segura*. El documento de solicitud de uso de aguas superficiales para uso hidroeléctrico se ha adjuntado en el ANEXO I.

El procedimiento se rige por la Ley de Régimen Jurídico de las Administraciones Públicas y del Procedimiento Administrativo Común (Ley 30/1992, de 26 de noviembre) y para el otorgamiento de la concesión se tendrá en cuenta lo dispuesto en los artículos 104 y siguientes del Reglamento del Dominio Público Hidráulico (Real Decreto 849/1986). Existe un procedimiento abreviado para la tramitación de concesiones y autorizaciones administrativas para la instalación de aprovechamientos hidroeléctricos con potencia nominal igual o inferior a 5.000 KV, que está regulado en el Real Decreto 916/1985, (modificado por el Real Decreto 249/1988).

Una vez que se ha obtenido la concesión de aguas provisional, es necesario solicitar la autorización de instalación eléctrica. El trámite de autorización es distinto en función de si la instalación se va a conectar a la red o se va a dedicar de forma exclusiva al autoconsumo. En ambos casos, la autorización de estas instalaciones es competencia de las Comunidades Autónomas, excepto si las instalaciones están ubicadas en el ámbito territorial de más de una Comunidad Autónoma, para las que la competencia es de la Dirección General de Política Energética y Minas del Ministerio de Economía.

Para la instalación de un generador destinado exclusivamente al autoconsumo, es decir, las que no se van a conectar a la red eléctrica para ceder la energía producida, será necesario dirigirse al órgano correspondiente de la Comunidad Autónoma (Agencia Andaluza de la energía) o al Ayuntamiento, que informará sobre si es necesario o no obtener algún tipo de autorización o permiso por parte la administración local o autonómica. No es posible establecer una pauta general, ya que existe una gran dispersión: mientras que en algunas Comunidades Autónomas no es necesario ningún trámite, en otras será necesario obtener algún permiso o licencia, cumpliendo los requisitos establecidos.

## 6.3 SUBVENCIONES DE LA COMUNIDAD AUTONOMA DE ANDALUCIA

Este proyecto entra dentro de las estrategias principales perseguidas por el Plan Andaluz de Sostenibilidad Energética 2007 – 2013 (PASENER), programa de subvenciones, expresión del compromiso de la sociedad andaluza con las generaciones futuras, mediante la asunción de una nueva cultura energética.

Se sustenta en cuatro estrategias principales: diversificación energética (para eliminar la actual dependencia de los recursos fósiles); máximo aprovechamiento de los recursos autóctonos (potenciando las energías renovables como la energía solar, eólica y la biomasa); la gestión de la demanda (con políticas decididas de ahorro y eficiencia energética en todos los ámbitos); y la promoción de altos niveles de autosuficiencia energética en los centros de consumo.

Este programa va dirigido entre otros a entidades privadas sin ánimo de lucro como es el caso del *Restaurante Molino de la Reina*. Y ofrece subvenciones a *estudios energéticos* cuyo objetivo sea el ahorro energético, la implantación de energías renovables, el análisis energético mediante auditorías o consultorías, y el fomento mediante acciones de difusión.

Estas subvenciones son directas a fondo perdido y/o bonificación de tipos de interés, y su valor varía dependiendo del tipo de proyecto:

- Para proyectos de ahorro energético, mejora de infraestructuras o realización de estudios hasta el 60% del coste total.
- Para proyectos de energías renovables hasta el 70% del coste total.

### **Procedimientos:**

Para la solicitud de la subvención existen dos procedimientos establecidos según el tipo de actuación:

1. Procedimiento Simplificado: Se hace a través de las empresas autorizadas, que tengan la condición de empresa colaboradora con el Programa “Andalucía A+”. Éstas deberán aplicar un descuento sobre el precio de compra equivalente a la cuantía

de la subvención. Para localizar empresas autorizadas, la web [www.agenciaandaluzadelaenergia.es](http://www.agenciaandaluzadelaenergia.es)

2. Procedimiento General: A través de la web [www.agenciaandaluzadelaenergia.es](http://www.agenciaandaluzadelaenergia.es).

### **Plazos**

El plazo de presentación de solicitudes está abierto hasta el 30 de diciembre de 2014. El plazo para resolver y notificar las subvenciones por parte de la Agencia Andaluza de la Energía, es de dos meses contados a partir de la entrega de la solicitud en el Procedimiento General y un mes en el Procedimiento Simplificado.

El plazo para presentar la justificación de las inversiones o gastos subvencionados ante la Agencia Andaluza de la Energía, para el Procedimiento General, es de tres meses desde la finalización del plazo de ejecución establecido en la resolución de concesión.

## 6.4 REDUCCIÓN DE EMISIONES DE CO<sub>2</sub>

La prevención de CO<sub>2</sub> es una medida necesaria para contribuir a la protección climática y disminuir así el efecto invernadero. Durante la producción de energía eléctrica se expulsa CO<sub>2</sub> como consecuencia de la quema de combustibles fósiles (por ejemplo carbón). Sin embargo, la electricidad originada mediante energías renovables (fotovoltaica, eólica, hidráulica, biomasa) no produce CO<sub>2</sub> (adicional).

Cuanto mayor sea la proporción de energías renovables en el mix energético (Es la combinación de diferentes fuentes de energía para cubrir el suministro eléctrico de un país.), menor será el nivel de emisiones de CO<sub>2</sub>.

Dicho esto a continuación se presenta la Fórmula para calcular la prevención de CO<sub>2</sub>:

**Consumo de electricidad en kWh x factor para la prevención de CO<sub>2</sub> en g/kWh = cantidad de CO<sub>2</sub> evitada en kg.**

*El factor CO<sub>2</sub>* (unidad: g/kWh) indica la cantidad de CO<sub>2</sub> que se produce en un país por kilovatio/hora de electricidad. En función de la técnica y la eficacia, el factor CO<sub>2</sub> de una región puede variar de una compañía distribuidora de energía eléctrica a otra. En este caso vamos a considerar un factor de CO<sub>2</sub> de Endesa de **0,911 g/ kWh** (Dato Obtenido de un listado emitido por la CNE el 22 de Junio de 2011, correspondiente a la C.T. Litoral de Almería I, actividad Carbon).

Para una instalación que produce *6 kWh (Alternativa II: Restaurante Molino de la Reina)*:

$$6\text{kWh} \times 0,911 \text{ Kg/kWh} = 5,466 \text{ Kg de CO}_2.$$

Luego la instalación de esta *central microhidráulica* le evita al planeta tierra la *emisión* de **5,466 kg de CO<sub>2</sub>** cada hora.

Aprovechamiento hidráulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimón. Proyecto de viabilidad técnica y económica.

## PLANOS

## BIBLIOGRAFÍA

### Bibliografía básica

- Eduardo Soria, *Manual de energía hidráulica*, Iberdrola Renovables.
- ESHA, *Manual de pequeña hidráulica*, Dirección de Energía hidráulica, 1998.
- Viedma, A., y Zamora, B., *Teoría y problemas de Máquinas Hidráulicas 3ªed.*, Horacio Escarabajal, 2008
- Cuesta Diego, L., Vallarino, E., *Aprovechamientos Hidroeléctricos (Tomos I y II)*, Colegio de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos, Madrid, 2000.
- Mott, R.L., *Mecánica de Fluidos Aplicada*, 4º ed., Pearson-Prentice Hall, 1996.
- Morales L.R., *Turbinas Pelton y Michell-Banki* (INTINTEC, 1985).
- Paz Perez, E., Carrocci, L.R., Magalhães Filho, P., Romero Luna, C., *Metodología de diseño hidráulico y mecánico de una turbina Michell-Banki* (8º CIBIM, 2007).
- Centro de documentación- Soluciones Prácticas-ITDG., *Ficha técnica Turbina Michell-Banki*, Micro-hidropower Systems,
- *A Buyer's Guide* (2004) documento realizado por distintas instituciones dedicadas a la energía renovable y los recursos naturales de Canadá.
- *Bombas utilizadas como turbinas*. Orlando A. Audisio.

### Bibliografía complementaria

- Mataix, C. *Turbomáquinas Hidráulicas*, I.C.A.I., Madrid, 1975.
- Hernández Krahe, J.M., *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*, UNED, Madrid, 1976.
- Roberson, J.A., Cassidy, J.J., Chaudhry, M.H., *Hydraulic Engineering*, 2º ed., Wiley, 1997.
- Zopetti, G., *Centrales Hidroeléctricas: su Estudio, Montaje y Ensayo*, Gustavo Gili, 1979.
- The banki water turbine. C.A. Mockmore, Fred Merryfield, 1949.
- SMA Solar technology AG, Informe técnico sobre el Factor de CO<sub>2</sub>.

### Recursos en red

- [www.CHS.es](http://www.CHS.es)
- [www.esha.com](http://www.esha.com)
- [www.saltosdelpirineo.com](http://www.saltosdelpirineo.com)
- [www.IREM.it](http://www.IREM.it)
- [www.agenciaandaluzadelaenergia.es](http://www.agenciaandaluzadelaenergia.es)
- [www.idae.es](http://www.idae.es)
- [www.cne.es](http://www.cne.es)
- [www.endesa.es](http://www.endesa.es)
- [www.wikipedia.org](http://www.wikipedia.org)
- [www.ASME.org](http://www.ASME.org)

Aprovechamiento hidráulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimón. Proyecto de viabilidad técnica y económica.

## ANEXO I: IMPRESO DE LA C.H.S. PARA LA SOLICITUD DEL USO HIDROELECTRICO DEL AGUA



MINISTERIO  
DE MEDIO AMBIENTE,  
Y MEDIO RURAL Y MARINO

CONFEDERACIÓN  
HIDROGRÁFICA  
DEL SEGURO

Espacio reservado para referencias, condiciones informáticas, etc.

Registro de presentación

Registro de entrada

### SOLICITUD DE CONCESIÓN DE AGUAS SUPERFICIALES PARA USO HIDROELÉCTRICO

#### 1. DATOS DEL SOLICITANTE

NOMBRE Y APELLIDOS O RAZÓN SOCIAL		NIF / CIF
CORREO ELECTRÓNICO	TELÉFONO	FAX
DOMICILIO		CÓDIGO POSTAL
LOCALIDAD	MUNICIPIO	PROVINCIA

#### 2. DATOS DEL REPRESENTANTE (1)

NOMBRE Y APELLIDOS		NIF
CORREO ELECTRÓNICO	TELÉFONO	FAX
DOMICILIO		CÓDIGO POSTAL
LOCALIDAD	MUNICIPIO	PROVINCIA

#### 3. CONTENIDO DE LA SOLICITUD

Desea obtener una concesión de aguas para uso hidroeléctrico a derivar del cauce/embalse de (2) en su margen derecha/izquierda (2), y con las siguientes características:

NECESIDADES HÍDRICAS	
A) Caudal solicitado en m <sup>3</sup> /s :	
CORRIENTE DONDE SE DERIVA	
A) Nombre de la corriente:	
B) Margen (según sentido de la corriente): <input type="checkbox"/> Derecha <input type="checkbox"/> Izquierda	
OTROS DATOS	
A) Denominación de la central:	
B) Potencia instalada (KW):	C) Producción media estimada (KWh):
D) Salto neto (m):	E) Salto bruto (m):
F) Número de tribunas:	G) Tipo de tribunas:
SITUACIÓN DE LA TOMA	
A) Término municipal:	
B) Coordenadas UTM: X=	Y= Z=

Por lo que solicita, que previos los trámites correspondientes le sea otorgada la concesión.

CORREO ELECTRÓNICO  
comisaria@chsegura.es

PLAZA FONTES, 1  
30001 MURCIA  
TEL.: 968 358 890  
FAX: 968 211 845

- 1 -



4. DOCUMENTACIÓN A PRESENTAR<sup>(3)</sup>

Seleccione la documentación aportada	
<input type="checkbox"/>	Plano del Instituto Geográfico Nacional donde se señalará el punto de toma de agua, así como el esquema del resto de las instalaciones, si la escala lo permite.

5. DATOS RELATIVOS A LA NOTIFICACIÓN/RESPUESTA

INDIQUE EL MEDIO DE COMUNICACIÓN PREFERENTE O LUGAR A EFECTOS DE NOTIFICACIONES:		
<input type="checkbox"/> CORREO ELECTRÓNICO:	<input type="checkbox"/> DIRECCIÓN ELECTRÓNICA ÚNICA:	<input type="checkbox"/> TELÉFONO:
<input type="checkbox"/> DOMICILIO POSTAL:		

En cumplimiento de la LOPD ( Ley Orgánica 15/1999, de 13 de diciembre, de Protección de Datos de carácter personal ), la Confederación Hidrográfica del Segura, le informa que sus datos se incluirán en sus ficheros generales. Podrá ejercitar el derecho de acceso, rectificación, oposición y cancelación de sus datos en la Secretaría General de la Confederación Hidrográfica del Segura, Plaza Fontes, 1 - 30001 Murcia

Doy mi consentimiento para que, en la tramitación de este expediente, mis datos de identidad puedan ser consultados a través del Sistema de Verificación de Datos de Identidad (SVDI). (Real Decreto 522/2006, de 28 de abril y Orden PRE/3949/2006, de 26 de diciembre).

En caso contrario marque la casilla.

En \_\_\_\_\_ a \_\_\_\_\_ de \_\_\_\_\_ de \_\_\_\_\_  
FIRMA:

- (1) Adjuntar documentación que acredite la representación.
- (2) Táchese lo que no proceda.
- (3) Documentación mínima inicial sin perjuicio de que la posterior revisión de la misma y el tipo o características de la autorización solicitada hagan necesario la aportación de documentos complementarios o aclaraciones sobre lo ya presentado. Es suficiente con un ejemplar de todos los documentos que se le requieren.

SR. PRESIDENTE DE LA CONFEDERACIÓN HIDROGRÁFICA DEL SEGURA

MINISTERIO  
DE MEDIO AMBIENTE,  
Y MEDIO RURAL Y MARINO

CONFEDERACIÓN  
HIDROGRÁFICA  
DEL SEGURA

## **ANEXO II: ¿QUE ES EL REGIMEN ESPECIAL DE GENERACIÓN?**

La actividad de generación en régimen especial recoge la generación de energía eléctrica en instalaciones de potencia no superior a 50 MW que utilicen como energía primaria energías renovables o residuos, y aquellas otras como la cogeneración que implican una tecnología con un nivel de eficiencia y ahorro energético considerable.

Dicha actividad goza de un régimen económico y jurídico beneficioso en comparación con el régimen ordinario que comprende a las tecnologías convencionales.

Entre los beneficios de estas tecnologías se encuentran:

- Disminución de emisiones contaminantes y gases de efecto invernadero,
- Un menor impacto sobre el entorno,
- El aumento de la seguridad de suministro derivado del uso de fuentes autóctonas,
- El ahorro de energía primaria
- Ahorro en transporte y distribución eléctrica por la proximidad entre transporte y consumo, etc.

### **AMBITO DE APLICACIÓN**

Las instalaciones de producción de energía eléctrica en régimen especial deberán tener potencia instalada igual o inferior a 50 MW y estar en alguno de estos grupos:

- a) Instalaciones que utilicen cogeneración u otras formas de producción de energía eléctrica asociadas a la electricidad, con un rendimiento energético elevado.
- b) Instalaciones que utilicen energías renovables no consumibles, biomasa, biocombustibles, etc.
- c) Instalaciones que utilicen residuos urbanos u otros residuos.
- d) Instalaciones de tratamiento y reducción de residuos agrícolas, ganaderos y servicios.

Aprovechamiento hidráulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimón. Proyecto de viabilidad técnica y económica.

## **NORMATIVA**

La normativa que regula el marco general de esta actividad es:

***Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial.***

## ANEXO III: GRUPO TURBINA BANKI- MULTIPLICADOR DE CORREA- GENERADOR EJE HORIZONTAL. OFERTA COMERCIAL DE SALTOS DEL PIRINEO

### RODETE BANKI

Los *alabes* del *rodete* son de acero inoxidable y están soldados directamente a los discos laterales. Los anclajes están encajados en el eje de la turbina en medio de dos pinzas cónicas.



*Figura 26: Detalle grupo turbina- generador.*

El eje de la turbina gira mediante rodamientos a bolas situados en el exterior de la turbina y transmite el movimiento del eje mediante un *multiplicador* del número de vueltas, constituido por una pareja de poleas con correa de transmisión dentada, adecuadamente protegida.

### BLOQUE TURBINA

El bloque está constituido por un conjunto de láminas de acero soldado, en el cual está ubicado el dispositivo para la regulación manual del caudal. Está provisto de una ventanilla que permite acceder al interior para la inspección y limpieza del rodete.

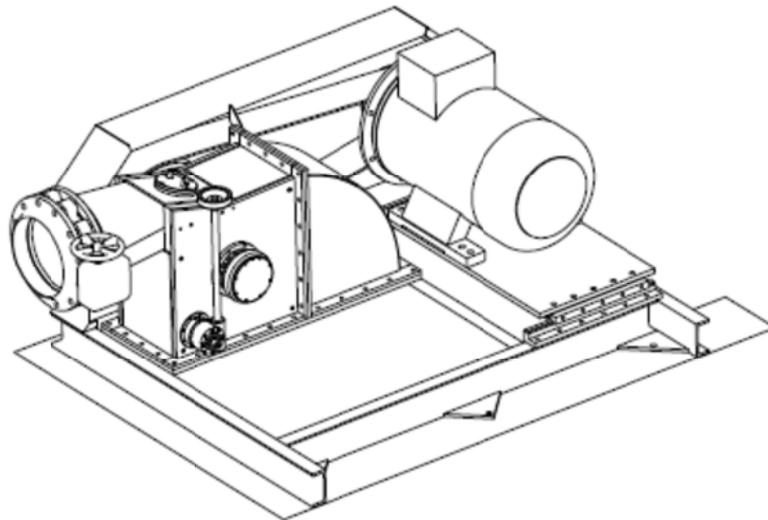
## GRUPO DE ALIMENTACIÓN

Su función es conectar *la tubería forzada* al bloque turbina. Está compuesto por el tubo de entrada sobre el cual está instalada la válvula automática para el mando de la *microcentral*, la toma para el manómetro y la toma lateral para el by-pass manual.

## GENERADOR

Los más empleados son los *generadores síncronos trifásicos*. El inductor móvil es de 4 polos salientes. Estos generadores se caracterizan por la *ausencia de escobillas*. La corriente de excitación la suministra un generador auxiliar cuyo rotor (inducido) está montado sobre el mismo eje del generador principal.

El generador está separado de la turbina por un broquel-escudo especial que le preserva de cualquier contacto con el agua.



*Figura 27: Vista de perfil del grupo turbina- generador.*

## CUADRO ELÉCTRICO

El cuadro eléctrico está constituido por un armario de acero laminado que contiene los siguientes elementos:

*Los instrumentos* del cuadro monofásico están formados por un voltímetro, un frecuenciómetro digital, un amperímetro indicador de la intensidad total suministrada por el generador y un segundo amperímetro indicador de la corriente absorbida por la carga. El cuadro trifásico está provisto de 6 amperímetros: 3 indican la intensidad distribuida en cada fase y 3 la intensidad absorbida por las cargas.



*Figura 28: Cuadro eléctrico.*

*Las protecciones* del cuadro monofásico son; un interruptor magnetotérmico tripolar, que protege el generador contra los eventuales cortocircuitos sobre la línea de carga, y un relé electrónico de tensión, que activa dos avisadores (sonoro y visual) en el caso de variaciones de tensión sobrepasando los límites prefijados. Dentro del cuadro trifásico, hay un interruptor magnetotérmico trifásico y 3 relés electrónicos de tensión, conectados entre fase y neutro.

*Los borneros* son necesarios para la conexión de los conductores del generador, de la línea de carga y del regulador electrónico. El aislamiento y las condiciones de los bornes están adaptados a las tensiones y a las secciones de los conductores empleados normalmente.

## REGULADORES ELECTRÓNICOS

Algunos de los ejemplos de *reguladores de carga y disipación por aire o agua*, o ambas, ya que los equipos permiten disipar con ambos medios.



*Figura 30: Reguladores de carga (derecha) y disipador por aire (izquierda)*

Los *reguladores electrónicos* se componen de la unidad de control y de resistencias de disipación. Los reguladores velan por *mantener la tensión y la frecuencia constantes*, dado que la absorción de la energía producida por el grupo turbina-generator es siempre constante. Este grupo trabaja siempre a plena carga y los reguladores velan por disipar, mediante resistencias, la energía producida por la *microcentral* y no consumida por las cargas. La disipación de la energía excedente tiene lugar en agua o aire, mediante elementos disipadores largamente dimensionados, que automáticamente se conectan o desconectan controlados por la unidad electrónica de control del regulador.

## CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS DE LA MICROCENTRAL

La *microcentral* genera energía eléctrica a las tensiones estándar de 230 V monofásico para potencias hasta 10 kW y 230/400 V trifásica para potencias mayores, y a las frecuencias de 50 Hz y 60 Hz según el país de instalación. El rendimiento global de la *microcentral* es variable en función de la potencia suministrada y las condiciones de empleo. De todas maneras, este rendimiento es siempre muy elevado con relación a las potencias en juego.



*Figura 31: Diagrama de bloques del uso y conexiones de la microcentral.*

## ANEXO IV: CLASIFICACIÓN Y TIPOS DE TURBOMÁQUINAS HIDRAÚLICAS

### CLASIFICACIÓN DE TURBOMÁQUINAS HIDRAÚLICAS

Las turbomáquinas pueden clasificarse en siguiendo criterios distintos, en este texto vamos a diferenciarlas en función de dos criterios principales, estos son:

- Según el *sentido de la transmisión* de la energía entre el fluido y la Turbomáquina.
- Según la *dirección del flujo* en el rodete.  
Según el sentido de la transmisión de la energía entre el fluido y la máquina pueden distinguirse los siguientes tipos:
- *Máquinas generadoras*. Comunican energía mecánica al fluido, como ocurre con las bombas, la energía mecánica que consume esta máquina debe ser suministrada por un motor.
- *Máquinas motoras*. Extraen energía mecánica del fluido, como ocurre con las turbinas hidráulicas.
- *Máquinas reversibles*. Su diseño les permite funcionar alternativamente como máquinas generadoras o motoras.

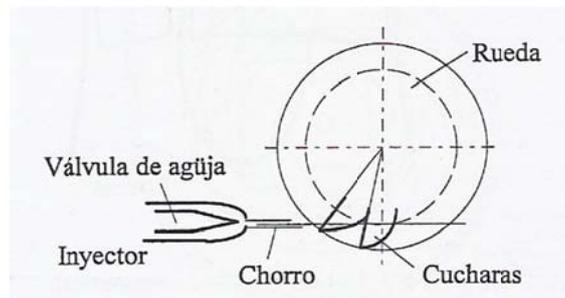
Según el la dirección del flujo en rodete, pueden distinguirse los tipos siguientes:

- *Máquinas radiales*, en las que las trayectorias de las partículas fluidas están contenidas principalmente en planos perpendiculares al eje, como ocurre con las turbinas centrípetas.
- *Máquinas axiales*, en las que las líneas de corriente están contenidas en superficies de revolución paralelas al eje, es decir superficies cilíndricas.
- *Máquinas mixtas o helicocentrípetas*, en estas máquinas, las trayectorias están contenidas en superficies de revolución no cilíndricas, por lo que se acercan o alejan al eje, a la vez que tienen una componente importante paralela a dicho eje.

## TIPOS DE TRUBINAS HIDRAÚLICAS CLASICAS

A continuación se ofrece una clasificación adicional de las turbinas.

- *Turbinas de acción o impulso* (vease figura8), en este tipo no se produce variación de presión estática a través del rotor, por lo que el fluido no llenará todo el espacio entre alabes de la máquina. El agua sólo incide sobre los sucesivos alabes en forma de uno o varios chorros discretos con gran energía cinética, la caída de presión estática se sitúa en la tobera del inyector. Este tipo se denomina *turbina Pelton* (*Lester A. Pelton la patentó en 1880*), son características de saltos con desniveles superiores a 400 m. y presentan como elementos característicos el inyector, la válvula de aguja del inyector, el deflector para desviar el chorro si la carga disminuye y un contrachorro para frenar la turbina cuando sea preciso. Como carecen de difusor se denominan también de *escape libre*.



*Figura 32: Esquema básico de una turbina Pelton.*

- *Turbinas de reacción*, en estas se produce una caída de presión estática en el rotor, por lo que el fluido debe llenar todo el canal entre alabes. Dentro de este grupo y en función de la dirección del fluido pueden distinguirse:
  - *Turbinas Francis* (*James B. Francis la patentó en 1849*), figura 9 es de flujo radial y son características de saltos entre 40 y 500 m motivo por el cual son empleadas frecuentemente. Si los alabes son orientables reciben el nombre de *turbinas Deriaz*.

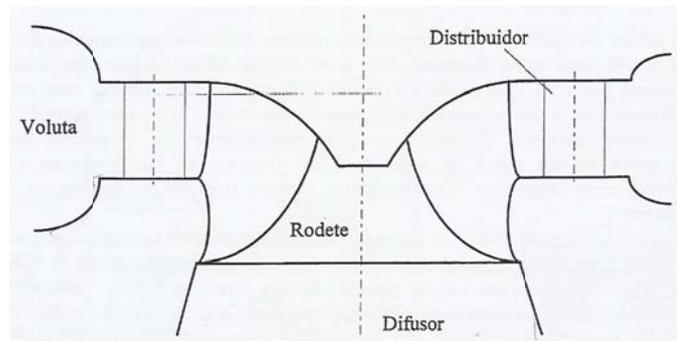


Figura 33: Esquema básico turbina Francis.

- *Turbinas Kaplan* (Víctor Kaplan 1920), figura 10, en estas el flujo es totalmente axial y los alabes son orientables, empleadas en saltos de pequeña altura.

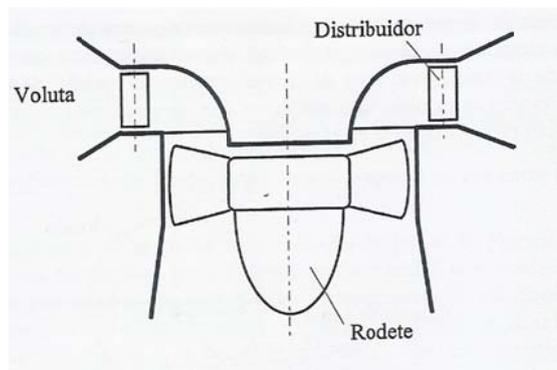


Figura 34: Esquema básico turbina Kaplan.

- *Turbinas de Hélice*, se diferencian de las anteriores en que los alabes son fijos, también se emplean en saltos de pequeña altura.
- *Turbinas de Bulbo o tubulares*, son turbinas Kaplan o Hélice sin voluta y cuyo rodete se encuentra colocado axialmente en el centro de un conducto forzado.

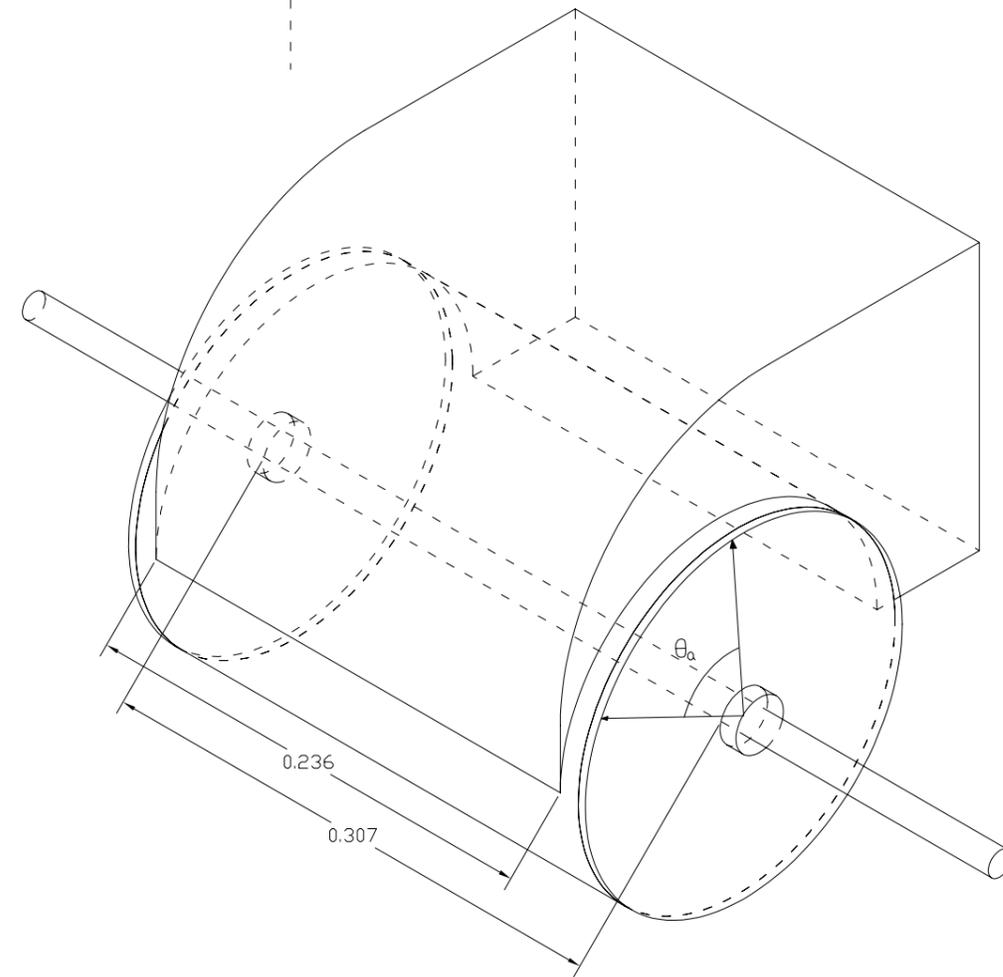
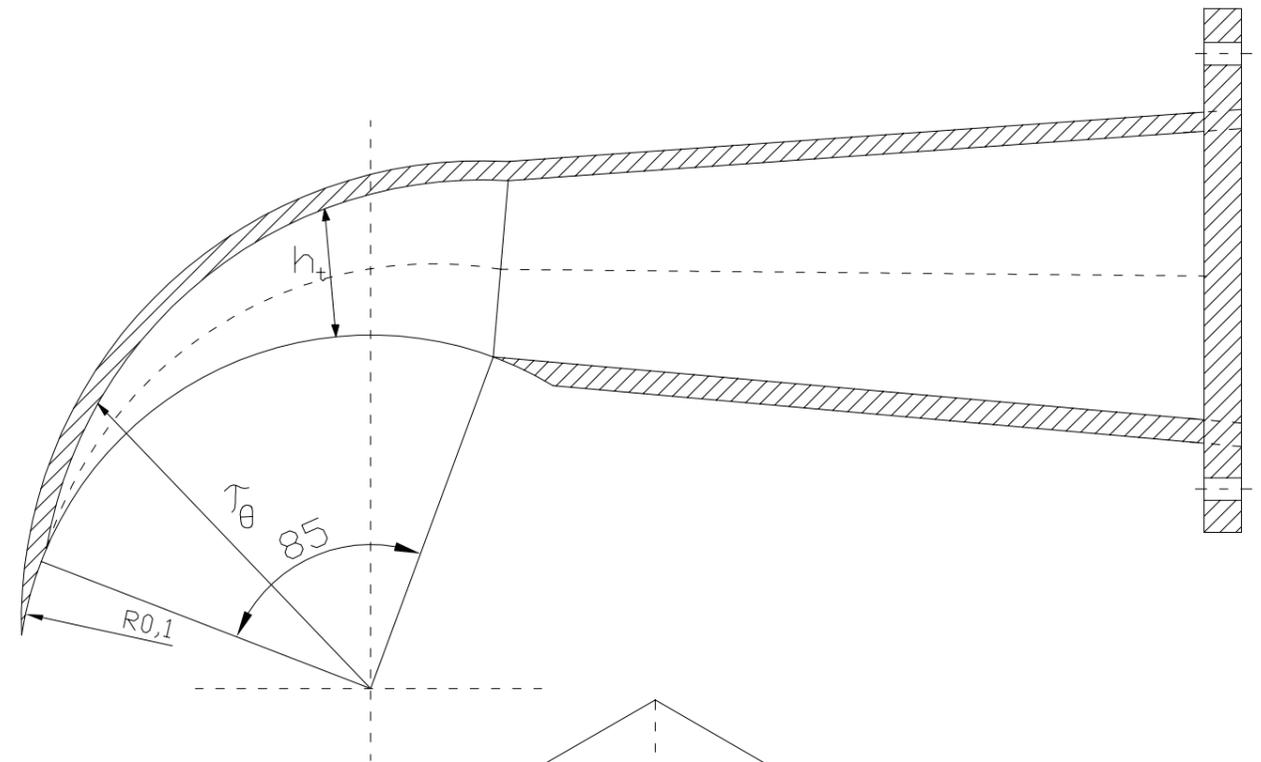
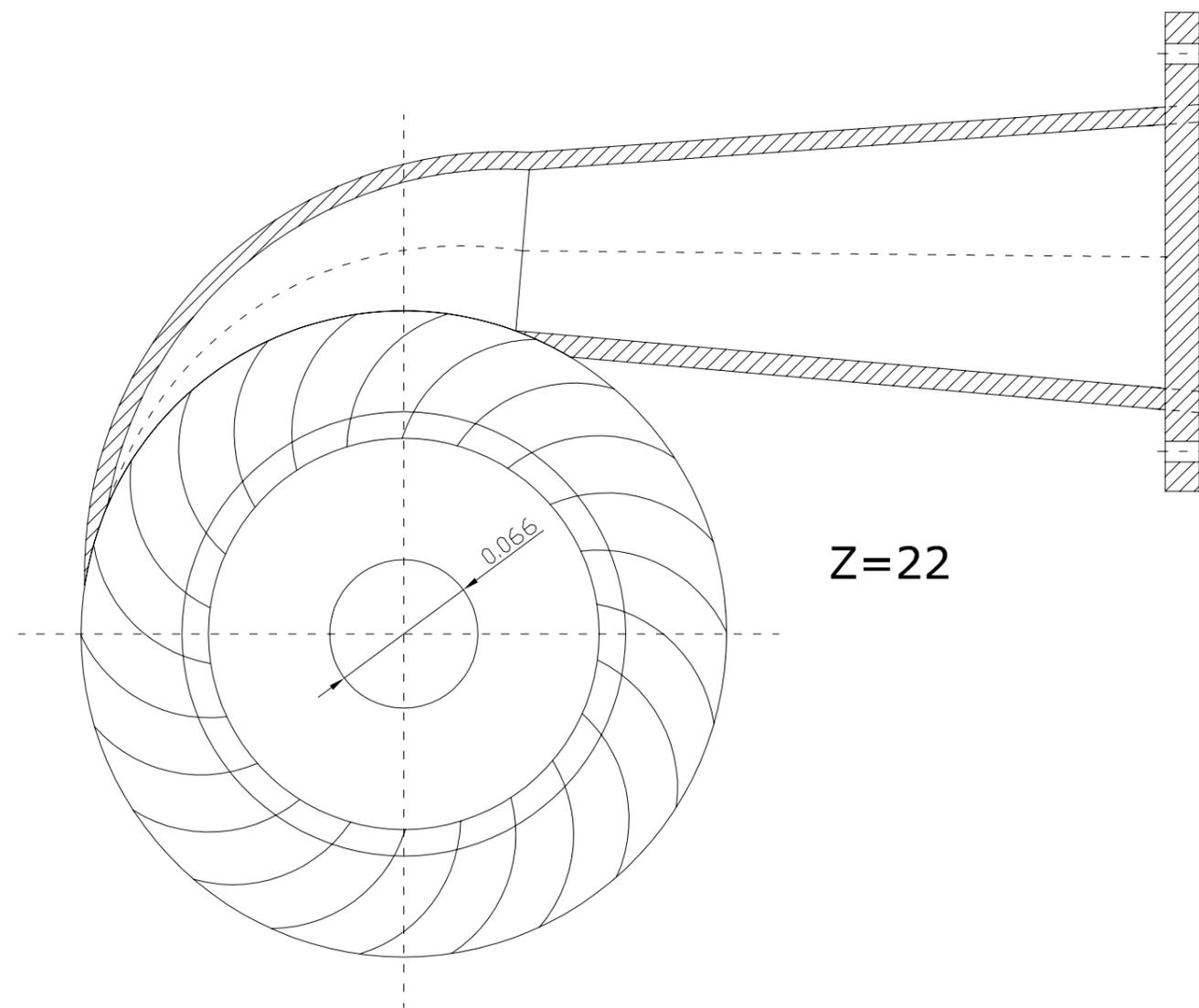
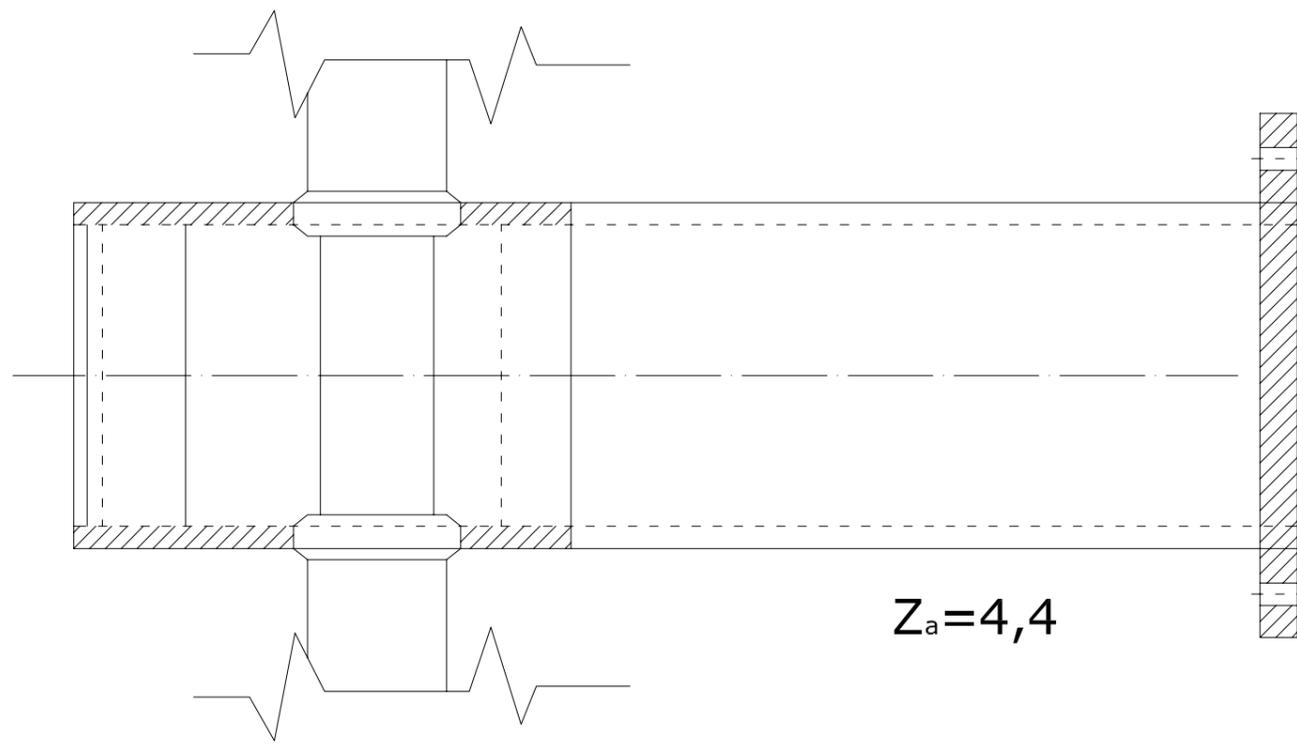
## ANEXO V: MICROCENTRAL HIDRAÚLICA MOLINO DE LA REINA



## INTERIOR DE LA CASETA DE TURBINACIÓN



Aprovechamiento hidráulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimón. Proyecto de viabilidad técnica y económica.



PROYECTO FINAL DE CARRERA			
APROVECHAMIENTO HIDRÁULICO DE LA FUENTE PRINCIPAL DE LA COMUNIDAD DE AGUAS DEL MAIMÓN.			
INGENIERO	ESCALA	FECHA	PLANO
FERNANDO CAMPUZANO BOLARÍN	S.E.	27/09/2011	DISEÑO HIDRÁULICO DE TURBINA BANKI

