

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR  
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA



**DISEÑO DE UNA TURBINA HIDRÁULICA BASADA EN EL  
TORNILLO DE ARQUÍMEDES**

PRESENTADO POR:

**JULIO CESAR ALBERTO MEJIA**

PARA OPTAR AL TITULO DE:

**INGENIERO MECANICO**

CIUDAD UNIVERSITARIA, OCTUBRE DE 2011.

**UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR**

RECTOR :

**MSc. RUFINO ANTONIO QUEZADA SÁNCHEZ**

SECRETARIO GENERAL :

**LIC. DOUGLAS VLADIMIR ALFARO CHÁVEZ**

DECANO :

**ING. MARIO ROBERTO NIETO LOVO**

SECRETARIO :

**ING. OSCAR EDUARDO MARROQUÍN HERNÁNDEZ**

**ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA**

DIRECTOR :

**ING. JUAN ANTONIO FLORES DÍAZ**

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

Trabajo de Graduación previo a la opción al Grado de:

**INGENIERO MECANICO**

Título

:

**DISEÑO DE UNA TURBINA HIDRÁULICA BASADA EN EL  
TORNILLO DE ARQUÍMEDES**

Presentado por

:

**JULIO CESAR ALBERTO MEJIA**

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Director

:

**ING. RIGOBERTO VELÁSQUEZ PAZ**

Docente Director Externo

:

**ING. MARIO ANTONIO RODRÍGUEZ HERRERA.**

Ciudad Universitaria, Octubre de 2011.

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docentes Directores :

**ING. RIGOBERTO VELÁSQUEZ PAZ**

Docente Director Externo :

**ING. MARIO ANTONIO RODRÍGUEZ HERRERA.**

# DEDICATORIA

Dedicado una vez más a Dios todo poderoso, mis padres Julio y Alba, a mis hermanos Luis, Lizzette, Eduardo y Maritza- con mucho cariño.

# AGRADECIMIENTOS

Gracias especiales a mi tía Otilia por su apoyo incondicional para continuar mis estudios y a mi tía Virginia por proporcionarme un lugar idóneo para desarrollar mis horas de estudio

Otra vez, yo agradezco a mis padres por soportar mis horas de desvelo y por su apoyo incondicional en mi proceso de aprendizaje.

Mi sinceras gracias a mis asesores Ing. Rigoberto Velásquez Paz y Ing. Mario Antonio Rodríguez Herrera. Por su conocimiento y su guía durante el proceso de elaboración de esta tesis.

Por mis buenos amigos por ayudarme con sus críticas a terminar este trabajo.

# INDICE.

Capitulo	Contenido	No.
1	Marco contextual	8
	1.1 Minicentrales	8
	1.2 Tipos de minicentrales	8
	1.2.1 Aprovechamiento de agua fluyente	9
	1.2.2 Centrales de pie de presa	9
	1.2.3 Centrales integradas a canal de riego	9
	1.3 Evolución histórica de las turbinas hidráulica en las microcentrales eléctrica	10
	1.3.1 Inicio en el mundo	10
	1.3.2 Inicio en el salvador	13
2	Turbinas hidráulicas	15
	2.1 Tipos de turbinas	16
	2.1.1 Turbinas de impulso	19
	2.1.2 Turbinas de Reacción	22
	2.2 Turbina de Arquímedes	24
	2.2.1 Análisis de la turbina	25
3	Fundamentos de diseño Mecánico	39
	3.1 Ejes y árboles	39
	3.1.1 Tipos de árboles	39
	3.1.2 Diseño de árboles: generalidades	41
	3.1.3 Método para el diseño de árboles rectos de sección circular	43
	3.2 Selección de multiplicador	53
	3.3 Selección de generador	56
4	Diseño de la turbina	63
	4.1 Diseño resistente	63
	4.1.1 Datos	64
	4.1.2 Incógnitas	65
	4.1.3 Material elegido	66
	4.1.4 Cálculo de las reacciones	69
	4.1.5 Cálculo de momentos y torsores que actúa sobre el árbol	70
	4.1.6 Elección de un coeficiente de seguridad conservador	70
	4.1.7 Cálculo del diámetro del árbol considerando tensiones estáticas	70
	4.1.8 Pre diseño del árbol solicitado	75
	4.1.9 Cálculo de fatiga	78
	4.1.10 Cálculos de tensión en las secciones críticas	79
	4.1.11 Análisis de la hélice	81
	4.1.12 Análisis de uniones soldadas	86
	4.1.13 Selección del multiplicador	86

4.1.14 Selección del generador	87
4.2 Diseño de rigidez	88
4.3 Diseño constructivo	97
Bibliografía	98
Anexos	99



# INDICE DE FIGURAS

	Pág.
Fig. 1.1 Molino de eje vertical nórdico	11
Fig. 1.2 Rueda de agua	11
Fig. 1.3 Tipos de configuración de la rueda hidráulica	12
Fig. 2.1 Tipos de turbinas	17
Fig. 2.2 Turbina Pelton a) Chorro simple b) Chorro múltiple	20
Fig. 2.3 a) Turbina Turgo b) El ángulo del chorro es de 20 grado	21
Fig. 2.4 Turbina Crossflow	22
Fig. 2.5 Turbina Francis	23
Fig. 2.6 a) Turbina de hélice b) Turbina Kaplan	23
Fig. 2.7 Configuración común en la instalación de la turbinas de hélice en minicentrales	24
Fig. 2.8 Bomba de Arquímedes	24
Fig. 2.9 Turbina de Arquímedes	25
Fig. 2.10 Esquema del tornillo de Arquímedes	27
Fig. 2.11 Ángulos de inclinación del tornillo	27
Fig. 2.12 Desarrollo de una hélice	28
Fig. 2.13 Vista frontal del tornillo. Superficie de contacto del agua	29
Fig. 2.14 Propiedades de superficies planas	29
Fig. 2.15 Diagrama de fuerza	32
Fig. 2.16 Canal rectangular	38
Fig. 3.1 Árbol recto escalonado	39
Fig. 3.2 Cigüeñal	40
Fig. 3.3 Árbol flexible	40
Fig. 3.4 Cargas usuales en los árboles	44
Fig. 3.5 Multiplicador de ejes paralelos	54
Fig. 3.6 Multiplicador cónico	54
Fig. 3.7 Multiplicador planetario	55
Fig. 3.8 Maquina sincrónica de baja potencia e el inducido en el motor	58
Fig. 3.9 Tipos constructivos de generadores sincrónicos	59
Fig. 3.10 Tipos de generadores	61
Fig. 4.1 Esquema de la turbina de Arquímedes	63
Fig. 4.2 Vista lateral, dimensiones del árbol	64
Fig. 4.3 Diagrama de cuerpo libre de fuerzas distribuidas	66
Fig. 4.4 Diagrama de cuerpo libre de fuerzas equivalentes	67
Fig. 4.5 Diagrama momentos flectores	69
Fig. 4.6 Diagrama momentos torsores	70
Fig. 4.7 Pre diseño del árbol solicitado	75
Fig. 4.8 Vista ampliada del cojinete A y B	75
Fig. 4.9 Propiedades del acero A-36	79

<b>Fig. 4.10</b>	<b>Esfuerzo máximo que soporta la hélice</b>	<b>80</b>
<b>Fig. 4.11</b>	<b>Deformación resultante de la hélice</b>	<b>81</b>
<b>Fig. 4.12</b>	<b>Partes soldadas</b>	<b>81</b>
<b>Fig. 4.13</b>	<b>Deformación del árbol</b>	<b>87</b>

# INDICE DE TABLAS

			Pág.
Tabla.	1.1	Capacidad instalada de proyectos hidroeléctricos	13
Tabla.	2.1	Tipos de turbinas	16
Tabla.	2.2	Costo por unidad de las turbinas en US\$1000 (incluyendo alternado y caja de transmisión)	19
Tabla.	2.3	Resumen de fórmulas	31
Tabla.	3.1	Características y Propiedades mecánicas a la tensión de algunos aceros rolados en caliente (HR) y estirados en frío (CD)	45
Tabla.	3.2	Factores de seguridad	48
Tabla.	3.3	Factores de acabado	50
Tabla.	3.4	Factor de seguridad para transmisiones	51
Tabla.	3.5	Velocidades de un generador síncrono (rpm)	60
Tabla.	4.1	Datos principales para la construcción del tornillo de Arquímedes	64
Tabla.	4.2	Incógnitas	65
Tabla.	4.3	Vida útil de diseño recomendada para cojinetes	72
Tabla.	4.4	Datos para cojinetes de rodamientos	73
Tabla.	4.5	Resultado de análisis de fatiga	78
Tabla.	4.6	Cálculos de factores de seguridad	78
Tabla.	4.7	Requisitos de igualado de los materiales de relleno	82
Tabla.	4.8	Propiedades de una soldadura considerando como una línea	82
Tabla.	4.9	Especificaciones eléctricas del generador de imanes permanentes	86
Tabla.	4.10	Deflexiones en el árbol	87
Tabla.	4.11	Hoja de proceso del eje solido 1	95
Tabla.	4.12	Hoja de proceso de tapadera 1 y 2	95
Tabla.	4.13	Hoja de proceso del eje solido 2	96
Tabla.	4.14	Hoja de proceso del tornillo	96
Tabla.	4.15	Costo de los elementos de la turbina de Arquímedes	97

# 1- MARCO CONTEXTUAL.

## 1.1 MINICENTRALES

Una minicétrales o pequeña central hidroeléctrica es el conjunto de instalaciones y otras infraestructuras realizadas con el objetivo de transformar la energía potencial de un curso de agua en energía eléctrica útil, cuyo destino es, bien su autoconsumo en el mismo lugar de producción, o bien, su venta a la red eléctrica comercial con el fin de obtener una ganancia económica.

Estas instalaciones de producción de energía eléctrica se localizan dentro del ecosistema fluvial, ecosistema de gran valor natural, bien adaptado a las variaciones de caudal estacionales, tanto a las crecidas invernales como a los caudales mínimos del verano, y que se ve alterado por los efectos de regulación de caudales.

## 1.2 TIPOS DE CENTRALES

El objetivo del aprovechamiento hidroeléctrico es convertir la energía potencial de una masa de agua situada en un punto (el más alto del aprovechamiento) en energía eléctrica, disponible en el punto más bajo, donde está ubicada la casa de máquinas. La potencia eléctrica que se obtiene es directamente proporcional al caudal utilizado y a la altura.

De acuerdo con la altura del salto los aprovechamientos pueden clasificarse en:

- De alta caída: salto de más de 150 m.
- De media caída: salto entre 50 y 150 m.
- De baja caída: salto entre 2 y 20 m.

Estos límites son arbitrarios y lo constituyen un criterio de clasificación, otra clasificación en función del tipo de central sería la de:

- Aprovechamiento de agua fluyente.
- Centrales a pie de presa con regulación propia.

- Centrales de canal de riego o tubería de abastecimiento de agua.

### **1.2.1 APROVECHAMIENTO DE AGUA FLUYENTE.**

Son aquellos aprovechamientos que no disponen de embalse regulador importante de modo que la central trabaja mientras el caudal que circula por el cauce del río es superior al mínimo técnico de las turbinas instaladas y deja de funcionar cuando desciende por debajo de ese valor. En una central de este tipo las turbinas deben aceptar el caudal disponible del río "como viene", con sus variaciones de estación en estación, o si ello es imposible el agua sobrante se pierde por rebosamiento.

### **1.2.2 CENTRALES DE PIE DE PRESA.**

En este tipo de proyecto se embalsa un volumen considerable de líquido "aguas arriba" de las turbinas mediante la construcción de una o más presas que forman lagos artificiales. El embalse permite graduar la cantidad de agua que pasa por las turbinas. Del volumen embalsado depende la cantidad que puede hacerse pasar por las turbinas.

Con embalse de reserva puede producirse energía eléctrica durante todo el año aunque el río se seque por completo durante algunos meses, cosa que sería imposible en un proyecto de pasada. Las centrales con almacenamiento de reserva exigen por lo general una inversión de capital mayor que las de pasada, pero en la mayoría de los casos permiten usar toda la energía posible y producir kilovatios-hora más baratos

### **1.2.3 CENTRALES INTEGRADAS A CANAL DE RIEGO.**

Es factible instalar una central hidroeléctrica aprovechando la rapidez de las aguas en un canal de riego, ya sea ensanchando el canal, para poder instalar en él la toma de agua, la central y el canal de fuga, o construir una toma lateral, que alimente una tubería forzada instalada a lo largo del canal. La primera alternativa es más económica, sobre todo si el salto es pequeño, pero exige planear simultáneamente el canal y la central.

Centrales en sistemas de alimentación de agua potable: La conducción de agua potable a una ciudad se suele plantear como una tubería a presión que conduce el agua desde un embalse a la estación de tratamiento, a cuya entrada, un sistema de válvulas especialmente concebidas para ello se encargan de disipar la energía hidrostática, que en general es importante. Existe la posibilidad de sustituir estas válvulas de disipación por una turbina que convierta esa energía disipada, en energía eléctrica utilizable. Esta solución conlleva la utilización de una, o varias válvulas de *bypass* para garantizar la continuidad de suministro de agua en caso de parada de la turbina. Como la tubería suele ser de gran longitud y en ocasiones no está en muy buenas condiciones, es necesario garantizar que el funcionamiento de las válvulas que gobiernan el cierre de la turbina y la apertura simultánea del *bypass*, no darán lugar a sobre presiones transitorias que pongan en peligro la conducción, ni alteren las condiciones en que tiene lugar el suministro.

## **1.3 EVOLUCION HISTORICA DE LAS TURBINAS HIDRAULICA EN LAS MICRO CENTRALES ELECTRICAS.**

### **1.3.1 INICIO EN EL MUNDO**

La Rueda de agua y molino de eje vertical nórdico o turbina de cubo fueron las primeras en ser usadas en muchas partes de Europa y Asia por más de 2000 años, estas aprovechaban la fuerza hidráulica para moler granos. Dos tipos de molinos de agua fueron desarrollados: el pequeño, molino de eje vertical nórdico como se muestra en la figura 1.1 que fue desarrollado en las afueras de *Scandinavia*.

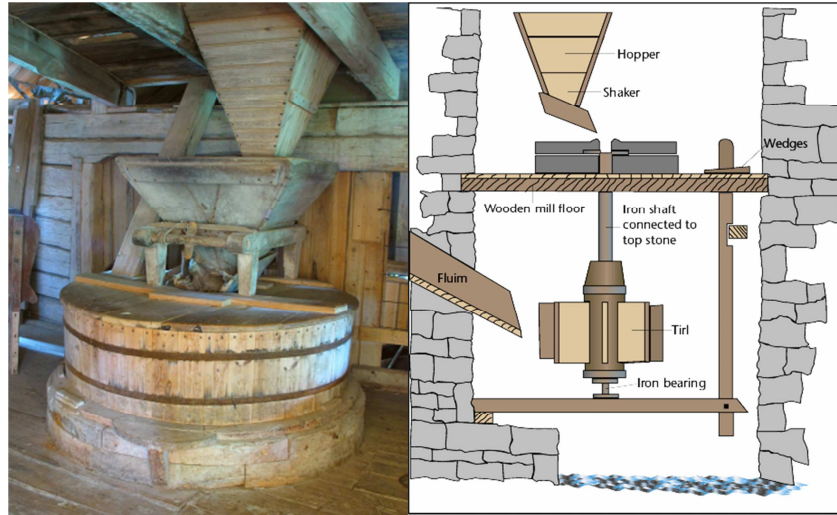


Fig.1.1 Molino de eje vertical nórdico

Y el segundo fue la rueda de agua de eje horizontal (figura 1.2) originario de la civilización del Mediterráneo.

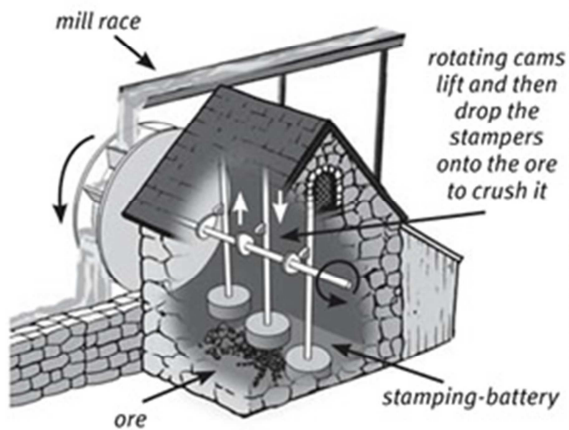


Fig. 1.2 Rueda de agua.

En el tiempo de la revolución industrial a finales del siglo dieciocho, la tecnología de la rueda de agua fue mejorada y alcanzando eficiencias del 70% con la conversión de potencia del agua a potencia mecánica. El inglés *John Smeaton*<sup>1</sup> realizó serios experimentos científicos con la rueda hidráulica a finales de siglo dieciocho, estos indicaron la configuración *overshot wheels* (fig.1.3) es significativamente más eficiente que la configuración *undershot wheels*. En Francia se hicieron estudios para entender la interacción del flujo del agua con la aletas de la rueda

<sup>1</sup> John Smeaton, (8 junio 1724 hasta 28 octubre 1792) fue un Inglés ingeniero civil responsable del diseño de puentes, canales, puertos y faros. También fue un capaz ingeniero mecánico y un eminente físico.

hidráulica, con estos resultados se desarrolló la *Breast Wheel* (fig.1.3) y en 1820 fue diseñado *Breast Wheel* más compacta fue llamado el primer motor hidráulico diseñado por *Benoît Fourneyron*<sup>2</sup>(la primera hidro-turbina)

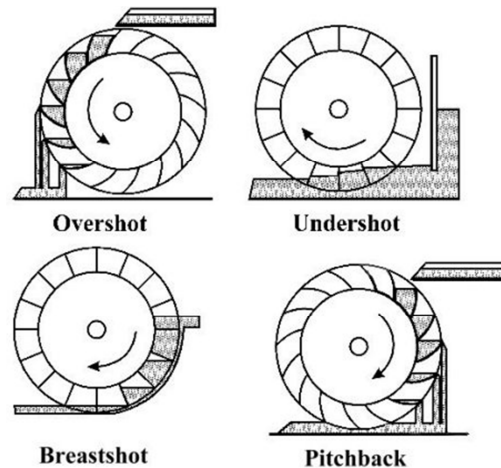


Fig. 1.3 Tipos de configuración de la rueda hidráulica.

Con el crecimiento de la ingeniería y las habilidades metalúrgicas durante el siglo dieciocho, combinada con la necesidad de crear dispositivos más pequeños y que alcanzaran grandes velocidades para generar electricidad sin la necesidad de tener grandes trenes de engranaje se abrieron paso las turbinas. Pero esto fue hasta 1880 que las primeras hidro-turbinas fueron usadas para generar electricidad para propósitos prácticos.

Hasta 1930 las pequeñas turbinas fueron incrementando su uso en Europa y Norte América. Inicialmente las mini centrales operaban con corriente directa por la dificultad del control de velocidad de las generadoras. Otra de las razones por las que las minicentrales declinaron su uso fue la estandarización de la frecuencia AC 50Hz en algunos lugares de Europa y 60Hz en América, los gastos fijos asociados a la buena calidad de los sistemas de control fueron muy altos para las mini centrales y las micro centrales, un sistema de control instalado para generar 10kW costaba igual que una instalación para generar 100kW, el crecimiento de las mini y las micro centrales fue minado por altos costos de operación en esta época.

---

<sup>2</sup> Benoît Fourneyron (31 octubre 1802 a 31 julio 1867) fue un ingeniero francés, nacido en Saint-Étienne , Loira . Fourneyron dio contribuciones significativas al desarrollo de turbinas de agua .



### 1.3.2 INICIO EN EL SALVADOR.

En el salvador cuenta con varias unidades pequeñas de generación, algunas de ellas están en funcionamiento desde principios del siglo XX, siendo estas precursoras de la generación hidroeléctrica en gran escala en nuestro país. La Compañía de Alumbrado Eléctrico de San Salvador (CAESS) fue constituida como sociedad el 17 de noviembre de 1890 y comienza a funcionar con la planta de agua caliente, con una hidro-generadora de 15kW, la que servía para mover un molino para arroz y a la vez para el alumbrado público de la calle que conduce a Soyapango. Esta planta dejó de funcionar en 1907 porque ya no era económicamente rentable para CAESS. En 1907 inicia sus operaciones la Central Hidroeléctrica Milingo. En 1920 se construye la Central Hidroeléctrica “Zapuyo”, 1924 la Central Hidroeléctrica “Rio Sucio”, En 1925 la Central Hidroeléctrica “San Esteban” y en 1935 la Central Hidroeléctrica “Acahuapa” y “El Chorreron”, algunas de ellas están fuera de servicio por causas Socio políticas.

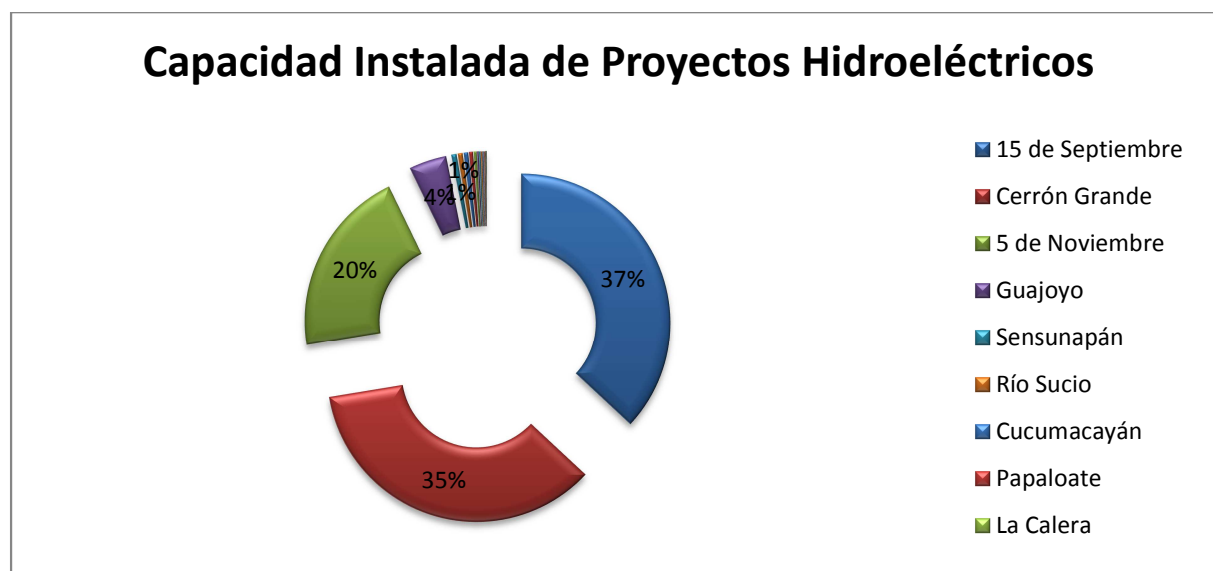
En 1952 nace la Sociedad Roberto De Matheu Y Cía., y se dedica exclusivamente a la electrificación rural, se inicia en Juayúa y luego en 1958 se extiende a Salcoatitan. Esta compañía aprovecha las aguas del Rio Grande de Sonsonate, también ha realizado diseños de turbinas *Mitchell Bankin* para el aprovechamiento en el área centroamericana. En la tabla 1.1 y la gráfica 1.1 se muestran datos de la capacidad instalada de los proyectos hidroeléctricos en la actualidad en el país. Estos datos fueron proporcionados por el Consejo Nacional de Energía.

**Tabla.1.1 Capacidad Instalada de Proyectos Hidroeléctricos**

<b>Central Generadora</b>	<b>Departamento Localización</b>	<b>Número de unidades</b>	<b>Capacidad por unidad(MW)</b>	<b>Capacidad Total(MW)</b>	<b>Agente Receptor</b>
<b>15 de Septiembre</b>	San Vicente/Usulután	2	90.000	180.000	<b>ETESAL</b>
<b>Cerrón Grande</b>	Chalat./Cuscatlán/Cabañas	2	86.400	172.800	<b>ETESAL</b>
<b>5 de Noviembre</b>	Cabañas/Cuscatlán	3	20.000	99.400	<b>ETESAL</b>
		1	18.000		
		1	21.400		
<b>Guajoyo</b>	Metapán, Santa Ana	1	19.800	19.800	<b>ETESAL</b>
<b>Sensunapán</b>	Sonsonate	3	1.000	2.800	<b>AES-CLESA</b>
<b>Río Sucio</b>	Santa Ana	1	2.500	2.500	<b>CAESS</b>

<b>Cucumacayán</b>	Sonsonate	1	1.400	2.300	<b>DELSUR</b>
		1	0.900	0.900	
<b>Papaloate</b>	Sonsonate	1	2.00	2.000	<b>AES-CLESA</b>
<b>La Calera</b>	Sonsonate	1	1.500	1.500	<b>AES-CLESA</b>
<b>Milingo</b>	San Salvador	2	0.400	0.800	<b>CAESS</b>
<b>San Luis II</b>	Santa Ana	1	0.740	0.740	<b>AES-CLESA</b>
<b>Bululú</b>	Sonsonate	1	0.700	0.700	<b>AES-CLESA</b>
<b>Atehuasías</b>	Ahuachapán	1	0.600	0.6	<b>AES-CLESA</b>
<b>San Luis I</b>	Santa Ana	1	0.600	0.600	<b>AES-CLESA</b>
<b>Cutumay Camones</b>	Santa Ana	1	0.400	0.400	<b>AES-CLESA</b>
<b>Sonsonate</b>	Sonsonate	1	0.200	0.200	<b>AES-CLESA</b>
<b>Miracapa</b>	Morazán	1	0.034	0.034	<b>Autoconsumo</b>
<b>La Chacra</b>	Morazán	1	0.017	0.017	<b>Autoconsumo</b>
<b>El Junquillo</b>	Morazán	1	0.014	0.014	<b>Autoconsumo</b>
<b>Carolina</b>	Morazán	1	0.050	0.050	<b>Autoconsumo</b>
<b>Totales</b>		<b>30</b>		<b>487.255</b>	

En total hay 30 fuentes de energía eléctricas operando en el país producen 487.255 MW



**Grafica .1.1 Capacidad Instalada de Proyectos Hidroeléctricos**

## 2- TURBINAS HIDRAULICAS.

En el proceso de transformación de la energía de un fluido en energía mecánica o viceversa, se emplean diferentes tipos de máquinas las cuales pueden clasificarse en tres grupos principales:

- a) Máquinas hidrostáticas o de desplazamiento.
- b) Máquinas rotodinámicas o turbomáquinas.
- c) Máquinas gravimétricas

Las máquinas hidrostáticas, también llamadas de desplazamiento positivo o volumétricas, aprovechan fundamentalmente las variaciones de la energía de presión del fluido y se construyen en sus variantes reciprocantes y rotativas. A este tipo pertenecen las bombas de engranajes.

A diferencia del grupo anterior, las máquinas rotodinámicas o turbomáquinas aprovechan las variaciones de la energía cinética que experimenta el fluido a su paso a través de la máquina. Las máquinas gravimétricas utilizan la variación de la energía geodésica del fluido y a ellas pertenecen por ejemplo las antiguas ruedas hidráulicas y la más reciente utilización del tornillo de Arquímedes. En la actualidad con el término de turbomáquinas se denomina en forma general a la familia de transformadores de energía que transfiere energía entre un rotor y el flujo continuo de un fluido.

Las turbinas convierten la energía de un salto de agua en energía de rotación en un eje. La selección del tipo de turbina a utilizar depende de las características del sitio, el factor dominante es la altura del salto y el caudal disponible. La selección depende también de la velocidad a la cual se requiere que gire el generador u otro equipo que este acoplado a la turbina. Otra consideración, las turbinas estarán supuestas a producir una potencia debajo del flujo de cual fue diseñada, esta es una consideración para su selección.

Esta velocidad demanda no puede ser suplida por la turbina en algunos casos, por lo tanto para obtener la velocidad de operación del generador se adapta un multiplicador de velocidad o una configuración de poleas y bandas, ubicado entre la turbina y el generador. En la práctica es preferible reducir los rangos de velocidad para reducir los costó del equipo de transmisión. Una transmisión que opera a bajas revoluciones requiere más cojinetes, bandas y un eje más pesado. Una regla general para seleccionar una caja de transmisión es de 3:1 estos son los rangos de velocidades de salida y entrada de la transmisión. Por ejemplo se necesita que un generador opera a 1800 rpm se selecciona una turbina que opere a 600rpm.

En algunos casos es posible seleccionar una turbina que opere exactamente a la velocidad de operación del generador, sin la necesidad de una transmisión de engranajes. Entonces el generador puede ser acoplado directamente al eje de la turbina. En las pequeñas y micro centrales eléctricas usualmente es más barato comprar por separado el generador, la transmisión de engranajes y la turbina, que comprar todo el equipo acoplado.

## 2.1 TIPOS DE TURBINAS.

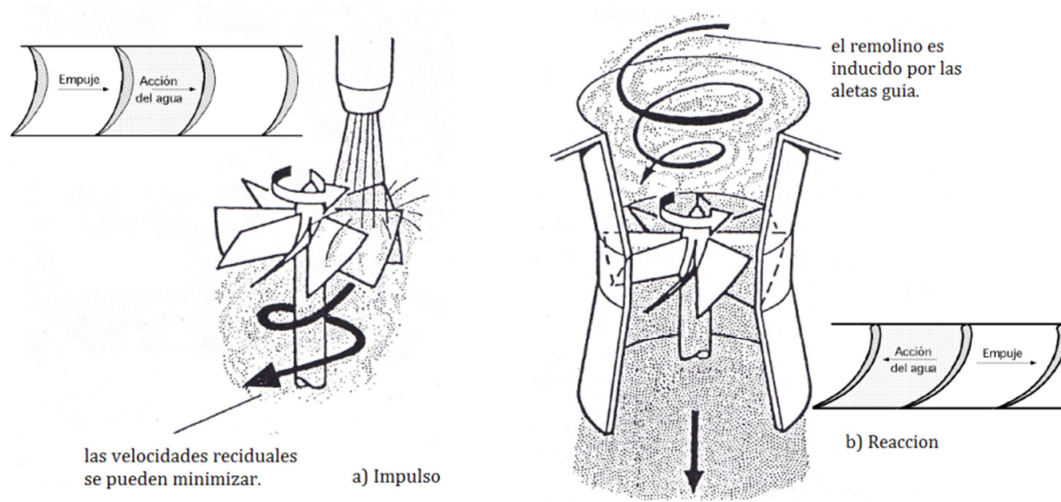
Dentro de las pequeñas y micro centrales eléctricas se pueden clasificar las turbinas de acuerdo a la caída del salto de agua: en turbinas de caída alta, turbinas caída media y turbinas de pequeña caída. El principio de operación de las turbinas se divide en dos grupos (tabla 2.1).

**Tabla 2.1 Tipos de turbinas.**

TIPO DE TURBINA	ALTURA		
	ALTA	MEDIA	BAJA
<b>IMPULSO</b>	Pelton	Mitchell/ Bankin	Mitchell/ Bankin
	Turgo	Turgo	
	Multi-jet Pelton	Multi-jet Pelton	
<b>REACCIÓN</b>		Francis	Hélice
		(PAT) Pump as Turbine	Kaplan

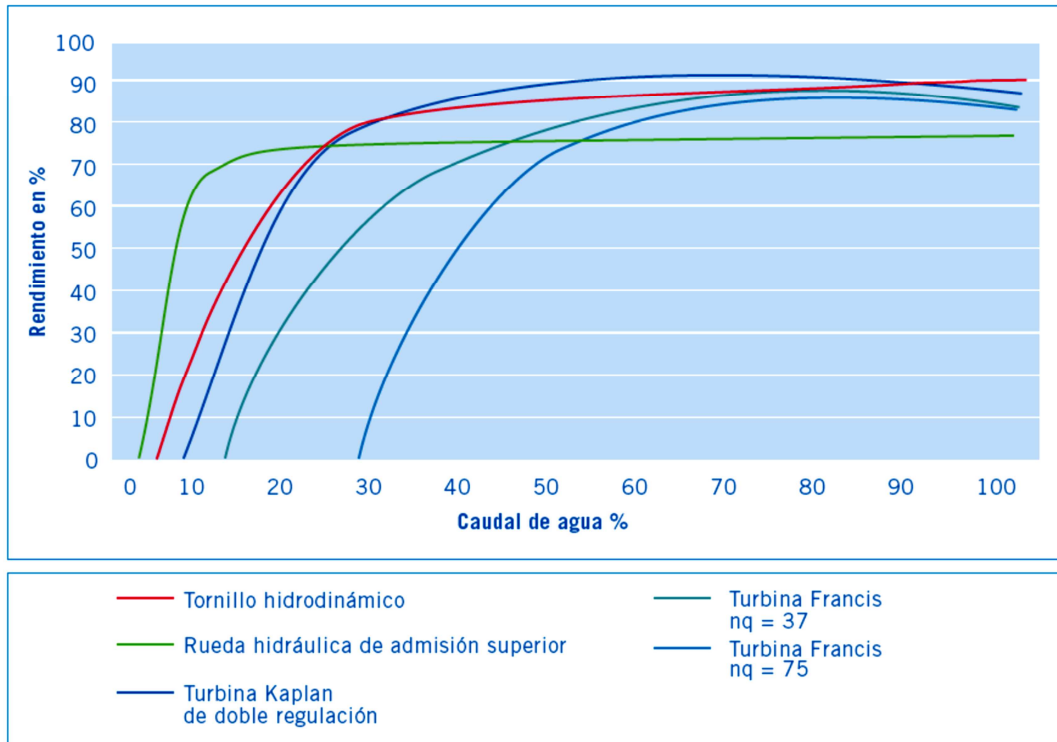
Por el principio de operación están dividida en dos grupos, atendiendo a que la presión varíe o no en el rodete las turbinas se clasifican:

- a) Turbinas de acción: el agua sale del distribuidor a la presión atmosférica, y llega al rodete con la misma presión; en estas turbinas, toda la energía potencial del salto se transmite al rodete en forma de energía cinética.
- b) Turbinas de reacción: el agua sale del distribuidor con una cierta presión que va disminuyendo a medida que el agua atraviesa los álabes del rodete, de forma que, a la salida, la presión puede ser nula o incluso negativa; en estas turbinas el agua circula a presión en el distribuidor y en el rodete y, por lo tanto, la energía potencial del salto se transforma, una parte, en energía cinética, y la otra, en energía de presión.



**Fig.2.1 Tipos de turbinas operan con el principio de a) Impulso( presión es igual en cualquier punto del rodete) o b) Reacción ( la presión disminue a través del rodete)**

En la gráfica 2.1 se esquematiza las diferentes eficiencias de las turbinas.



**Grafica 2.1** Eficiencia de las turbinas (para la creación de estas curvas se asume que el flujo de agua se puede variar a una altura constante.)

Un indicador de los costos por unidad de varias turbinas se muestra en la tabla 2.2, los costos están indicados en costos mínimos y máximo. La siguiente formula proporciona un aproximado del costo de producir un kW en dólares.

$$costo = \frac{3500 - 4500}{P^{0.3} * H^{0.15}}$$

Dónde:

$$costo = \left[ \frac{\$}{kW} \right]$$

$$P = potencia [kW]$$

$$H = altura de la caída [m]$$

**Tabla 2.2<sup>3</sup> Costo por unidad de las turbinas en US\$1000 (incluyendo alternado y caja de transmisión)**

Potencia de la turbina[kW]	<i>Crossflow</i>	Francis	Pelton de chorro simple	Pelton de múltiple chorro	de Turgo	<i>Propeller</i>
2	1 - 2	4 - 6	1 - 6	1 - 3	2 - 4	4 - 6
5	2 - 6	8 - 10	2 - 8	2 - 6	5 - 8	8 - 10
10	2 - 10	15 - 20	2 - 15	2 - 10	8 - 14	15 - 20
20	3 - 14	20 - 30	3 - 20	3 - 15	12 - 20	20 - 30
50	5 - 30	25 - 75	5 - 50	5 - 30	35 - 50	25 - 70
100	30 - 50	40 - 100	40 - 80	15 - 60	55 - 80	40 - 100
150	50 - 80	60 - 120	60 - 100	30 - 80	80 - 100	60 - 120

### 2.1.1 TURBINAS DE IMPULSO

En esta clasificación se consideran tres tipos de turbinas *Crossflow*, Turgo y Pelton.

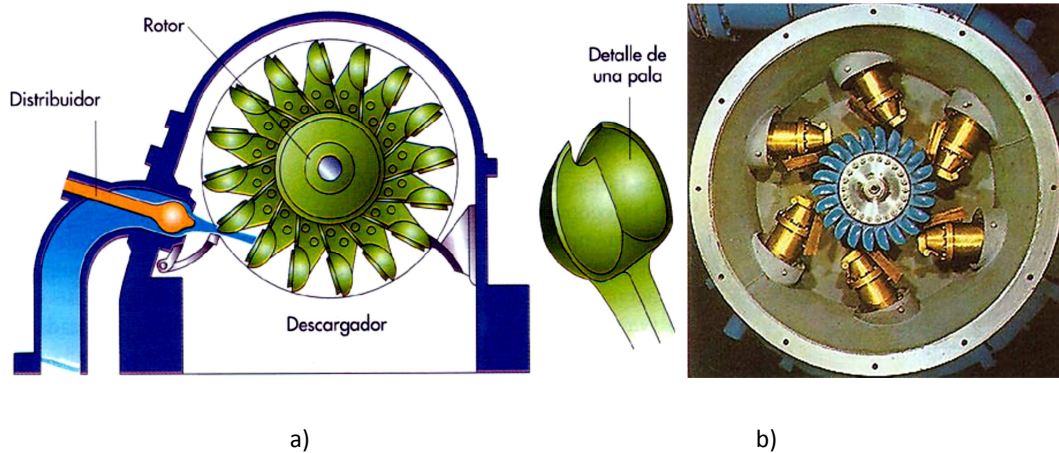
#### Turbina Pelton

La turbina PELTON debe su nombre al ingeniero norteamericano Lester Allen Pelton (1829-1908), quien en busca de oro en California concibió la idea de una rueda con cucharas periféricas que aprovecharan la energía cinética del agua que venía de una tubería y actuaba tangencialmente sobre la rueda. Por fin en 1880 patentó una turbina con palas periféricas de muy particular diseño, de tal manera que el chorro proveniente de la tubería golpea el centro de cada pala o cuchara con el fin de aprovechar al máximo el empuje del agua.

Una turbina Pelton puede tener una o más boquillas que descargan chorros de agua a través de una serie de alabes montados en la periferia de un disco circular (Figura. 2.2). En centrales eléctricas grandes la utilización de las turbinas Pelton son utilizadas para grandes saltos de agua alrededor de 150 m, pero en las pequeñas y las micro centrales son utilizadas las Pelton para saltos pequeños. El principio de las turbinas Pelton es convertir la energía cinética del chorro de agua en velocidad angular a través de los alabes. La concavidad de los alabes que emula una cubeta es diseñada para que el chorro de agua salga a 165 grados y este es el máximo ángulo

<sup>3</sup> Valores extraídos del libro *Micro Hidro Design Manual. A Guide to small Scale water Power Schemes*. Año de publicación 1993

posible que evita la interferencia del chorro de agua de salida con el de entrada del siguiente alabe.



a) b)  
**Fig. 2.2 Turbina Pelton a) Chorro simple b) Chorro múltiple.**

### **Turbina Turgo.**

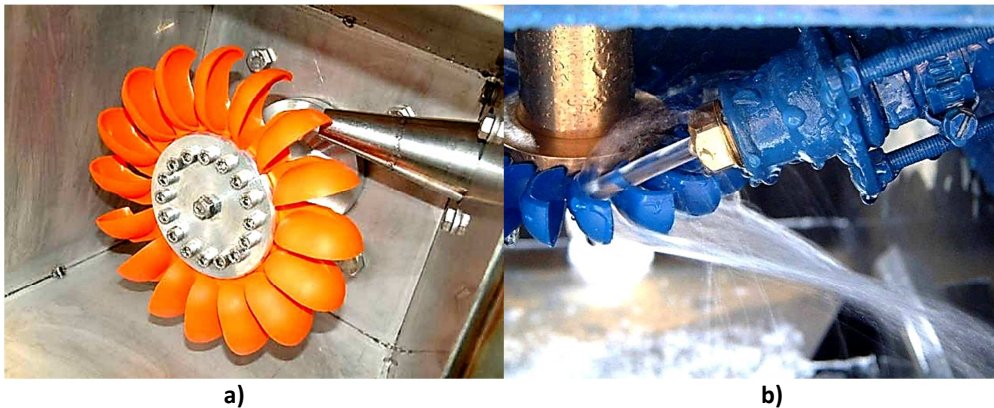
La turbina Turgo (figura 2.3 a) es una turbina hidráulica de impulso diseñada para saltos de desnivel medio. Fue desarrollada por la compañía Gilkes en 1919 a partir de una modificación de la turbina Pelton; la Turgo tiene varias ventajas sobre la turbina Francis y la Pelton en determinadas aplicaciones.

En primer lugar, el rodete es más barato de fabricar que el de una Pelton. En segundo lugar no necesita una carcasa hermética como la Francis. En tercer lugar tiene una velocidad específica más elevada y puede manejar un mayor flujo para el mismo diámetro que una turbina Pelton, conllevando por tanto una reducción del coste del generador y de la instalación.

La turbina Turgo similar a la turbina Pelton. Sin embargo el chorro de agua es diseñado que choque con alabe (forma de cuchara) a un ángulo de 20 grados. En esta turbina el chorro de agua entra al rotor en un costado del alabe y sale al otro lado del alabe (figura 2.3 b). A consecuencia de esto, el flujo de agua que acepta el rotor no es limitado con la interferencia del



chorro de salida como sucede en las turbina Pelton. Por lo tanto una Turgo puede tener un rotor de diámetro más pequeño que una Pelton con una potencia equivalente. Por consiguiente opera con mayor rpm.

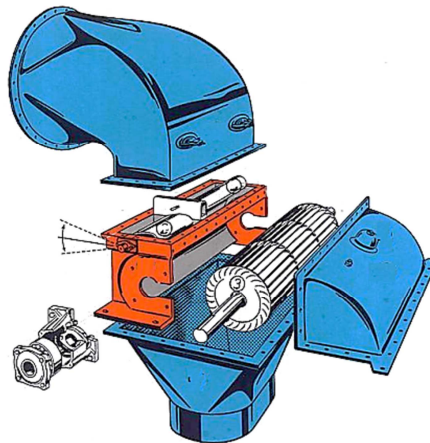


**Fig. 2.3 a) Turbina Turgo b) El ángulo del chorro es de 20 grado.**

### **Turbinas *Crossflow* o Banki.**

Las turbinas *Crossflow* (Figura 2.4) son conocidas como Turbinas *Banki*, *Mitchell* u *Ossberger*. Las turbinas *Crossflow* siempre son adaptadas individualmente a las condiciones de servicio (caída/caudal) existentes en un determinado salto de agua. La turbina *Crossflow* es una turbina de libre desviación, de admisión radial y parcial. Debido a su número específico de revoluciones cuenta entre las turbinas de régimen lento. El distribuidor imprime al chorro de agua una sección rectangular, y éste circula por la corona de paletas del rodete en forma de cilindro, primero desde fuera hacia dentro y, a continuación, después de haber pasado por el interior del rodete, desde dentro hacia fuera.

En la práctica, este sentido de circulación ofrece además la ventaja de que el follaje, hierba y lodos que durante la entrada del agua se prensan entre los álabes, vuelven a ser expulsados con el agua de salida (ayudados por la fuerza centrífuga) después de medio giro del rodete. De esta manera no puede atascarse nunca este rodete de limpieza automática.



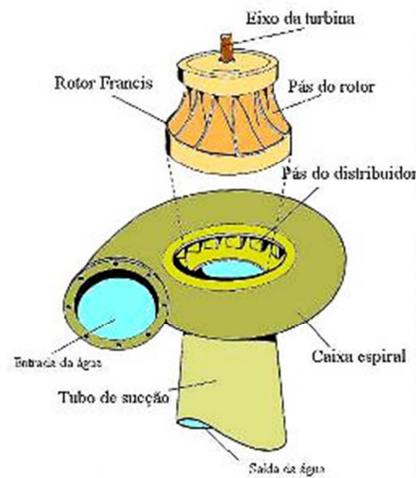
**Fig. 2.4 Turbina *Crossflow***

### **2.2.2 TURBINAS DE REACCION**

Las turbinas de reacción son consideradas las Francis y las de Hélice. Un caso especial de las turbinas de Hélice son las Kaplan. En general estas turbinas son más rápidas que las de impulso operando en las mismas condiciones de caudal y salto de agua. Estas grandes velocidades tienen una gran importancia en las turbinas de reacción porque pueden acoplarse directamente el generador al eje de la turbina sin la necesidad de una caja de transmisión. Las restricciones para la fabricación de estas turbinas para pequeñas centrales hidráulicas las hace menos atractivas en los países en desarrollo. Todas las turbinas de reacción están propensas a cavitación esto ocurre por la diferencia de presiones que en la entrada y salida del rodete.

#### **Turbinas Francis.**

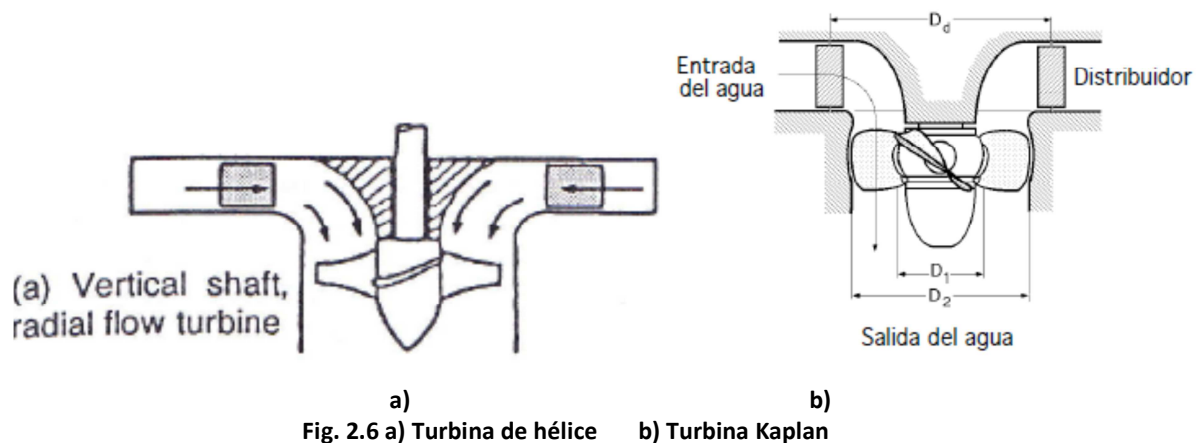
En la figura 2.5 se ilustra una turbina Francis, estas son de tipo radial, admisión centrípeta y tubo de aspiración; siempre se construyen en condiciones de rendimiento máximo, dando lugar a tres tipos fundamentales, lentas, normales y rápidas, diferenciándose unas de otras en la forma del rodete. Las aspas del rotor están perfiladas en una forma compleja y su forma que asemeja la forma de un caracol, esto distribuye el agua alrededor del todo el perímetro exterior del rotor. En operación el agua entra en el perímetro exterior del rotor, pasando a través del hasta salir axialmente por el centro del rotor.



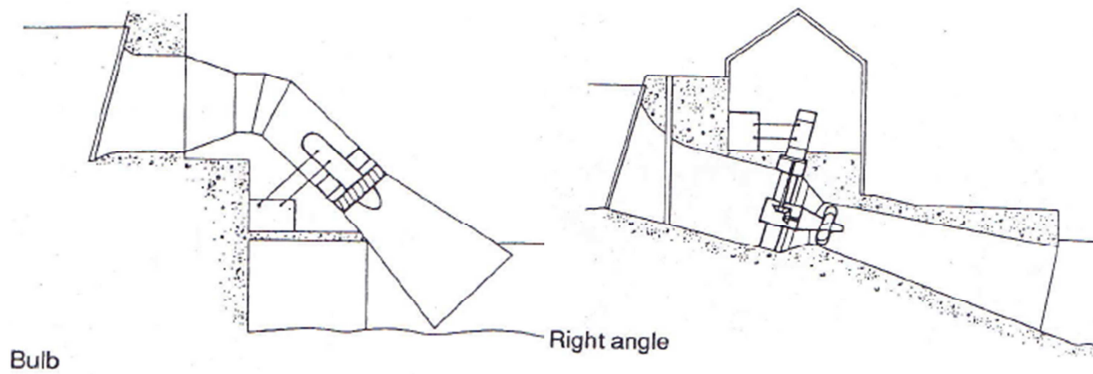
**Fig. 2.5. Turbina Francis.**

- **Turbinas de Hélice y Kaplan.**

Las turbinas hélice básicas consiste en unas propelas, similar a las propelas de impulsión de los barcos, cuando éstas sean fijas, se llama turbina hélice, mientras que si son orientables se denominan turbinas Kaplan (figura 2.6); en ambos casos las turbinas funcionan con un único sentido de giro de rotación; son pues turbinas irreversibles. La importancia de las turbinas Hélice y Kaplan en pequeños saltos con grandes caudales, las hacen idóneas tanto en posición horizontal como vertical. Para grandes centrales el diseño de la hélice es más sofisticado. En la figura 2.7 se muestra dos métodos comunes de instalación de las turbinas de hélice, cual es utilizado en el rango de pequeñas centrales hidráulicas.



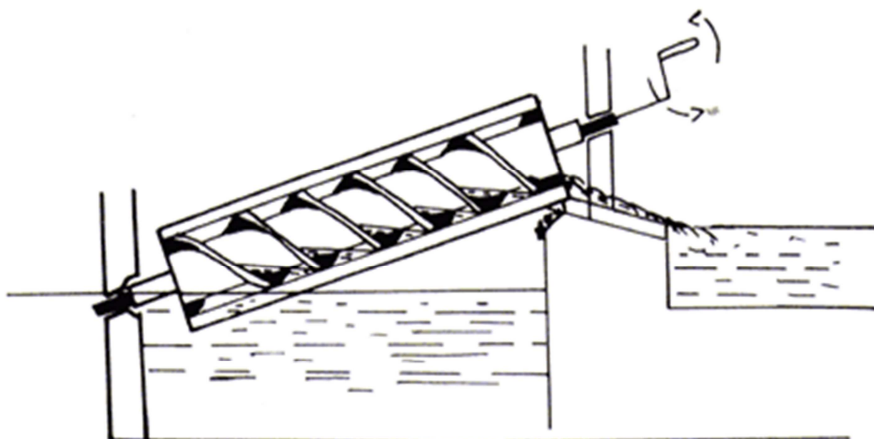
**Fig. 2.6 a) Turbina de hélice b) Turbina Kaplan**



**Fig. 2.7** Configuración común en la instalación de las turbinas de hélice en micicentrales.

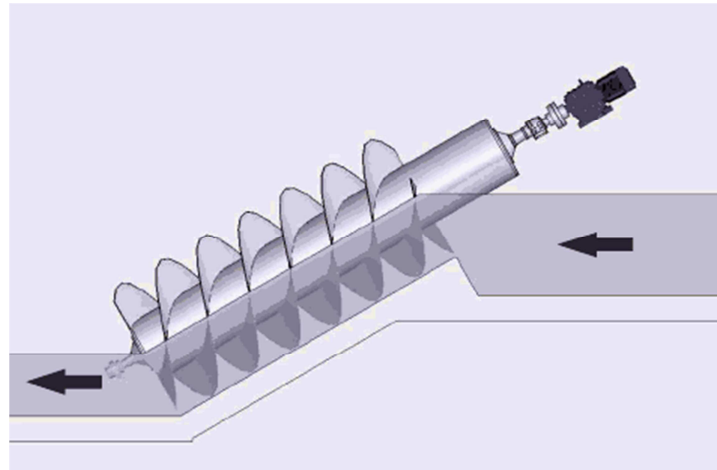
## 2.2 TURBINA DE ARQUIMIDES.

La turbina de Arquímedes es un dispositivo que consiste en principio, en una superficie con hélices helicoidales dentro de un cilindro cuyo eje está inclinado de tal modo que su extremo inferior quede dentro del agua. El cilindro y la hélice helicoidal forman una serie de celdas en las cuales el agua desciende cuando el tornillo gira. Este sistema es llamado la turbina de tornillo de Arquímedes. La turbina de Arquímedes (figura 2.9) está basada en el mismo sistema bomba de Arquímedes (figura 2.8)



**Fig. 2.8** Bomba de Arquímedes.

En resumen la turbina de Arquímedes tiene una similar construcción que la bomba de tornillo de Arquímedes, la turbina de tornillo contiene un rotor situado en un canal, el tornillo esta sujetado con dos cojinetes uno en la parte superior y el otro en la parte inferior del eje, un multiplicador de velocidad y un generador asincrónico que es muy utilizado en las pequeñas centrales eléctricas.



**2.9 Turbina de Arquímedes.**

La turbina de Arquímedes se encuentra en el grupo de la máquinas gravimétricas, es decir el agua obra principalmente por su propio peso, llenando las cavidades del tornillo que funcionan como cubetas o cajones que se desplazan hacia abajo y por la acción de su peso y la superficie helicoidal de la superficie de la hélice, hacen girar al tornillo.

### **2.2.1 ANÁLISIS DE LA TURBINA.**

En la figura 2.10 se esquematiza el tornillo de arquimides para la construcción y el diseño se definen siete parámetros externos: cuoldal disponible, diámetro interno del tornillo, altura del salto, ángulo de inclinacion del tornillo, eficiencia y el numero de hilos. Con estos parámetros se deduce la geometria del tornillo la cual es : longitud, ángulo de inclinacion de la helice, diámetro externo, paso diametral y potencia generada.

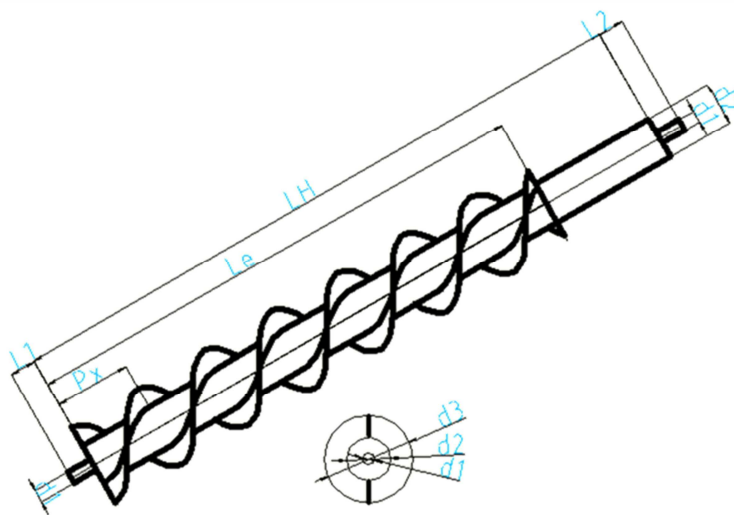
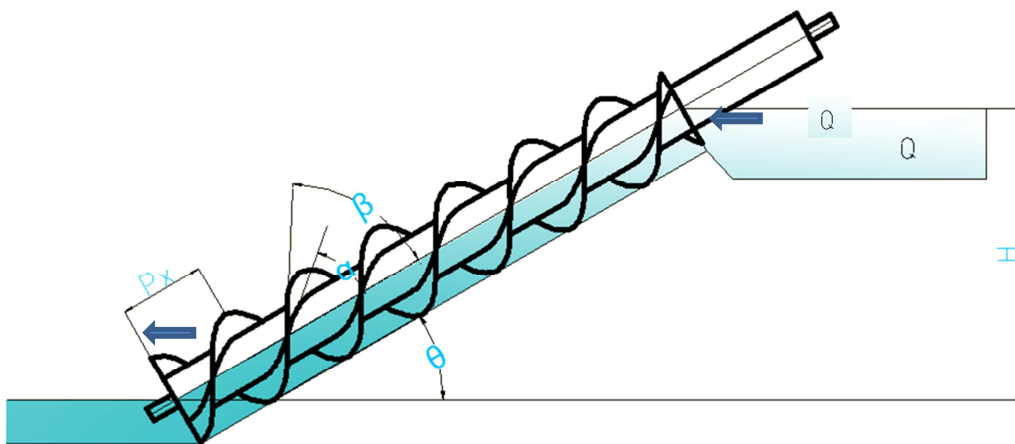


Fig. 2.10 Esquema del tornillo de Arquímedes

Simbología:

$\alpha$  = Ángulo de inclinación exterior de la hélice.

$\beta$  = Ángulo de inclinación interior de la hélice.

$\theta$  = Ángulo de inclinación del tornillo.

$Q$  = Cuadal.

$d_1$  = Diámetro del eje sólido

$L_1$  = Longitud del eje sólido inferior.

$P_x$  = Paso del tornillo.

$L_e$  = Longitud de la hélice.

$L_H$  = Longitud del eje hueco.

$d_2$  = Diámetro del eje hueco

$d_3$  = Diámetro del exterior del tornillo.

$H$  = Altura del salto.  
 $R$  = Radio exterior del tornillo.  
 $r$  = Radio del eje hueco  
 $N$  = Numero de hilos.

La figura 2.10 muestra esquemáticamente el tornillo de dos hilos. Sea  $L_e$  la parte del eje donde es colocado el espiral del tornillo,  $d_3$  es el diámetro exterior del tornillo,  $d_2$  es el diámetro interior del tornillo,  $\theta$  es el ángulo de inclinación del tornillo,  $H$  es la caída total desde la superficie del agua en el canal de llegada hasta la superficie libre del agua en el canal de desfogue.

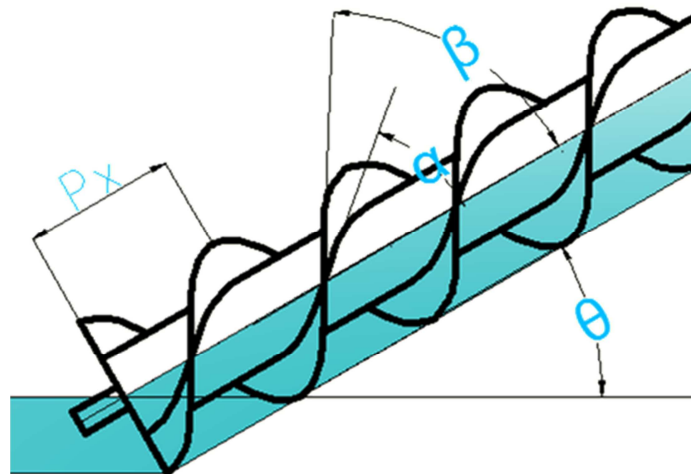


Fig.2.11 Ángulos de inclinación del tornillo

En la figura 2.11 se muestra una ampliación de una parte del tornillo. Para el cálculo del ángulo de inclinación del tornillo y el paso se usó del desarrollo de la hélice (figura 2.12)

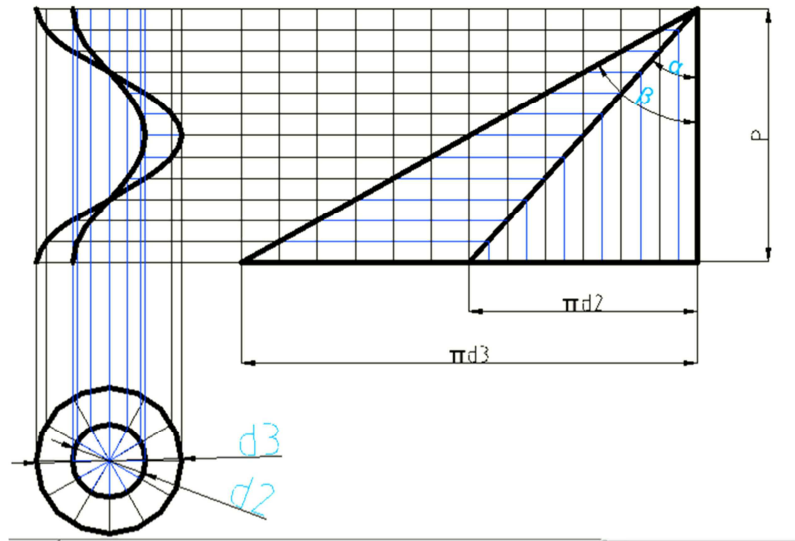


Fig. 2.12 Desarrollo de una hélice.

Como el avance del tornillo es  $P = P_x * N$ :

$$\tan(\beta) = \frac{\pi d_3}{N * P_x} \quad \Rightarrow \quad \pi d_3 / \tan(\beta) = N * P_x$$

$$\tan(\alpha) = \frac{\pi d_2}{N * P_x} \quad \Rightarrow \quad \pi d_2 / \tan(\alpha) = N * P_x$$

$$P = N * P_x = \pi d_2 / \tan(\alpha) = \pi d_3 / \tan(\beta)$$

Calculando la longitud de la hélice del tornillo ( $L_e$ ):

$$L_e = \frac{H}{\sin(\theta)}$$

La potencia teórica (**Pot**) de una turbina hidráulica es:

$$Pot = \rho * g * H * Q$$



Para fines de análisis del tornillo es cubierto por el agua hasta la mitad de su diámetro exterior. Se asume que en  $y_c$  es un máximo, donde se da el máximo torque (figura 2.13). Utilizando parámetro<sup>4</sup> de diseño óptimo de las bombas de tornillo:

$$\frac{d}{D} = 0.5$$

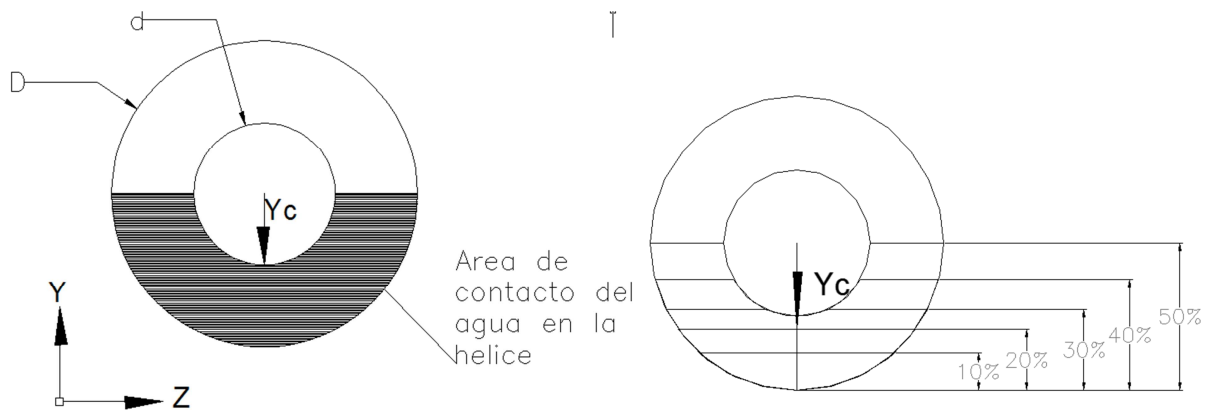


Fig. 2.13 Vista frontal del tornillo. Superficie de contacto del agua.

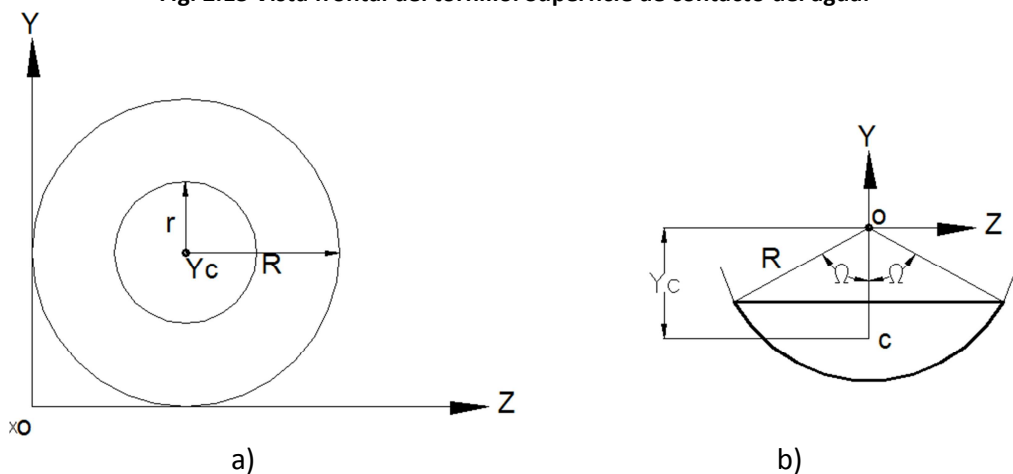


	Figura a	Figura b
$A =$	$\pi(R^2 - r^2)$	$R^2[\Omega - \text{sen}(\Omega) * \cos(\Omega)]$
$y_c =$	$R$	$\frac{2R}{3} \frac{\text{sen}^3(\Omega)}{[\Omega - \text{sen}(\Omega) * \cos(\Omega)]}$
$x_c =$	$R$	$0$

Fig. 2.14 Propiedades de superficies planas

<sup>4</sup> Parámetro dimensional extraído. *Optimal Design of an Archimedes Screw*, extraído del ensayo del Profesor de Matemática Chris Rorres de la Universidad de Phidadelfia. Publicado en *Journal of Hydraulic Engineering*. Enero 2000.

Por regla de tres y utilizando las propiedades de superficies planas (figura 2.14) se deduce el centroide de cada área de contacto los resultados se muestra en la tabla 2.3:

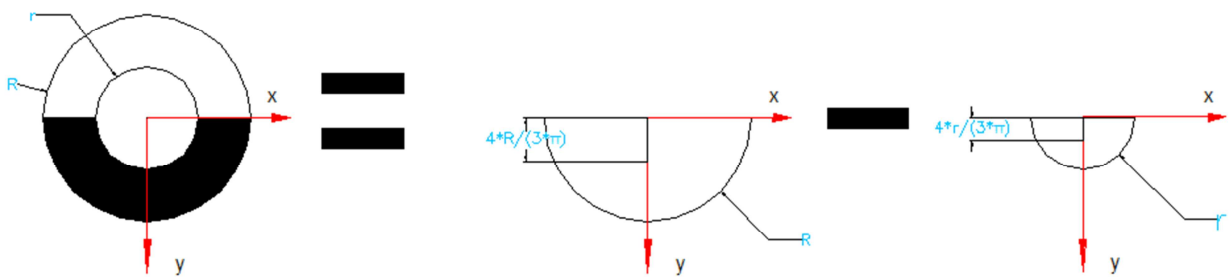
Asumimos que el área frontal del tornillo es:

$$r = \frac{R}{2}$$

$$A = \pi(R^2 - r^2) = \pi\left(R^2 - \frac{R^2}{4}\right)$$

$$A = \frac{3}{4}\pi R^2$$

Calculando la ubicación del centroide:



componente	Área ( $m^2$ )	$x_c$	$y_c$	$y_c * \text{Área}$
Semicírculo (R)	$\frac{\pi * R^2}{2}$	0	$\frac{4 * R}{3 * \pi}$	$\frac{2 * R^3}{3}$
Semicírculo (r)	$-\frac{\pi * r^2}{2}$	0	$\frac{4 * r}{3 * \pi}$	$-\frac{2 * r^3}{3}$
	$\sum Area = \frac{\pi * (R^2 - r^2)}{2}$			$\sum Area y_c = \frac{2 * (R^3 - r^3)}{3}$

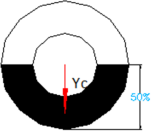
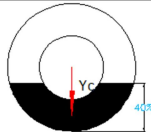
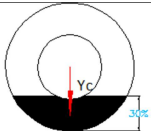
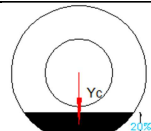
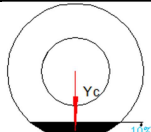
$$\sum Area y_c = \frac{2 * (R^3 - r^3)}{3} = 0.5833R^3$$

$$\sum y_c Area = \sum y_c \left( \frac{\pi * (R^2 - r^2)}{2} \right) = 1.1781R^2$$

Despejando:

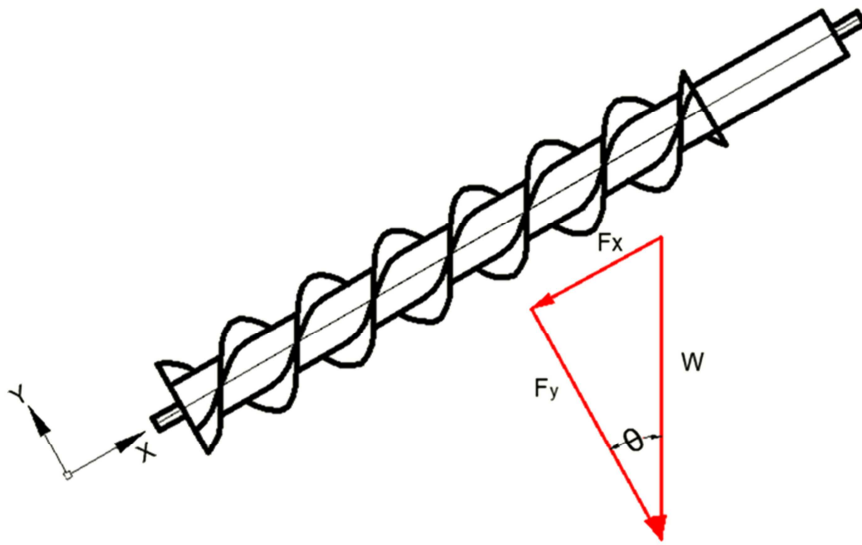
$$\sum y_c = \frac{0.5833R^3}{1.1781R^2} = 0.4951R$$

Tabla 2.3<sup>5</sup>. Resumen de fórmulas.

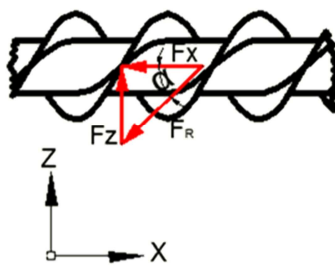
Área de contacto	área	porcentaje	$y_c$
	$A = \frac{3}{8}\pi R^2$	50%	$y_c = 0.4951 R$
	$A = \frac{3}{10}\pi R^2$	40%	$y_c = 0.6037 R$
	$A = \frac{9}{40}\pi R^2$	30%	$y_c = 0.6907 R$
	$A = \frac{3}{20}\pi R^2$	20%	$y_c = 0.7544 R$
	$A = \frac{3}{40}\pi R^2$	10%	$y_c = 0.8471 R$

Para deducir teóricamente la fórmula de potencia se utiliza de referencia la siguiente figura 2.15:

<sup>5</sup>Resumen formulas obtenidas de apunte de clases de mecánica de los sólidos I.



a) plano x y



b) plano x z

Fig. 2.15 Diagrama de fuerza.

- $F_x$  = Fuerza de empuje que ejerce el agua en dirección del plano "X" u horizontal.
- $F_z$  = Fuerza que ejerce el agua en dirección del plano "Z" o tangencial.
- $F_R$  = Fuerza de empuje que ejerce el agua en dirección del plano "X" u horizontal.
- $F_y$  = Fuerza que ejerce el agua sobre la carcasa o fuerza en dirección "Y".
- $W$  = Fuerza del agua en dirección vertical.
- $A$  = Área de contacto del agua.
- $\omega$  = velocidad angular.

Cálculo de la fuerza del agua en dirección del tornillo.

$$W = \gamma * volumen = \gamma * A * P_x$$

Relaciones trigonométricas obtenidas del plano xy:

$$\text{a) } \tan(\theta) = \frac{F_x}{F_N} \quad \text{b) } \cos(\theta) = \frac{F_N}{W} \quad \text{c) } \sin(\theta) = \frac{F_x}{W}$$

Despejando la relación trigonométrica  $\sin(\theta)$ :

$$W = F_x / \sin(\theta) = \rho * g * P_x * A$$

Despejando la fuerza de empuje:

$$F_x = \rho * g * P_x * A * \sin(\theta)$$

Relación trigonométrica del plano xz:

$$\tan(\alpha) = \frac{F_z}{F_x}$$

Cálculo de la fuerza del agua en dirección tangencial al tornillo utilizando la relación trigonométrica obtenida en el plano xz:

$$F_z = F_x * \tan(\alpha)$$

$$F_z = \rho * g * P_x * A * \sin(\theta) * \tan(\alpha)$$

Para el cálculo del torque se asume que la fuerza se aplica en la superficie de contacto del agua como se muestra en la figura 2.13 y tabla 2.3.

$$T = F_z * Y_c = \rho * g * P_x * A * \sin(\theta) * \tan(\alpha) * Y_c$$

Pero esta fórmula es para una sección del tornillo, la fórmula de torque para todo el tornillo:

$$P_x = P / N$$

$$k = \frac{L_e}{P_x}$$

$$T = F_z * Y_c = \rho * g * P_x * A * \sin(\theta) * \tan(\alpha) * Y_c * k$$

$$T = \rho * g * L_e * A * \text{sen}(\theta) * \tan(\alpha) * Y_c$$

Dónde:

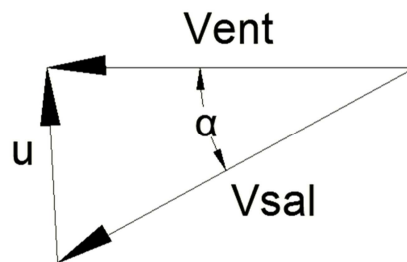
$k$  = Numero de pasos en la longitud del tornillo.

$N$  = Numero de hilos del tornillo.

El agua golpea la hélice con una velocidad ( $V_{ent}$ ), aproximadamente igual a  $Q/A$ , el tornillo se mueve con una velocidad rotacional ( $u$ ) debido al ángulo de inclinación de la hélice ( $\alpha$ ) y una velocidad de salida ( $V_{sal}$ ). Teóricamente sería igual a la velocidad de entrada por ser esta una turbina gravitatoria solo el efecto del peso del agua distribuido en la hélice produce la rotación de la turbina. Siendo la velocidad de rotación igual:

$$u = \omega * y_c$$

Calculando la velocidad angular:



$$\tan(\alpha) = \frac{u}{V_{ent}}$$

$$u = V_{ent} * \tan(\alpha) = \omega * Y_c$$

$$V_{ent} = \frac{Q}{A}$$

$$u = \frac{Q * \tan(\alpha)}{A}$$

Despejando velocidad angular:

$$\omega = \frac{Q * \tan(\alpha)}{A * Y_c}$$

Deduciendo la fórmula de potencia teórica generada por el tornillo se tiene:

$$Pot = T * \omega$$

Sustituyendo  $\omega$  y  $T$  en la fórmula de potencia:

$$Pot = (\rho * g * L_e * A * \text{sen}(\theta) * \tan(\alpha) * Y_c) * \left( \frac{Q * \tan(\alpha)}{A * Y_c} \right)$$

Utilizando la figura 2.9 se reduce la ecuación de potencia que relaciona el ángulo de la hélice con inclinación del tornillo:

$$\text{sen}(\theta) = \frac{H}{L_e}$$

$$L_e = \frac{H}{\text{sen}(\theta)}$$

$$Pot = (\rho * g * Q * H * (\tan(\alpha))^2)$$

Para calcular la potencia máxima se utilizan los siguientes valores  $\alpha = 45^\circ$  y  $\theta = 90^\circ$ , se utilizan estos valores porque son los valores hacen máximos las identidades trigonométricas:

$$\tan(\alpha) = \tan(45^\circ) = 1$$

$$\text{sen}(\theta) = \text{sen}(90^\circ) = 1$$

Sustituyendo en:

$$Pot = (\rho * g * Q * H * (\tan(\alpha))^2)$$

Se tiene la potencia máxima teórica:

$$Pot_{max} = \rho * g * H * Q$$

Eficiencia de la turbina:

$$\eta = \frac{Pot}{Pot_{max}} * 100\%$$

Tomando como parámetros externos la inclinación del tornillo  $30^\circ$  y una eficiencia de 80% se obtiene un ángulo de inclinación del tornillo.

$$\eta = \frac{Pot}{Pot_{max}} * 100\% = 80\%$$

$$\eta = \frac{(\rho * g * Q * H * (\tan(\alpha))^2)}{\rho * g * H * Q} * 100\%$$

$$\eta = (\tan(\alpha))^2 * 100\% = 80\%$$

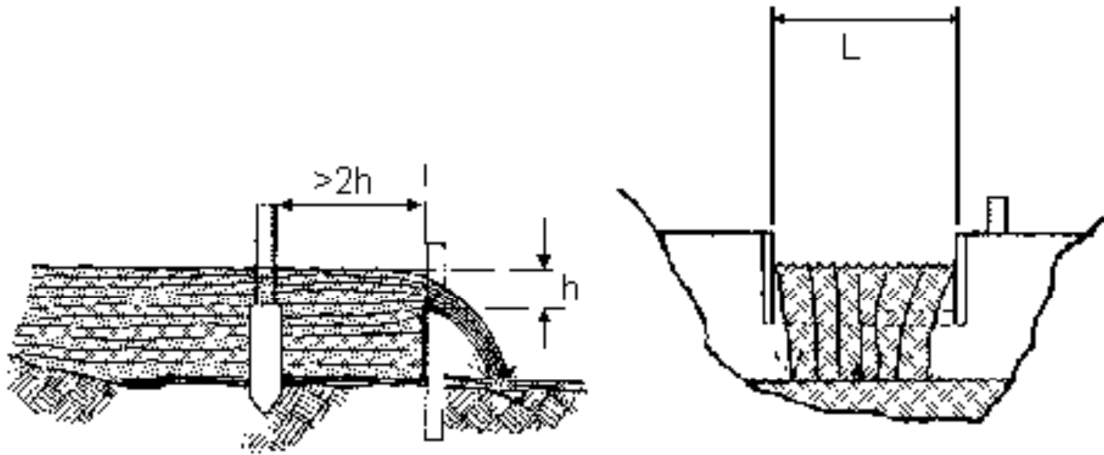
Sustituyendo y despejando se obtiene el ángulo de inclinación de la hélice en el punto donde el torque es máximo:

$$\alpha = 41.81^\circ \approx 42^\circ$$

El caudal (Q) en un canal es el volumen de agua que pasa por segundo, se mide en  $m^3/s$ , pero en pequeñas centrales se mide en  $1 \frac{l}{s}$  que es igual  $1 \frac{m^3}{s}$  para el cálculo del caudal teórico en un canal rectangular se utiliza la fórmula:

$$Q = \frac{2}{3} C_d \sqrt{2 * g} (L - 0.2h) h^{1.5}$$





Dónde:

$Q$  = Caudal  $m^3/s$

$C_d$  = Coeficiente de descarga.

$g$  = Gravedad

$L$  = Ancho del canal

$h$  = Diferencias de altura.

Si  $C_d$  se aproxima a 0.6, entonces la ecuación se simplifica:

$$Q = 1.8 (L - 0.2h)h^{1.5}$$

Adequando la siguiente ecuación a las dimensiones de la turbina de Arquímedes (ver Fig. 2.16) se obtiene un caudal teórico máximo:

$$Q = 1.8(D - 0.22 * R) * R^{1.5}$$

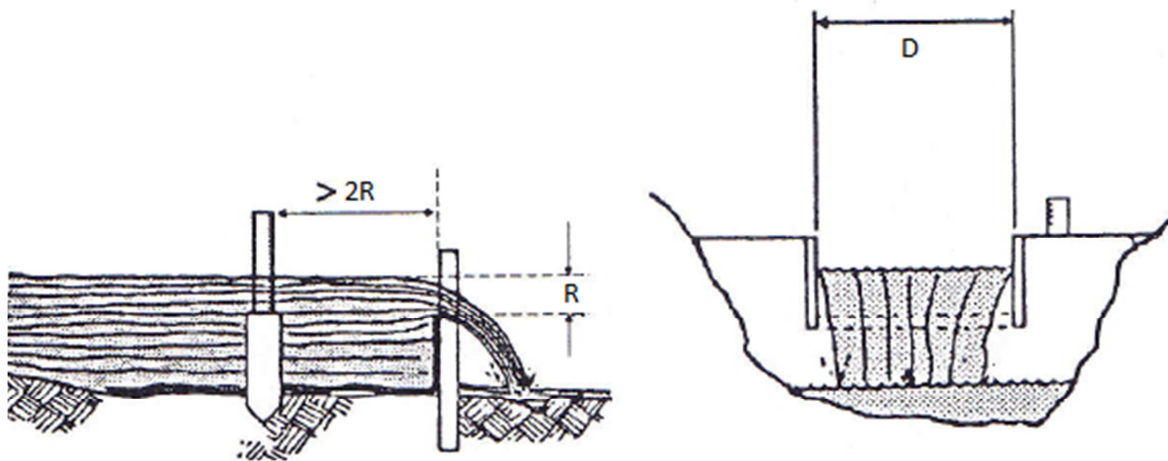


Fig. 2.16 canal rectangular.

Las medidas tienen que ser en metros



b) Árboles acodados( Cigüeñales)



Fig. 3.2 Cigüeñal.

c) Árboles de eje geométrico de rotación variable( Árboles flexibles)

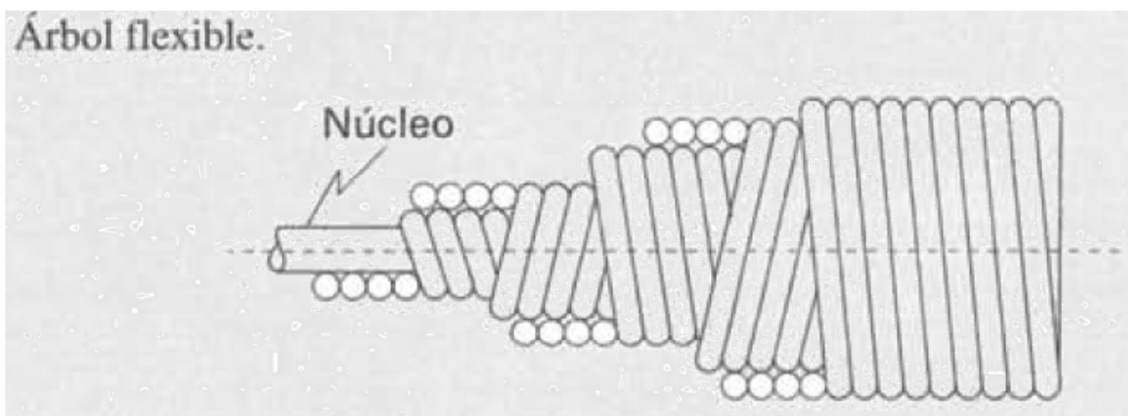


Fig. 3.3 Árbol flexible.

Los árboles rectos presentan simetría respecto a su eje geométrico de giro y constituyen el tipo de árbol más ampliamente utilizado. Los árboles rectos pueden ser macizos, huecos, de sección transversal constante a lo largo de su longitud o de sección transversal escalonada o variable a lo largo de su longitud. Los árboles acodados se utilizan para convertir el movimientos de rotación en movimientos de traslación o viceversa. Estos combinan las funciones de los árboles rectos ordinarios con las funciones que realizan en los mecanismo-biela-corredera. Estos son empleados en motores de émbolo y muchas otras máquinas.

Los árboles flexibles tienen un eje geométrico de forma variable. Estos permiten la transmisión del movimiento entre dos puntos donde los ejes geométricos de giro forman un determinado ángulo entre sí, de modo que es imposible hacer un enlace rígido entre ellos. Hay dos tipos de árboles flexibles los que transmiten potencia en un sentido y los que transmiten potencia en ambos sentidos de giro.

### **3.1.2 DISEÑO DE ÁRBOLES: GENERALIDADES.**

En el diseño de un árbol, como en el de cualquier otro elemento de máquinas es preciso definir:

- Tipo de árbol a usar.
- Material de que se va a construir.
- Dimensiones que ha de tener
- Diseño constructivo.

Pasos a seguir en el diseño de árboles se sigue el método tradicional:

a) Elección del tipo de árbol.

En función de requerimientos funcionales, habrá de optarse por un árbol recto, acodado o flexible. En función del peso y del coste se podrá decidir si se utiliza árboles macizos o huecos.

b) Elección del material.

El material a usar en árboles debe distinguirse por las características de: resistencia suficientemente alta; baja sensibilidad a la contracción de tensiones; capacidad de poder ser tratados térmica y químico-térmicamente para disminuir la influencia de la concentración de tensiones y para aumentar la resistencia al desgaste de los gorriones<sup>6</sup>; buena maquinabilidad.

c) Dimensionamiento del árbol.

---

<sup>6</sup> Los gorriones son sólidos de revolución cilíndricos, cónicos o esféricos, situados en los ejes y que giran o permanecen en reposo dentro de los cojinetes.

Una vez seleccionado el tipo de árbol y el material con que se construirá y antes de proceder a su dimensionamiento se debe conocer.

- Elementos que van a ser acoplados a él, tales como ruedas dentadas, poleas, etc. con sus posiciones, anchos, pesos, etc. respectivos.
- Fuerzas y momentos que los elementos acoplados transmiten.
- Distancia entre apoyos del árbol (los árboles deben de ser lo más corto posible, los cojinetes lo más cercano a las cargas aplicadas. Esto reduce los momentos de flexión y las deformaciones), número de apoyos y tipo.
- Método de conexión entre el árbol y los elementos montados sobre el (chavetas, secciones acanaladas, etc.)
- Velocidad de giro (que deberá estar alejada de la velocidad crítica del árbol)
- Deformaciones máximas admisibles (la deformación no deben provocar que los dientes de los engranes que se acoplan se separen más de 0.13mm. ni deben hacer que la pendiente relativa de los ejes geométricos de los engranes sean mayores de 0.03 grados. Además la deformación angular del eje geométrico de un rodamiento de bolas o de rodillos por lo general no debe exceder de 0.04 grados a menos que el rodamiento se auto alineeado).
- Tipo de máquina en que se instala, para definir la irregularidad de las cargas.
- Ambiente en el que va a funcionar.

En base a todos los datos e hipótesis se calcularán las diferentes secciones del árbol para que soporte sin fallo los esfuerzos a los que se verá sometido, durante toda su vida útil, utilizando para ello las correspondientes ecuaciones de diseño. Determinadas las diferentes secciones, se comprueba su rigidez, tanto a flexión como torsión

#### d) Diseño constructivo.

Una vez calculado el árbol, se revisa el diseño desde un punto de vista constructivo (elaboración, dimensiones previas al maquinado, acabado superficial, tolerancias, etc.), así como desde un punto de vista económico. Como es lógico, el no cumplimiento de cualquiera de los puntos anteriores implica el modificar el diseño supuesto.

### 3.1.3 METODO PARA EL DISEÑO DE ÁRBOLES RECTOS DE SECCION CIRCULAR.

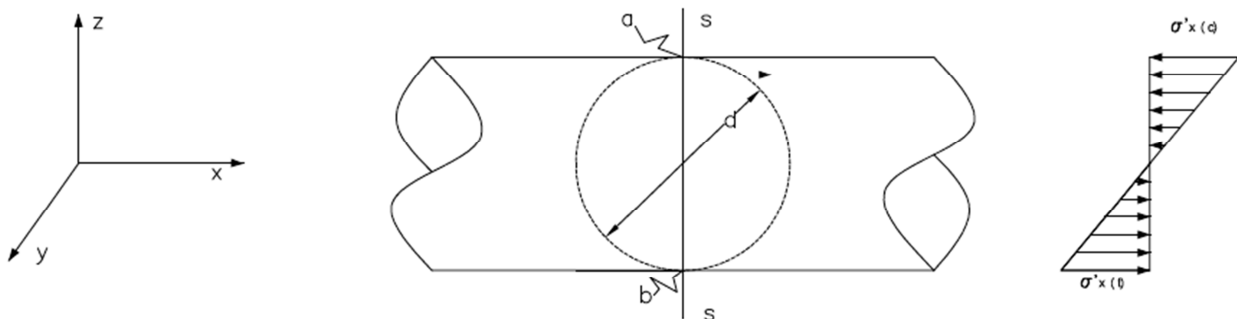
En el siguiente cuadro se esquematiza los diferentes elementos del proceso de diseño de árboles:

**Cuadro 3.1 Pasos para el diseño de árboles circulares.**

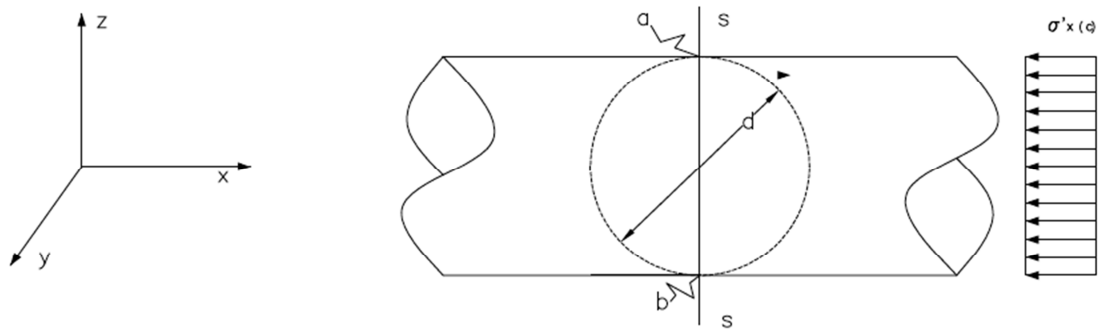
<b>i) Diseño Resistente</b>	a) Material
	b) Teoría de falla.
	c) Cálculo de las reacciones.
	d) Cálculo de los momentos flextores y torsores.
	e) Coeficiente de seguridad conservador.
	f) Cálculo del diámetro, consideraciones estáticas
	g) Cálculo de fatiga del árbol.
	h) Cálculo de tensiones críticas.
<b>ii) Diseño Rigidez</b>	a) Deformación tensional.
	b) Rigidez torsional.
<b>iii) Diseño Constructivo.</b>	

#### i) Diseño Resistente.

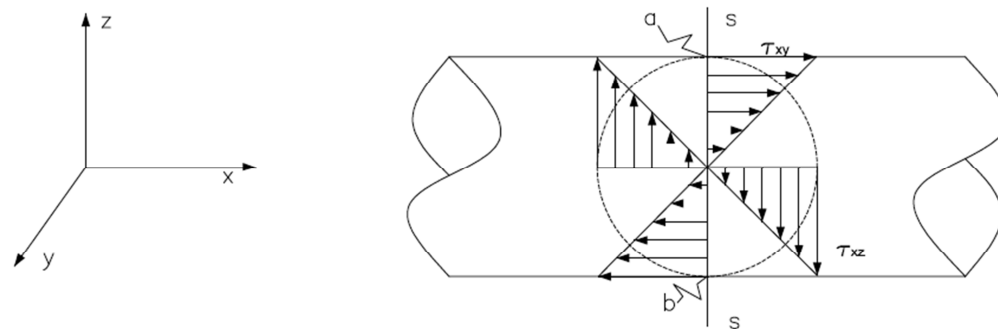
La rigidez es una propiedad de los materiales o características de los materiales, la resistencia de un material es una propiedad completamente independiente de que someta o no a una carga. Un árbol es siempre un elemento giratorio que puede o no soportar cargas de flexión, tracción y compresión pero que siempre soporta cargas de torsión. En la figura 3.4 se muestra las diferentes cargas que están sometidos los árboles. El diseño resistente consiste en el análisis de las tensiones que actúan en el árbol.



**a) Tensiones debidas al momento flector.**



**b) Distribución de tensiones debidas a cargas de compresión.**



**c) Distribución de las tensiones debidas al momento torsor.**

**Fig.3.4 Cargas usuales en los árboles.**

La tensión debida al momento flector  $M$  se muestra en la fig. 3.4a siendo su valor:

$$\sigma_{x(c)} = -\sigma'_{x(t)} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

Las tensiones debidas a la carga de compresión  $F$  se muestran en la Fig. 3.4b siendo su valor:

$$\sigma'_{x(c)} = \frac{-4F}{\pi d^2}$$

Las tensiones debidas al momento torsor se muestra en al fig. 3.4c siendo su valor máximo en la periferia y siendo su valor:

$$\tau_{xy} = \frac{32T}{\pi d^3}$$

En el caso muy usual las tensiones causadas por  $F$ ,  $M$  y  $T$  sean constantes en el tiempo, se tendrá:



**Posicion a**

$$\sigma_{x(min)} = \sigma_{x(c)} + \sigma'_{x(c)}$$

$$\tau_{max} = \tau_{xy}$$

**Posicion b.**

$$\sigma_{x(max)} = \sigma_{x(t)} + \sigma'_{x(c)}$$

$$\tau_{max} = \tau_{xy}$$

Si el árbol está sometido a fuertes cargas de fatiga. Los valores de tensión media y de la alterna serán:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{x(t)} + \sigma'_{x(c)} + \sigma_{x(c)} + \sigma'_{x(c)}}{2} = \sigma'_{x(c)} = \frac{-4F}{\pi d^2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{x(t)} + \sigma'_{x(c)} - \sigma_{x(c)} - \sigma'_{x(c)}}{2} = \sigma_{x(c)} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy(m)} = \tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy(a)} = 0$$

**a) Material**

El material típico para árboles es el acero al carbono estirado en frío. Pero pueden emplearse toda clase de materiales, incluyendo los metales no ferríticos (aleaciones de aluminio, de titanio, tungsteno, níquel y cobalto, etc.) y también los materiales no metálicos. Las barras de acero estiradas en frío tienen propiedades físicas superiores a las barras estiradas en caliente del mismo material como se muestra en la tabla 3.1. Poseen mayor límite de fluencia, de rotura y de fatiga. En la fabricación de árboles que deban trabajar con cargas altas con el fin de conseguir diámetros pequeños y elevada resistencia al desgaste en lo cojinetes.

**Tabla 3.1 Características y Propiedades mecánicas a la tensión de algunos aceros rolados en caliente (HR) y estirados en frío (CD).**

No	Norma AISI	procesamiento	Resistencia Ultima ( $S_u$ ) Mpa (kpsi)	Resistencia de Fluencia ( $S_F$ ) Mpa (kpsi)	Dureza Brinell
1	1006	HR	300 (43)	170 (24)	86
		CD	330 (48)	280 (41)	95
2	1010	HR	320 (47)	180 (26)	95
		CD	370 (53)	300 (44)	105
3	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	101
		CD	390 (56)	320 (47)	111
4	1018	HR	400 (58)	220 (32)	116

		CD	440 (64)	370 (54)	126
5	1020	HR	380 (55)	210 (30)	111
		CD	470 (68)	390 (57)	131
6	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	137
		CD	520 (76)	440 (64)	149
7	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	143
		CD	550 (80)	460 (67)	163
8	1040	HR	520 (76)	290 (42)	149
		CD	590 (85)	490 (71)	170
9	1045	HR	570 (82)	310 (45)	163
		CD	630 (91)	530 (77)	179
10	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	179
		CD	690 (100)	580 (84)	197
11	1060	HR	680 (98)	370 (54)	201
12	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	229
13	1095	HR	830 (120)	460 (66)	248

Para fines de cálculo: El módulo de elasticidad  $E=205.8$  GPa y el módulo de rigidez torsional  $G= 79.3$  GPa.

## b) Teoría de fallas.

Un componente de una máquina falla cuando en algún punto del mismo la tensión sobrepasa un valor límite, la tensión podrá ser la normal, y cortante o ambas a la vez. Debido a lo anterior existen diversos criterios a la hora de definir el fallo de una pieza:

- Para materiales dúctiles se emplea la teoría de la tensión cortante máxima. Esta teoría afirma que la falla se inicia en la fluencia, siempre que el esfuerzo cortante máximo ( $S_F$ ) que resulta del círculo de *Morh* sea mayor al esfuerzo cortante máximo ( $\tau_{max}$ ) que resulta de un ensayo de tracción.

$$\tau_{max} \leq S_F/2$$

Fallo debido a esfuerzos constantes:

- Tensiones biaxiales y cortantes  $\sigma_x, \sigma_y$  y  $\tau_{xy}$

$$\tau_{max} = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4 \tau_{xy}^2} \leq S_F$$

- Tensión mono axial y cortante  $\sigma_x, \sigma_y = 0$  y  $\tau_{xy}$

$$\tau_{max} = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 4 \tau_{xy}^2} \leq S_F$$

- Tracción o compresión pura  $\sigma_x, \sigma_y = \tau_{xy} = 0$

$$\tau_{max} = \sigma_x \leq S_F$$

- Cortante puro  $\sigma_x, = \sigma_y = 0$  y  $\tau_{xy}$

$$\tau_{max} = \tau_{xy} \leq \frac{S_F}{2}$$

Fallo debido a esfuerzos combinados:

- Considerando que existen esfuerzos medios para cada una de las cargas, axial, torsión y flexión. De todos los esfuerzos medios se obtienen un equivalente por medio del Círculo de *Morh*:

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_m}{2} + \left[ \left( \frac{\sigma_m}{2} \right)^2 + \tau_m^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m = \frac{F_m}{A} \quad \text{Axial} \quad \sigma_m = \frac{M_m * C}{I} \quad \text{Torsion} \quad \tau_m = \frac{T_m * C}{I} \quad \text{Flexión}$$

- Considerando esfuerzos alternos se determinan un equivalente con la teoría de máxima distorsión.

$$\sigma_{ea} = [(\sigma_a)^2 + 3\tau_a^2]^{1/2}$$

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A} \quad \text{Axial} \quad \sigma_a = \frac{M_a * C}{I} \quad \text{Torsion} \quad \tau_a = \frac{T_a * C}{I} \quad \text{Flexión}$$

- Se utiliza la línea de *Goodman* para igualar esfuerzos equivalentes:

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_n} + \frac{\sigma_{em}}{S_u} = \frac{1}{N}$$

- Para materiales frágiles se emplea la teoría de *Coulomb-Morh*. Esta teoría establece que la fractura se produce un estado de esfuerzos tal que origina un círculo tangente a la envolvente de los dos círculos resultantes generados en los ensayos de tensión y compresión.

### c) Cálculo de reacciones.

En el diseño de árboles, ejes o máquina, es primordial usar los principios de la estática para determinar las fuerzas que actúan sobre y dentro de sus diversas partes. Por eso se utilizan las ecuaciones de equilibrio para hacer un balance de fuerzas y momentos así determinar todas las componentes de fuerza que actúa sobre elementos de la máquina, ejes y árboles. La mejor manera de tomar en cuenta esas fuerzas es dibujando el diagrama de cuerpo libre del cuerpo.

### d) Cálculo de momentos flectores y tensores<sup>7</sup>.

Estos valores se obtienen con ayuda de diagramas que se obtienen graficando las fuerzas y momentos contra la distancia  $x$  medida a lo largo del árbol. Se calculan los diagramas de momentos flectores totales y momentos torsores, determinándose la posición donde la combinación de ambos es más desfavorable.

### e) Coeficiente de seguridad conservador.

El coeficiente de seguridad conservador es un dato aproximado que se toma de la tabla 3.2, que está basada en la experiencia, que indica unos valores aproximados para los coeficientes de seguridad que en muchos casos sirven de referencia.

Tabla 3.2 Factores de seguridad.<sup>8</sup>

Tipo	Factor de seguridad.	Aplicación
1	$N = 1.25 \rightarrow 1.5$	Materiales muy fiables en piezas sujetas a condiciones de carga muy precisas, con sistemas de conformación y supervisión óptimos.
2	$N = 1.5 \rightarrow 2$	Materiales bien conocidos, en piezas en condiciones de cargas y ambientes razonablemente constante, sujetas a cargas bien determinadas.
3	$N = 2 \rightarrow 2.5$	Para la mayoría de materiales, en piezas en condiciones de trabajo normales, sujetas a cargas bien determinadas.
4	$N = 3 \rightarrow 4$	Para materiales no bien controlados, bajo un amplio abanico de cargas y condiciones exteriores, con tensiones calculadas no demasiadas precisas.
5	$N = 3 \rightarrow 4$	Para buenos materiales, en piezas sometidas a cargas imprecisas, o en casos de tensiones no bien determinadas.

<sup>7</sup> Estos diagramas se pueden calcular con ayuda del software *MDsolid Educational software for Mechanics of Materials*. <http://www.mdsolids.com/>.

<sup>8</sup> Coeficientes de seguridad basados en la tensión de fluencia de Joseph P. Vidosic.

Para cargas de fatiga se aplican los mismos coeficientes anteriores, pero sobre el límite a la fatiga. Para cargas de impacto se aplican los coeficientes de seguridad de los tipos 3 y 4, incluyendo un factor de impacto. Para materiales frágiles se pueden usar los mismos coeficientes 1, 2, 3, 4, multiplicados por 2.

#### **f) Cálculo del diámetro asumiendo tensiones estáticas.**

Para tener una perspectiva del diámetro del eje o árbol, se encuentra un diámetro uniforme que satisfaga todas las restricciones de distorsión. Con los valores máximos de momentos resultantes obtenidos en el Cálculo de momentos flectores y tensores y eligiendo coeficiente de seguridad de la tabla 4.2 se calcula el diámetro de árbol considerando tensiones estáticas:

$$d = \left[ \frac{32 * N}{\pi * S_y} * (M_R^2 + T^2) \right]^{1/3}$$

Dónde:

- $d$ , es el diámetro mínimo que debe tener el eje o árbol.
- $N$ , factor de seguridad.
- $S_y$ , esfuerzo a la fluencia.
- $M_R$ , momento resultante.
- $T$ , torque resultante.

#### **g) Cálculo de límite a la fatiga de un árbol**

Fatiga es la condición por la cual un material se agrieta y falla como resultado de esfuerzos repetidos. También se define la fatiga como el cambio estructural permanente localizado progresivo que tiene el material sujeto a deformaciones repetidas. El límite a la fatiga real ( $S_N$ ) se calcula:

$$S_N = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * \frac{S'_n}{K_F}$$

- $S_N$ , límite a la fatiga real.

- El acabado superficial de la probeta ( $K_a$ )

$$K_a = a * S_U^b$$

Los valores de a, b se muestran en la tabla 3.3.

**Tabla 3.3 Factores de acabado.**

Acabado de la superficie	Factor a(MPa)	Factor b
Esmerilado	1.58	-0.085
Máquinado o estirado en frío.	4.51	-0.265
Laminado en caliente.	57.7	-0.718
Forjado.	272	-0.995

- El tamaño de la probeta ( $K_b$ ).

$$K_b = \left( \frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133}$$

Para  $2.79 \text{ mm} \leq d \leq 51 \text{ mm}$ . Para tamaños mayores  $0.6 \leq K_b \leq 0.75$  en flexión y en torsión. Y en el caso de carga axial  $K_b = 1$ .

- factor de tamaño ( $K_c = 1$ ).
- Factor de la temperatura del material ( $K_d = 1$ ).
- Factor de efectos diversos ( $K_e = 1$ )
- Los concentradores de tensiones( $K_f$ )

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1)$$

$K_t$  Factor de concentración de tensiones.

$q$ , Sensibilidad a la entalla de los diferentes materiales sometidos a cargas de fatiga. Las tablas de estos de estos valores se muestran en el anexo.

- Límite de fatiga  $S'_n$

$$S'_n = 0.5 * S_U \text{ acero}$$

$$S'_n = 0.4 * S_U \text{ fundición}$$

$$S'_n = 0.38 * S_U \text{ aluminio, magnesio, cobre}$$

$$S'_n = 0.45 * S_U \text{ níquel.}$$

## h) Cálculo de tensiones críticas

Con los datos disponibles se aplica la ecuación de diseño de *Goodman* bajo esfuerzos variables y se despeja el valor del coeficiente de seguridad el cual debe estar dentro de las siguientes características de operación (tabla 3.4):

**Ecuación de diseño de *Goodman*:**

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_n} + \frac{\sigma_{em}}{S_u} = \frac{1}{N}$$

**Tabla 3.4 Factor de seguridad para transmisiones.**

Tipo de transmisión	Factor de seguridad.
Transmisiones suaves	1.25
Transmisiones moderadas	1.50
Transmisiones con choques impredecibles	2.0

En caso de obtener un coeficiente de seguridad bajo, se repitiendo los cálculos, utilizando un diámetro mayor o modificando los radios de la entallas o usando un material más resistente, entre otros posibles recursos.

### ii) Diseño de rigidez.

El diseño de cualquier árbol se hace una estimación sobre si la resistencia o la deformación es un factor crítico. Se realiza un diseño preliminar basado en el criterio elegido y posteriormente se verifica el factor restante (deformación o resistencia). En cuerpos materiales la deformación es inevitable ante la carga. Se busca controlarla para evitar comprometer la función. La inclinación de la línea de centros de eje, con respecto a la línea de centros de un anillo exterior de cojinete de rodillos, deberá ser menor que 0.001 rad para rodamientos cilíndricos y 0.0005 rad para cojinetes de rodillo ahusados.

De manera similar, debe ser menor que 0.0087 para cojinetes esféricos de bolas. En un acoplamiento de engranajes, la inclinación relativa permisible de dos engranes rectos con dientes sin coronar se debe mantener menor que 0.005.

Diseño de rigidez a la flexión. Se sugiere seguir el siguiente procedimiento:

- Fijar las tolerancias admitidas para la deformación.
- A partir de los diagramas de momentos flectores y torsores, utilizando el método de áreas momentos se obtienen las deformaciones las cuales estarán en función del momento de inercia de la sección, se tiene:

$$\text{Deformacion transversal} = DT = \frac{\sum(\text{Areas momentos} * \text{Cento de gravedad})}{E * I}$$

$$\text{Deformacion angular} = DA = \frac{\sum(\text{Areas momentos flectores})}{E * I}$$

- Se igualan las expresiones anteriores a las deformaciones admisibles ( $DT_{admisible}$ ) y como el momento de inercia ( $I$ ) de una sección circular es función del diámetro se tiene:

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \Rightarrow d = \sqrt[4]{\frac{64}{\pi} * \frac{\sum(\text{Areas momentos} * \text{Cento de gravedad})}{E * DT_{admisible}}}$$

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \Rightarrow d = \sqrt[4]{\frac{64}{\pi} * \frac{\sum(\text{Areas momentos})}{E * DA_{admisible}}}$$

Diseño de rigidez a la torsión Se sugiere seguir el siguiente procedimiento:

- Fijar las tolerancias admitidas para la deformación.
- Utilizando el diagrama de momentos torsores y la expresión de la deformación torsional ( $\Omega_{AB}$ ) se tiene:

$$\Omega_{AB} = \sum_1^n \frac{T_i * L_i}{I_0 * G} = \frac{1}{I_0 * G} * \sum_1^n T_i * L_i \quad (\text{rad})$$

Donde  $n$  es el numero de tramos de momentos diferentes entre el punto  $A$  y el de  $B$ .

- Se igualan las expresiones anteriores a las deformaciones torsional admisibles ( $\Omega_{Admisible}$ ) y como el momento de polar ( $I_0$ ) de una sección circular es función del diámetro se tiene



$$I_0 = \frac{\pi * d^4}{32} \Rightarrow d = \sqrt[4]{\frac{32}{\pi} * \frac{1}{G * \Omega_{Admisible}} * \sum_1^n T_i * L_i}$$

### iii) Diseño de constructivo.

Una vez calculado el árbol, se revisa el diseño desde un punto de vista constructivo (dimensiones previas al máquinado, acabado superficial, tolerancias, etc.), así como desde el punto de vista económico. Si no cumple con cualquiera del punto anterior implica modificar el diseño propuesto.

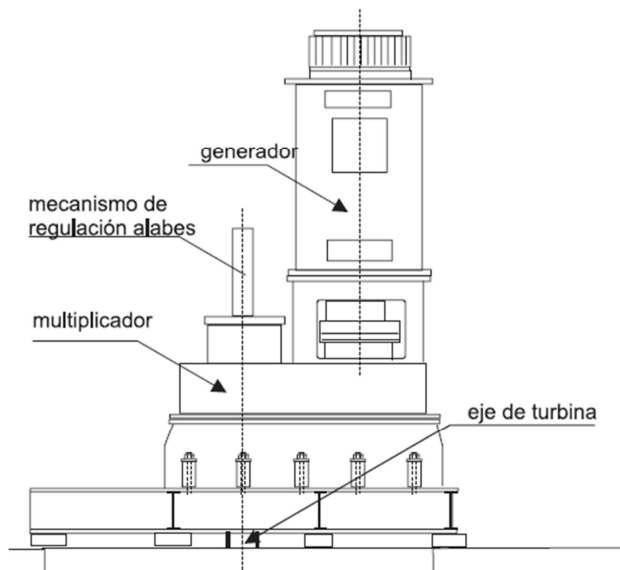
## 3.2 SELECCION DE MULTIPLICADOR.

En general, sobre todo en turbinas de baja potencia, los rodetes giran a menos de 400 rpm, lo que obliga al empleo de un multiplicador para alcanzar las 1000-1500 rpm de los alternadores estándar, solución siempre más económica es la de utilizar un alternador especial, que tendrá que ser construido bajo pedido.

Los multiplicadores se clasifican en función del tipo de engranajes utilizados en su construcción, pueden ser de ejes paralelos, cónicos y epicicloidales o planetarios.

- Multiplicado de ejes paralelos (figura 3.5).

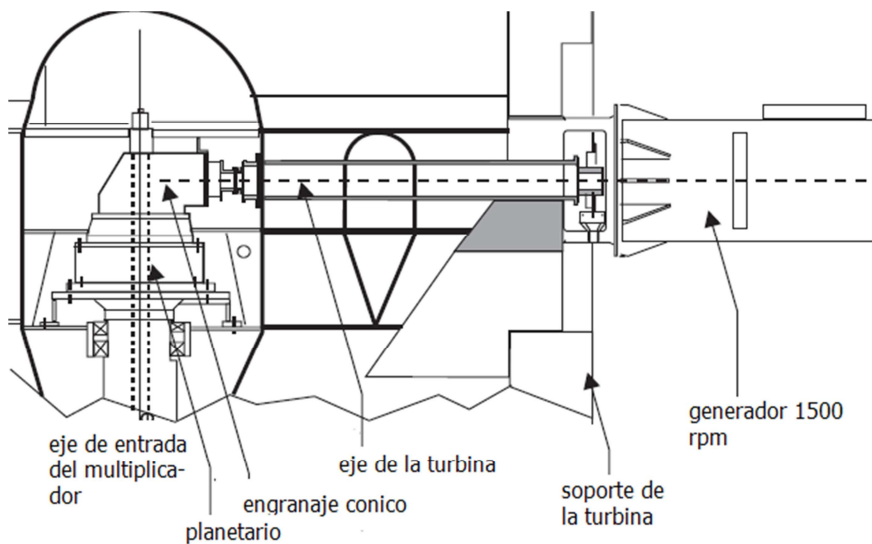
El multiplicador de ejes paralelos es una colección de etapas engranajes simples, cada etapa de engrane está compuesta por dos ejes, un engrane y un piñón. El multiplicador o tren de engranaje está diseñado para aumentar la velocidad angular del eje de entrada a al eje de salida. Se utilizan engranajes helicoidales especialmente atractivos para potencias medias.



**Fig. 3.5 Multiplicador de ejes paralelos.**

- Multiplicador cónico (figura 3.6).

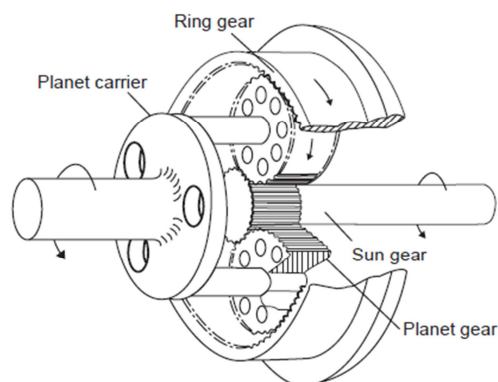
Se utilizan estos multiplicadores limitados para pequeñas potencias utilizando engranajes cónicos espirales para el reenvío a 90 grados. La figura muestra un multiplicador de dos etapas, una primera con engranajes planetarios y otra segunda de engranajes cónicos.



**Fig. 3.6 Multiplicador cónico**

- Multiplicador epicicloidales (figura 3.7).

El multiplicador planetario tiene muchas ventajas comparadas con el de ejes paralelos, tiene una alta relación de transmisión que está contenida en un espacio pequeño. Su compacta configuración reduce grandemente su peso. La caja multiplicadora es más complicada que la de eje paralelo porque está compuesta de tres componentes en movimiento por etapa. Estos componentes incluyen un engranaje planetario, *the planet carrier* y un piñón que es llamado el sol. Se utilizan con diseños muy compactos, especialmente adecuados para potencias de más de 2 MW.



**Fig. 3.7 Multiplicador planetario.**

La caja se diseña para garantizar, aún bajo solicitaciones extremas, la correcta alineación de los componentes. En general se construyen de acero soldado, fuertemente rigidizado para que pueda resistir, sin deformarse, el empuje de la turbina y el par transmitido por el generador. El reductor tiene que soportar esfuerzos excepcionales, causados por situaciones excepcionales, tales como un defecto de sincronismo, un cortocircuito o un embalamiento de la turbina, que generan esfuerzos puntuales que pueden llegar a romper los engranajes. Para proteger los engranajes contra estos esfuerzos puntuales, se recomienda utilizar limitadores de par que al presentarse una sobrecarga excesiva originan la rotura de la pieza que hace de acoplamiento. Es importante que el volumen, calidad, temperatura y viscosidad del aceite se mantengan siempre dentro de especificaciones. Para garantizar una buena lubricación es aconsejable utilizar doble bomba y doble filtro de aceite.

Los multiplicadores se diseñan con arreglo a normas (AGMA 2001, B88 o DIN 3990) pero utilizando criterios conservadores en la evaluación de los esfuerzos. Estos criterios entran en conflicto con la necesidad de reducir costos pero, para encontrar el equilibrio entre fiabilidad y precio, hay que tener muy claras las ideas sobre cómo se dimensionan los componentes. Un buen conocimiento de las cargas de fatiga y una gran precisión en el tallado de engranajes, son condiciones indispensables para garantizar la durabilidad de un multiplicador.

Los factores metalúrgicos juegan también un papel importante. En cada caso hay que estudiar las ventajas respectivas de la nitruración y de la cementación, muy en particular en lo que respecta a los esfuerzos permisibles en el contacto de los dientes. La elección de los cojinetes es crucial para el diseño del multiplicador. Por debajo de 1 MW pueden utilizarse rodamientos de rodillos. Sin embargo, para mayores potencias resulta difícil encontrar rodamientos con una garantía de vida aceptable, por lo que a partir de esa potencia se utilizan cojinetes hidrodinámicos. Efectivamente, la vida de los rodillos está limitada por el fenómeno de fatiga, mientras que los cojinetes hidrodinámicos tienen una vida prácticamente ilimitada. Los cojinetes hidrodinámicos, por otra parte, admiten una cierta contaminación del aceite, cosa que no es tolerada por los rodillos.

### **3.3 SELECCIÓN DE GENERADOR.**

El generador es un dispositivo que transforma la energía mecánica en energía eléctrica, Los generadores son algo inusuales, si se les compara con los otros equipos generadores que suelen encontrarse conectados a la red eléctrica. Una de las razones es que el generador debe trabajar con una fuente de potencia que es el rotor de la turbina hidráulica, que suministra una potencia mecánica muy variable y un momento torsor. El potencial eléctrico se produce por un lado de cuando un conductor eléctrico pasa a través de un campo magnético uniforme en un ángulo recto a las líneas de flujo eléctrico. El voltaje generado es función de la velocidad, de la longitud del conductor y de la densidad del flujo eléctrico. El campo magnético usado por los

generadores es obtenido por el uso de electroimanes o imanes permanentes. El generador de inducción es el más común usado en la industria de generación de electricidad por su simple configuración y su bajo precio. Una desventaja importante es que no usa imanes permanentes, así que tiene que estar conectado con el circuito para poder producir electricidad.

Las turbinas eléctricas pueden ser diseñadas tanto con generadores síncronos como asíncronos, y con varias formas de conexión directa o conexión indirecta a red del generador. La conexión directa a red significa que el generador está conectado directamente a la red de corriente alterna (generalmente trifásica). La conexión indirecta a red significa que la corriente que viene del generador pasa a través de una serie de dispositivos eléctricos que ajustan el voltaje para igualarlo al de la red. En generadores asíncronos esto ocurre de forma automática. En función de la red que debe alimentar, el proyectista puede escoger entre:

**a) Alternadores síncrónicos.**

Los generadores síncronos son máquinas eléctricas cuya velocidad de rotación  $n$  (*rpm*) esta vinculada rígidamente con la frecuencia  $f$  de la red de corriente alterna con la cual trabaja de acuerdo con la expresión:

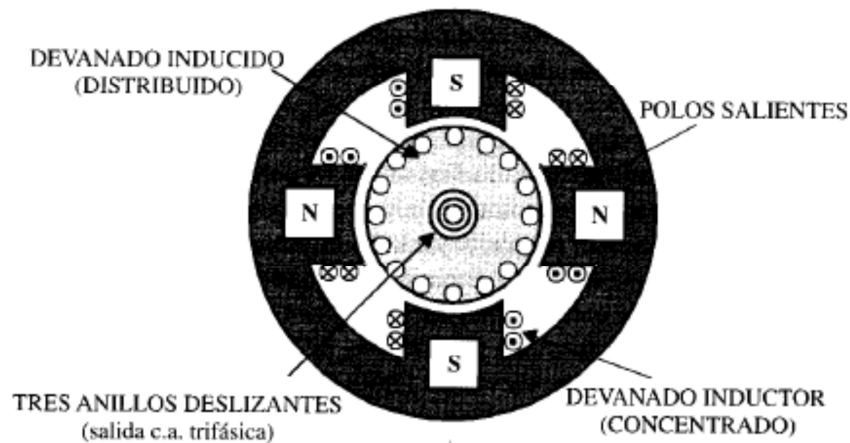
$$n = \frac{60f}{p}$$

Donde  $p$  es el número de partes de polos de la máquina.

Los generadores síncrónicos al igual que los demás tipo de máquinas eléctricas están contruidos por dos devanados independientes:

- 1- Un devanado inductor, construido en forma de arrollamiento concentrado o bien distribuido en ranuras alimentado por corriente continua que da lugar a los polos de la máquina.
- 2- Un devanado inducido distribuido formando un arrollamiento trifásico recorrido por corriente alterna.

En los generadores pequeños para potencias que no superan los  $10kVA$  el devanado inductor se coloca normalmente en el estator en forma concentrada sobre expansiones magnéticas denominadas polos salientes estando situado el inducido en el rotor, formando generalmente tres fases, las cuales tiene salida al exterior por medio de tres anillos como se muestra en la figura 3.8.



**Fig. 3.8** Máquina síncrona de baja potencia con el inducido en el rotor.

En las máquinas síncronas grandes que pueden llegar a  $1000 - 1500 MVA$  la colocación de los devanados es inversa a la anterior de tal forma que los polos quedan situados en el rotor y el devanado trifásico en el estator. En esta situación la estructura del rotor se fabrica en dos versiones distintas ya sea en forma de polos salientes (fig. 3.9a), ya que sea en forma de polos lisos o rotor cilíndrico (fig. 3.9.b), en el primer caso los devanados de los polos son concentrados, mientras que para el rotor cilíndrico el devanado que se coloca en los polos (generalmente 2 o 4 polos) está distribuido en ranuras, cubriendo una parte de circunferencia del rotor. La alimentación del devanado inductor se realiza por medio de dos anillos colocados en la parte móvil de la máquina por los que se introduce una corriente continua exterior.

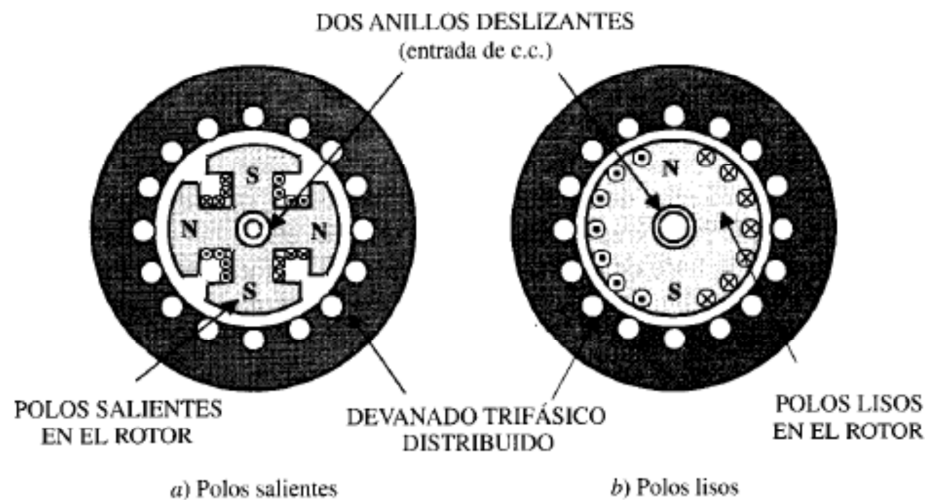


Figura 3.9 Tipos constructivos de generadores sincrónicas.

Otro aspecto a considerar dentro de estos generadores es la diferencia constructiva del rotor en sus dos formas básicas mostradas en la figura 3.9. A este respecto se puede decir que la elección entre ambos tipos viene impuesta por la velocidad de rotación del generador, la cual depende a su vez del tipo de motor primario que la hace girar, y así se distinguen los generadores, hidrogenadores y los generadores diesel.

Los hidrogenadores están movidos por turbinas hidrolics cuyo tipo y velocidad de giro depende de las características del salto. En saltos de gran altura se emplean **turbinas Pelton** que impulsan grupos de eje horizontal que giran a velocidades comprendidas entre 750 y 350 rpm. En saltos medios se utilizan **turbinas Francis** con una disposición vertical del grupo, de tal forma que las velocidades de sincronismo utilizadas son menores que con alturas elevadas, pudiendo llegar a valores cercanos a las 150 rpm. En saltos de pequeña altura (<30m) se emplean **turbinas Kaplan** con el eje vertical, donde la velocidad del grupo es generalmente inferior a 100 rpm. Debido a las velocidades de giro tan reducidas en comparación con los turbogeneradores, se construyen en forma de polos salientes con un gran número de ellos, generalmente entre 20 a 40 polos, aunque se realizan unidades cercanas a los 100 polos.

El término "velocidad del generador síncrono (Tabla 3.5)" se refiere a la velocidad del generador cuando está girando de forma síncrona con la frecuencia de red. Esto es aplicable a todo tipo de generadores, sin embargo: en el caso de generadores asíncronos (o de inducción) equivale a la velocidad en vacío del generador.

**Tabla 3.5 Velocidades de un generador síncrono (rpm)**

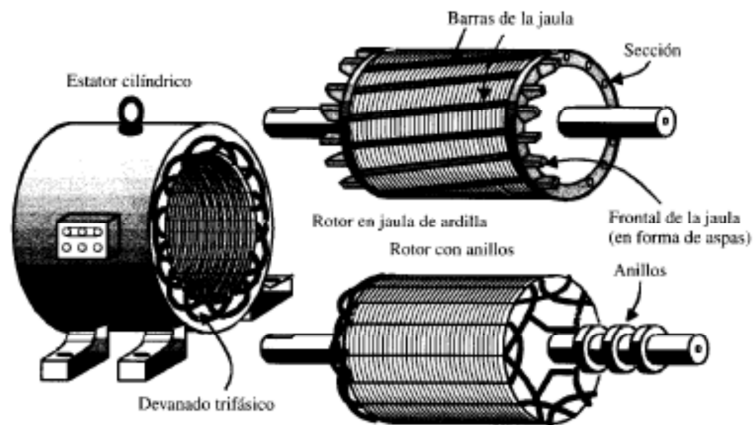
Numero de polos	60 Hz
2	3600
4	1800
6	1200
8	900
10	720
12	600

**b) Alternadores asíncronos.**

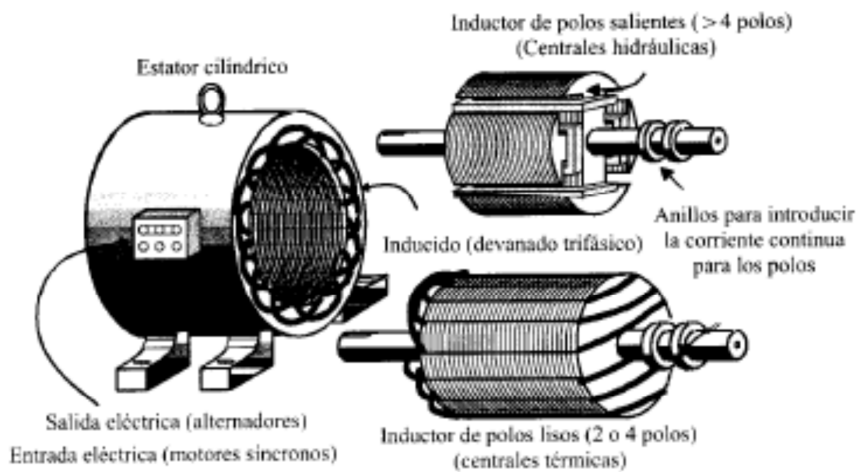
La mayoría de turbinas hidráulicas y eólicas del mundo utilizan un generador asíncrono trifásico (de jaula bobinada), también llamado generador de inducción, para generar corriente alterna. Fuera de la industria eólica y de las pequeñas unidades hidroeléctricas, este tipo de generadores no está muy extendido; aunque de todas formas, el mundo tiene una gran experiencia en tratar con ellos: Lo curioso de este tipo de generador es que fue inicialmente diseñado como motor eléctrico. De hecho, una tercera parte del consumo mundial de electricidad es utilizado para hacer funcionar motores de inducción que muevan maquinaria en fábricas, bombas, ventiladores, compresores, elevadores, y otras aplicaciones donde se necesita convertir energía eléctrica en energía mecánica. Otra de las razones para la elección de este tipo de generador es que es muy fiable, y comparativamente no suele resultar caro. Este generador también tiene propiedades mecánicas que lo hace especialmente útil en turbinas eólicas (el deslizamiento del generador, y una cierta capacidad de sobrecarga).

En la figura 3.9 se muestra el rotor que hace que el generador asíncrono sea diferente del generador síncrono. El rotor consta de un cierto número de barras de cobre o de aluminio, conectadas eléctricamente por anillos de aluminio finales.





a) Generador asíncrono



a) Generador síncrono

Figura. 3.10 Tipos de generadores.

La velocidad de un generador asíncrono variará con la fuerza de giro (momento, o par torsor) que se le aplique. En la práctica, la diferencia entre la velocidad de rotación a potencia máxima y en vacío es muy pequeña, alrededor de un 1 por ciento. Esta diferencia en porcentaje de la velocidad síncrona es el llamado deslizamiento del generador. El hecho de que el generador aumente o disminuya ligeramente su velocidad si el par torsor varía es una propiedad mecánica muy útil. Esto significa que habrá menor rotura y desgaste en la caja multiplicadora (menor par torsor máximo). Esta es una de las razones más importantes para la utilización de generadores asíncronos, en lugar de generadores síncronos, en los generadores directamente conectados a la red eléctrica

Lo bueno del rotor de jaula es que él mismo adapta el número de polos del estator de forma automática. Así pues, un mismo rotor puede ser utilizado con una gran variedad de números de polos.

Los requerimientos de conexión de la red en un generador asíncrono son diferentes, pues precisa que el estator esté magnetizado por la red antes de funcionar. Sin embargo, se puede hacer funcionar un generador asíncrono de forma autónoma si se le provee de condensadores que le suministren la corriente magnetizante necesaria. También es preciso que haya algo de remanencia en el hierro del rotor, es decir, algo de magnetismo restante, cuando se ponga en marcha la turbina (en caso contrario, necesitará una batería y electrónica de potencia, o un pequeño generador diesel, para arrancar el sistema).

## 4- DISEÑO DE LA TURBINA.

En este capítulo se detalla el diseño y cálculo de los componentes de la turbina de Arquímedes, se ha profundizado en el conocimiento de materiales más usuales en la industria y se han establecido ecuaciones generales que permiten el cálculo de los mismos dentro de unos adecuados márgenes de seguridad. En la figura 4.1 se muestra un esquema de la máquina a diseñar.

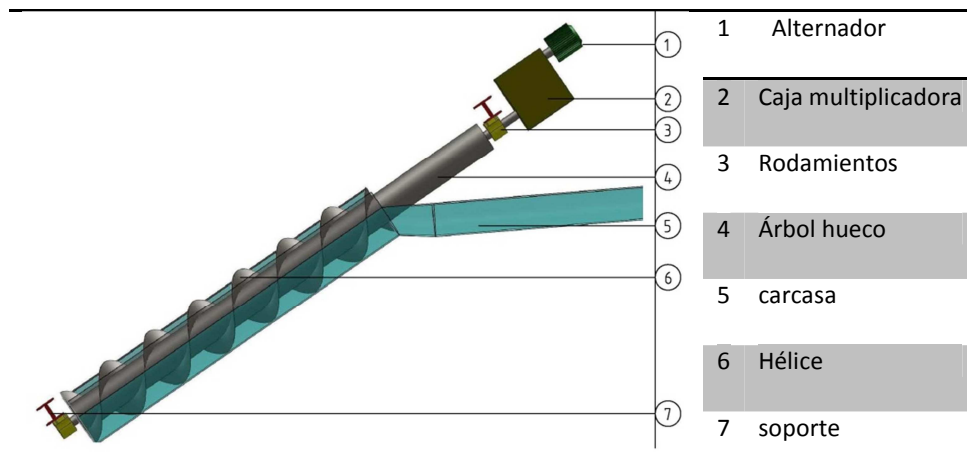


Fig. 4.1 Esquema de la turbina de Arquímedes.

### 4.1 DISEÑO RESISTENTE.

Desde el punto de aprovechamiento energético, las condiciones de diseño sugeridas son:

- ✓  $H = 1 \text{ m}$
- ✓  $Q = 0.04 \text{ m}^3/\text{s}$

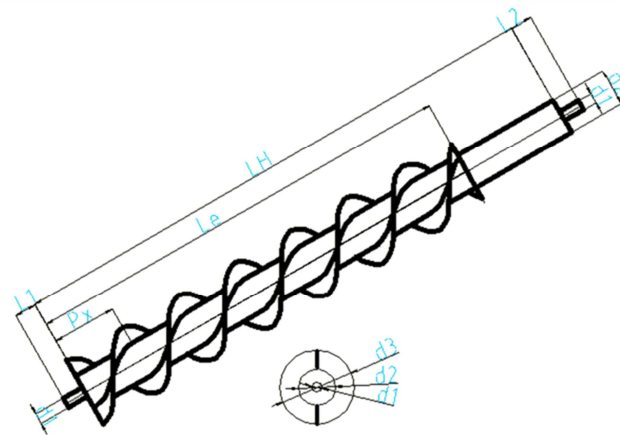
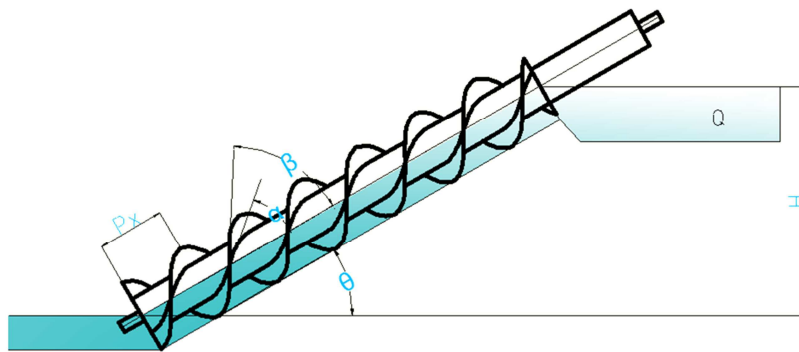


Fig. 4.2 Vista lateral, dimensiones del árbol.

#### 4.1.1 DATOS.

En la figura 4.2 se esquematiza las dimensiones del árbol del tornillo y en la tabla 4.1 se muestra los datos necesario para construir el tornillo.

Tabla 4.1 Datos principales para la construcción del tornillo de Arquímedes.

Datos de entrada			
Longitud de la hélice	$L_e = \frac{H}{\text{sen}(\theta)}$	2000.000 mm	2.000 m
Longitud del eje sólido inferior	$L_1 =$	124.000 mm	0.124 m
Longitud del eje sólido superior	$L_2 =$	200.000 mm	0.200 m
Altura del tornillo	$H =$	1000.000 mm	1.000 m
Diámetro del eje sólido	$d_1 =$	50.000 mm	0.050m
Diámetro exterior de eje hueco	$d_2 =$	168.300 mm	0.168 m
Ángulo de inclinación del tornillo	$\theta =$	30.000°	0.524 rad
Ángulo de inclinación interior de la hélice	$\alpha =$	42.000°	0.785 rad
Espesor de la hélice	$e =$	6.0000 mm	0.006m
Numero de hilos del tornillo	$N =$	2 hilos	
Diámetro interior del eje hueco	$d_{\text{int}} =$	162.300 mm	0.162 m

Radio interior del eje hueco	$r_{int}$	81.150 mm	0.081 m
Radio exterior de eje hueco	$r_{ext}$	84.150 mm	0.084 m
Densidad del acero	$\rho_{acero} =$	7.850 E - 3 g/mm <sup>3</sup>	7850 kg/m <sup>3</sup>
Densidad del agua	$\rho =$	1 E - 3 g/mm <sup>3</sup>	1000 kg/m <sup>3</sup>
Gravedad	$g =$	9810.000 mm/s <sup>2</sup>	9.81 m/s <sup>2</sup>

#### 4.1.2 INCÓGNITAS.

Los datos de la tabla 4.2 se obtiene utilizando las siguientes formulas:

Tabla 4.2 incógnitas.

Nombre	Formula		
Longitud del eje hueco	$L_H$	2700.000mm	2.700 m
Altura total del tornillo	$H_1 = L_H * \text{sen}\theta$	1123.82 mm	1.12 m
Diámetro exterior de la hélice	$d_3 = 2d_2$	336.600 mm	0.337 m
Radio exterior de la hélice	$R = d_3/2$	168.300 mm	0.170 m
Peso del eje hueco	$W_E = \pi * (r_{ext}^2 - r_{int}^2) * L_H * \rho_{acero} * g$	323.338 N	
Peso del eje sólido	$W_1 = \frac{\pi}{4} * (d_1^2) * L_1 * \rho_{acero} * g$	18.749 N	
Peso del eje sólido	$W_2 = \frac{\pi}{4} * (d_1^2) * L_2 * \rho_{acero} * g$	30.241 N	
avance	$P = \pi d_2 / \tan(\alpha)$	587.214 mm	0.587 m
Peso de la hélice	$W_H = \pi * (R^2 - r_{ext}^2) * \frac{L_e}{P} * \rho_{acero} * g * N * e$	216.069 N	
Área de contacto del agua	$A = \frac{3}{8} \pi R^2$	33369.47 mm	0.03 m <sup>2</sup>
Ubicación del centroide	$y_c = 0.4951 R$	83.33 mm	0.08 m
Fuerza en cada hélice	$F_z = \rho * g * P * A * \text{sen}(\theta) * \tan(\alpha) / N$	38.887 N	
Torque equivalente	$T = \rho * g * L_e * A * \text{sen}(\theta) * \tan(\alpha) * Y_c$	21.199 Nm	
Caudal teórico	$Q = 1.8(d_3 - 0.22 * R) * R^{1.5}$	0.04 m <sup>3</sup> /s	
Velocidad angular	$\omega = \frac{Q}{A * Y_c * \tan(\alpha)}$	18.51 rad/s	176.8 rpm
Potencia real	$Pot = (\rho * g * Q * H * (\tan(\alpha))^2)$	318.129 watts	0.427 hp
Potencia teórica	$Pot_{teorica} = \rho * g * H * Q$	392.4 watts	0.5 hp
Fuerza en la dirección X por cada hélice	$F_x = \rho * g * P_x * A * \text{sen}(\theta)$	43.189N	
Fuerza total en la dirección X	$\sum F_x = \rho * g * L_e * A * \text{sen}(\theta)$	294.299 N	≈ 294N
Momento flector	$M_1 = F_x * y_c$	24.490N m	
Peso eje del tornillo	$W_T = W_1 + W_E + W_2$	372.328N	
Fuerza en dirección z por cada hélice	$F_z = \rho * g * P_x * A * \text{sen}(\theta) * \tan(\alpha)$	38.887 N	

Fuerza en dirección z por cada hélice	$\sum F_z = \rho * g * L_e * A * \text{sen}(\theta) * \tan(\alpha)$	264.988 N	$\approx 265N$
---------------------------------------	---	-----------	----------------

### 4.1.3 MATERIAL ELEGIDO.

El material del árbol es elegido por disponibilidad en catálogos en el mercado local, por lo cual se elige un acero A-36 por ser el más común en la fabricación de tuberías estructurales.

Características:

$$S_y = 250 \text{ Mpa.}$$

$$S_u = 400 \text{ Mpa.}$$

$$E = 200 \text{ Mpa.}$$

La potencia de diseño es de: 318.13 watts

Velocidad de operación: 177 rpm

### 4.1.4 CÁLCULO DE LAS REACCIONES

Diagrama de cuerpo libre:

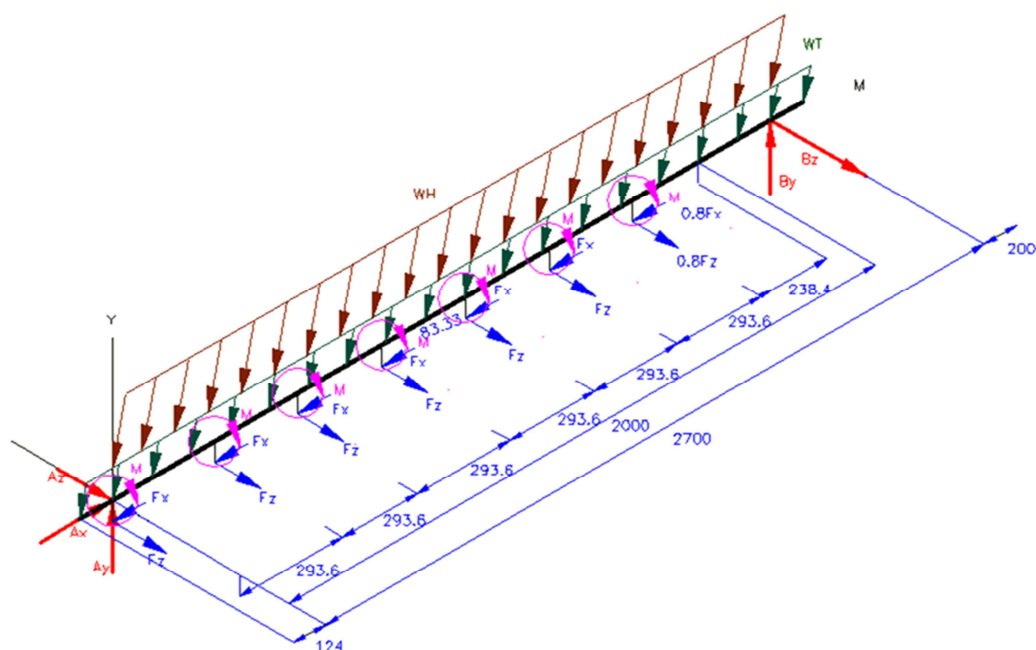
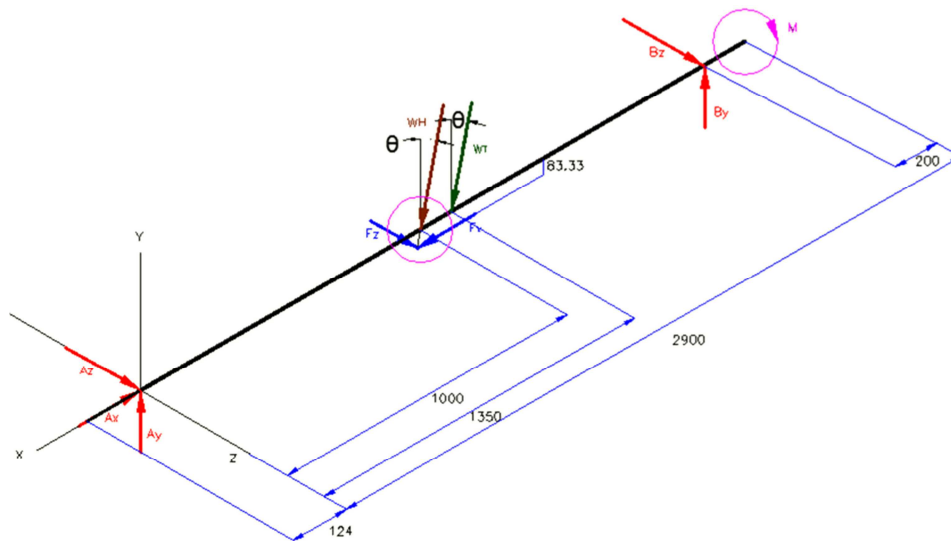


Fig. 4.3 diagrama de cuerpo libre de fuerzas distribuidas.



**Fig. 4.4 diagrama de cuerpo libre de fuerzas equivalentes.**

Se dibuja el diagrama de cuerpo libre del tornillo de fuerzas distribuida (figura 4.3) pero utilizando el principio de cargas distribuidas que actúa sobre una viga o eje puede reemplazarse por una carga concentrada; la magnitud de dicha carga es igual al área bajo la curva de carga y su línea de acción es a través de su centroide de dicha área, por lo tanto se utiliza la figura 4.4 de fuerzas equivalentes para fines de cálculo. Las fuerzas involucradas son el peso de la hélice, el peso del eje hueco, el peso de los husillos, la fuerza del agua en la dirección axial y tangencial. La fuerza radial del agua se desprecia en el eje porque no contribuye en el equilibrio del tornillo.

El cojinete A soporta empuje axial y carga radial, por lo tanto tiene tres reacciones. El cojinete B soporta únicamente carga radial y tiene 2 reacciones. También se agrega una incógnita  $M$  de momento flexionante. En total son 6 componentes de incógnitas desconocidos.

Utilizando producto vectorial para encontrar las reacciones:

$$W_H = 216.069 \approx 216 \text{ N}$$

$$W_T = 372.328 \approx 372 \text{ N}$$

$$W_H = -W_H \sin\theta \hat{i} - W_H \cos\theta \hat{j} = -108 \hat{i} - 187 \hat{j}$$

$$\mathbf{W}_T = -W_T \sin\theta \hat{i} - W_T \cos\theta \hat{j} = -186 \hat{i} - 322 \hat{j}$$

$$\mathbf{A} = A_x \hat{i} + A_y \hat{j} + A_z \hat{k}$$

$$\mathbf{B} = B_y \hat{j} + B_z \hat{k}$$

$$\mathbf{F}_x = -F_x \hat{i} = -294 \hat{i}$$

$$\mathbf{F}_z = F_z \hat{k} = 265 \hat{k}$$

$$\mathbf{M} = M \hat{i}$$

Ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F = 0$$

$$(-108 - 186 + A_x - 294)\hat{i} + (-187 - 322 + A_y + B_y)\hat{j} + (A_z + B_z + 265)\hat{k} = 0$$

$$\sum F = (-588 + A_x)\hat{i} + (-509 + A_y + B_y)\hat{j} + (A_z + B_z + 265)\hat{k} = 0$$

$$\sum M_A = \sum (r \times F) = 0 \quad \cup +$$

$$(1000\hat{i}) \times (-108\hat{i} - 187\hat{j}) + (1000\hat{i} - 83\hat{j}) \times (-294\hat{i}) + (1000\hat{i} - 83\hat{j}) \times (265\hat{k}) \\ + (1350\hat{i}) \times (-186\hat{i} - 322\hat{j}) + (2700\hat{i}) \times (B_y\hat{j} + B_z\hat{k}) + M\hat{i}$$

Calculando el producto vectorial se tiene:

$$\sum M_A = (-21995 + M)\hat{i} + (-265000 - 2700B_z)\hat{j} + (-646102 + 2700B_y)\hat{k}$$

Igualando a cero los coeficientes  $\hat{i}, \hat{j}$  y  $\hat{k}$  de  $\sum M_A = 0$  se obtiene:

$$-21995 + M = 0 \quad \Rightarrow M \approx 21995 \text{ Nmm}$$

$$-265000 - 2700B_z = 0 \quad \Rightarrow B_z \approx -98.15 \text{ N}$$



$$-646102 + 2700B_y = 0 \Rightarrow B_y \approx 239.30N$$

Igualando a cero los coeficientes  $\hat{i}, \hat{j}$  y  $\hat{k}$  de  $\sum F = 0$  se obtiene:

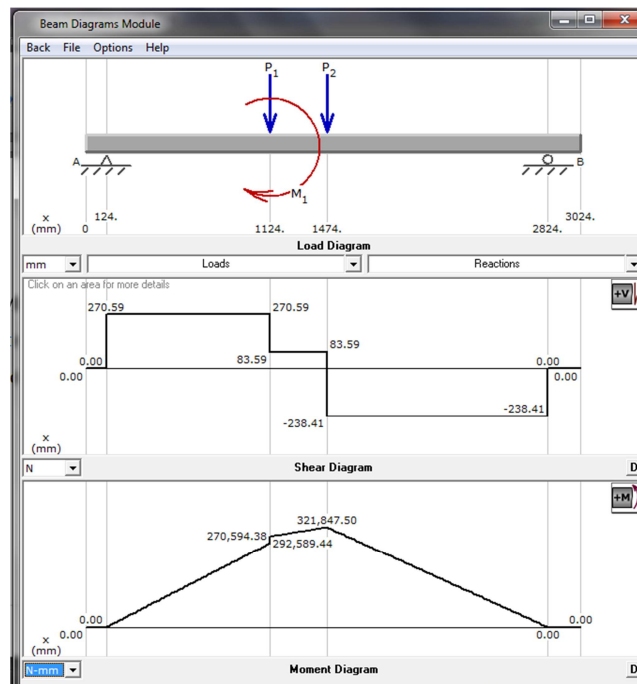
$$-588 + A_x = 0 \Rightarrow A_x \approx 588 N$$

$$A_z + B_z + 265 = 0 \Rightarrow A_z \approx -167N$$

$$-509 + A_y + B_y = 0 \Rightarrow A_y \approx 269N$$

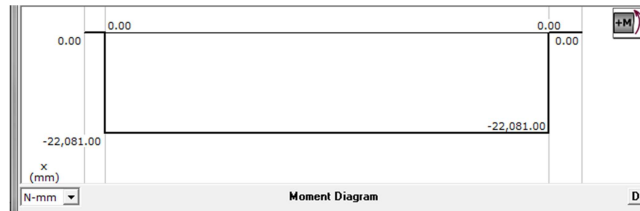
#### 4.1.5 CÁLCULO DE MOMENTOS Y TORSORES QUE ACTÚA SOBRE EL ÁRBOL

Con la información obtenida en la sección 4.1.4 se puede trazar el diagrama de momentos flectores por el método de áreas (figura 4.5).



**Fig.4.5 diagrama momentos flectores.**

Diagrama de momento torsor (figura 4.6):



**Fig.4.6 diagrama momentos torsores.**

En diagrama de momentos torsores el torsor actúa solamente entre el cojinete A y el cojinete B.

#### 4.1.6 ELECCIÓN DE UN COEFICIENTE DE SEGURIDAD CONSERVADOR

El factor de seguridad conservador se extrae de la tabla 3.2.  $N = 4$  Para buenos materiales en piezas sometidas a cargas imprecisas o en casos de tensiones no bien determinadas

#### 4.1.7 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL ÁRBOL CONSIDERANDO TENSIONES ESTÁTICAS

$$d = \left[ \frac{32 * N}{\pi * S_y} * \sqrt{(M_R^2 + T^2)} \right]^{1/3}$$

$$d = \left[ \frac{32 * 4}{\pi * 250} * \sqrt{(321847^2 + 22081^2)} \right]^{1/3}$$

$$d = 37.46 \text{ mm} \approx 38 \text{ mm} \approx 1.5 \text{ in}$$

#### 4.1.8 PREDISEÑO DEL ÁRBOL SOLICITADO.

Tomando como base el diámetro obtenido se procede al diseño del árbol teniendo en cuenta los distintos elementos que se han de montar.

##### Selección de cojinetes

La *Anti-Friction Bearings Manufacturers Association (AFBMA)* sugiere el método siguiente para calcular cargas equivalentes en un cojinete:

$$F_{ea} = 0.4 * F_{ra} + K_a \left[ \frac{0.5 * F_{rb}}{K_b} + F_a \right]$$

$$F_{eb} = 0.4 * F_{rb} + K_b \left[ \frac{0.5 * F_{ra}}{K_a} - F_a \right]$$

$F_{ea}$  = carga radial equivalente en el cojinete A

$F_{eb}$  = carga radial equivalente en el cojinete B

$F_{ra}$  = carga radial aplicada en el cojinete A

$F_{rb}$  = carga radial aplicada en el cojinete B

$K_a$  = factor de empuje en el cojinete A

$K_b$  = factor de empuje en el cojinete B

$F_a$  = carga de empuje en el cojinete A

- **Paso 1**

Velocidad de operación:

$$N = 176.8 \text{ rpm}$$

Diámetro del eje:

$$d = 38 \text{ mm}$$

Fuerza radiales y axiales:

$$A_x = 588N \quad A_y = 269.70N \quad A_z = -167 N$$

$$B_y = 239.30N \quad B_z = -98.15 N$$

- **Paso 2**

$$F_{ra} = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} = 317.2N \approx 71.31 \text{ lb}$$

$$F_{rb} = \sqrt{B_y^2 + B_z^2} = 258.6N \approx 58.15 \text{ lb}$$

Se asume  $K_a = K_b = 1.5$

Sustituyendo en  $F_{ea}$  y en  $F_{eb}$

$$F_{ea} = 0.4 * 71.31 + 1.5 \left[ \frac{0.5 * 58.15}{1.5} + 588 \right] = 939.6$$

$$F_{eb} = 0.4 * 58.15 + 1.5 \left[ \frac{0.5 * 71.31}{1.5} - 588 \right] = 823.1$$

Utilizando la tabla 4.3 como parámetro seleccionamos  $L_{10}=100000$  h, como vida de diseño asumiendo que su operación va ser de 24 horas continuas.

**Tabla 4.3<sup>9</sup> vida útil de diseño recomendada para cojinetes.**

Uso	Vida útil de diseño $L_{10}$ , h
Aparatos domésticos	1000-2000
Motores de aviones	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales con tolva, máquinas industriales en general	20000-30000
Bombas y compresoras	40000-60000
Equipo crítico en operación continua las 24 horas	100000-200000

$$L_d = (L_{10}) * (N) \left( 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} \right)$$

$$L_d = (L_{10}) * (176.8) \left( 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} \right) = 1.061 \times 10^9 \text{ rev.}$$

Encontrando carga dinámica  $C_A$  y  $C_B$  de cada cojinete:

$$C_A = F_{ea} \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k}$$

$$C_B = F_{eb} \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k}$$

Seleccionando  $k$ (exponente de vida útil):

$$k = 3 \text{ cojinetes de bolas (cojinete B)}$$

<sup>9</sup> Fuente: Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III. Eds. *Marks' Estándar Handbook for Mechanical Engineers* 9ª edición. Nueva York; McGraw-Hill Book Company, 1986.

$$k = 3.33 \text{ cojinetes de conico (cojinete A)}$$

Resolviendo las ecuaciones de carga dinámica:

$$C_A = 7613 \text{ lb}$$

$$C_B = 8395 \text{ lb}$$

Con los valores de carga dinámica de cada cojinete se escoge de la tabla 4.4 los nuevos valores de  $K_a$  y  $K_b$ , se seleccionen las dimensiones de cada cojinete:

**Tabla 4.4 Datos para cojinetes de rodamientos.**

<i>Diámetro interno (in)</i>	<i>Diámetro externo(in)</i>	<i>Espesor o ancho (in)</i>	<i>a</i>	<i>Factor de empuje Y</i>	<i>Especificación básica en cuanto a carga dinámica, C (lb)<sup>10</sup></i>
1.000	2.500	0.8125	0.583	1.71	8370
1.500	3.000	0.9375	0.690	1.98	12800
1.750	4.000	1.2500	0.970	1.50	21400
2.000	4.375	1.5000	0.975	2.02	26200
2.500	5.000	1.4375	1.100	1.65	29300
3.000	6.000	1.6250	1.320	1.47	39700
3.500	6.375	1.8750	1.430	1.76	47700

Cojinete A:

$$K_a = 1.7 \quad d = 1 \text{ in} \quad D = 2.5 \text{ in}$$

Cojinete B:

$$K_b = 1.98 \quad d = 1.5 \text{ in} \quad D = 3 \text{ in}$$

Con estos valores  $K_a = 1.71$  y  $K_b = 1.98$  se calculan de nuevo las cargas equivalentes:

$$F_{ea} = 1058 \text{ lb}$$

$$F_{eb} = 945.7 \text{ lb}$$

$$C_A = 10790 \text{ lb}$$

<sup>10</sup>Carga C en libras para una vida útil  $L_{10}$  de un millón de revoluciones.

$$C_B = 9645 \text{ lb}$$

Los valores de carga dinámica no son satisfactorios a los que inicialmente se han calculado se itera de nuevo, con valores de  $K_a = 1.98$  y  $K_b = 1.98$

Cojinete A:

$$K_a = 1.98 \quad d = 1.5 \text{ in} \quad D = 3 \text{ in}$$

Cojinete B:

$$K_b = 1.98 \quad d = 1.5 \text{ in} \quad D = 3 \text{ in}$$

Con estos valores  $K_a = 1.71$  y  $K_b = 1.98$  se calculan de nuevo las cargas equivalentes:

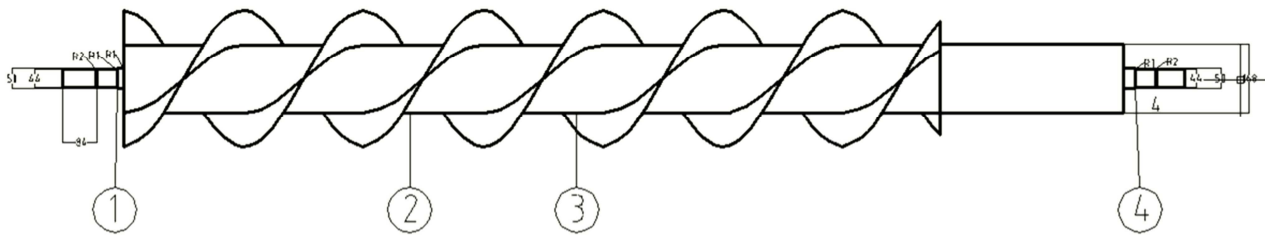
$$F_{ea} = 1223 \text{ lb}$$

$$F_{eb} = 1105 \text{ lb}$$

$$C_A = 12473 \text{ lb}$$

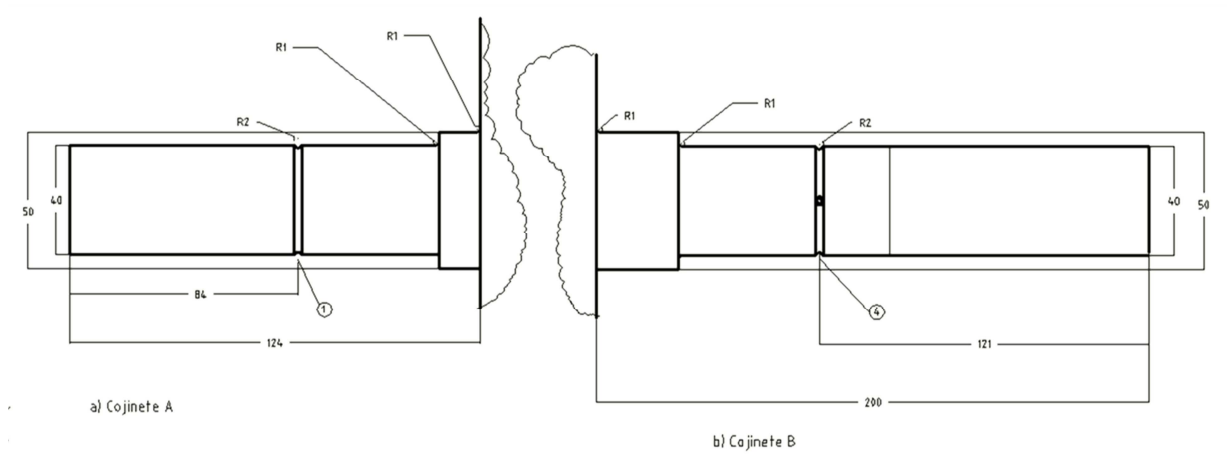
$$C_B = 12269 \text{ lb}$$

Los nuevos valores de  $C_A$  y  $C_B$  aun resultan satisfactorios para los cojinetes que se seleccionaron primero. El tipo de disposición de los cojinetes será fijo-libre, el cojinete A será el fijo soportara las cargas axiales y radiales, cojinete B será el libre solo soportara carga radiales. Utilizando el **Catálogo General** de la compañía **KDF** se selecciona los cojinetes UC 208-24 y soporte UPC 208. Con las dimensiones proporcionadas por el fabricante en base las carga dinámicas se dimensiona el árbol (figura 4.7), se han realizado marcas en el árbol para representar la ubicación de los cojinetes A y B (marca 1 Y 4). 2 y 3 representan los cambios de sección del diagrama de momentos.



**Fig. 4.7 Pre diseño del árbol solicitado.**

En la zona 1 (figura 4.8a) se ha propuesto un cojinete de empuje de rodillo de 40 mm de diámetro y de 18 mm de ancho con un bisel de 1 mm. En la zona 2 (figura 4.8.b) será un cojinete de rodillo con las mismas dimensiones que en la zona 1.



**Fig. 4.8 vista ampliada del cojinete A y B**

#### 4.1.9 CÁLCULOS DE FATIGA

Partiendo del límite de fatiga de ensayo de flexión rotatoria del material considerado. Se ha determinado el límite de fatiga corregida para todas aquellas secciones del árbol que pueden ser críticas. Por lo tanto es necesario determinar el valor de los coeficientes correctores en cada una de las secciones consideradas críticas.

$$S_N = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * \frac{S'_n}{K_F}$$

$$S'_n = 0.5 S_u$$

$$S'_n = 0.5 * 400 = 200Mpa$$

El factor de superficie  $K_a$  para un acabado por maquinado y estirado en frío estos valores se extrae de la tabla 3.3

$$K_a = a * S'_U{}^b$$
$$a = 4.5 \quad b = -0.265$$
$$K_a = \mathbf{0.92}$$

El factor de tamaño  $K_b$  se calcula para los diferentes puntos críticos del árbol.

$$K_b = \left[ \frac{d}{7.62} \right]^{-0.1133} \quad d \text{ en mm}$$

El factor de carga  $K_c = 1$

Factor de tamaño  $K_d = 1$

Factor de efectos diversos  $K_e = 1$

Factor de corrector  $K_f$

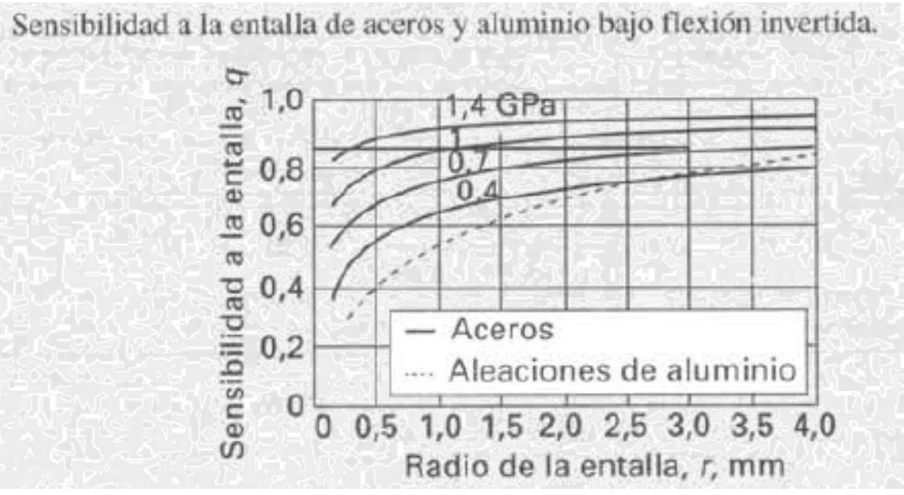
$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Para determinar el factor de corrector  $K_f$  se parte de las relaciones:

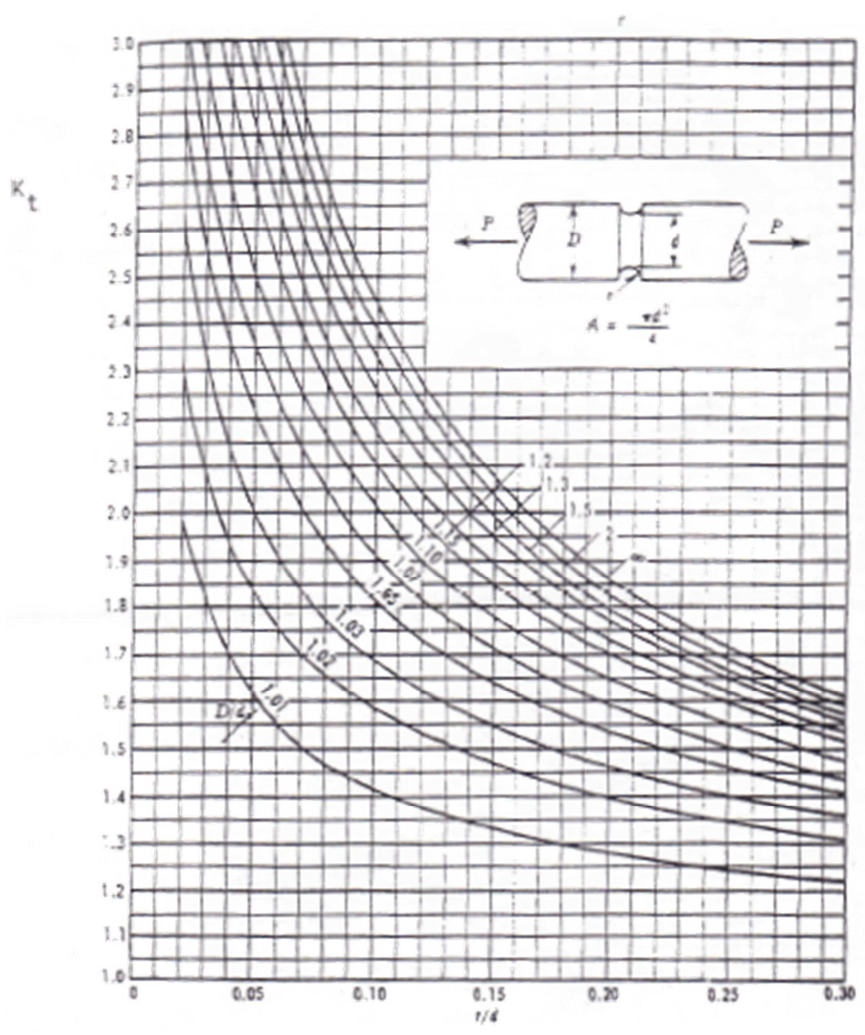
$$\frac{D}{d} \quad \frac{r}{d}$$

Seguidamente se determina la sensibilidad de la entalla "q" mediante los gráficos 4.1 y el factor de concentración de tensiones  $K_t$  se calcula de la gráfica 4.2.





Grafica 4.1 sensibilidad a la entallas de varios materiales.



Grafica 4.2 factor de concentración.

Todos estos factores para distintos puntos críticos se resumen en la siguiente tabla 4.5.

**Tabla 4.5. Resultado de análisis de fatiga.**

Punto crítico	$K_a$	$d$ [mm]	$K_b$	$K_c$	$K_d$	$K_e$	$q$	$K_t$	$K_f$	$S_N$ [Mpa]
1	0.92	38	0.83	1	1	1	0.85	2.42	2.21	66.11
2	0.92	168.3	0.7	1	1	1	0	0	1	128.8
3	0.92	168.3	0.7	1	1	1	0	0	1	128.8
4	0.92	38	0.83	1	1	1	0.85	2.42	2.21	66.11

#### 4.1.10 CÁLCULOS DE TENSIÓN EN LAS SECCIONES CRÍTICAS

$$\tau = \frac{2T * c}{\pi(r_{ext}^4 - r_{int}^4)}$$

$$\sigma = \frac{4 * M * c}{\pi * (r_{ext}^4 - r_{int}^4)}$$

$c =$  radio exterior del arbol

Utilizando la línea de Goodman se obtiene el factor de seguridad de cada sección.

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\tau_m}{S_u} = \frac{1}{N}$$

Los resultados se resumen en la tabla 4.6.

**Tabla 4.6 Cálculos de factores de seguridad**

Punto crítico	$M$ [Nmm]	$T$ [Nmm]	$c$ [mm]	$r_{ext}$ [mm]	$r_{int}$ [mm]	$\sigma_a$ $\frac{N}{mm^2}$	$\tau_m$ $\frac{N}{mm^2}$	$S_N$ [Mpa]	factor de seguridad
1	270	22081	19.00	19.00	0.00	0.05	2.05	66.11	172
2	270594	22081	84.15	84.15	81.15	4.28	0.17	128.80	30
3	321847	22081	84.15	84.15	81.15	5.09	0.17	128.80	26
4	238	22081	19.00	19.00	0.00	0.04	2.05	66.11	174

El material acero A-36 es el adecuado para el diseño se obtiene altos factores de seguridad en los cálculos.

#### 4.1.11 ANALISIS DE LA HELICE.

Para el cálculo del esfuerzo máximo que soporta la hélice antes de fallar utiliza el método de *Van Mises*<sup>11</sup> e ingresando las variables de frontera en el software de simulación de esfuerzos<sup>12</sup>.

Las para fines de cálculo las variables son:

- El análisis es estático.
- Solo una fracción de la hélice se analiza.
- En toda el área de la hélice se aplica una presión constante.
- Su propio peso.
- El tipo de material es acero A-36(Fig. 4.9)

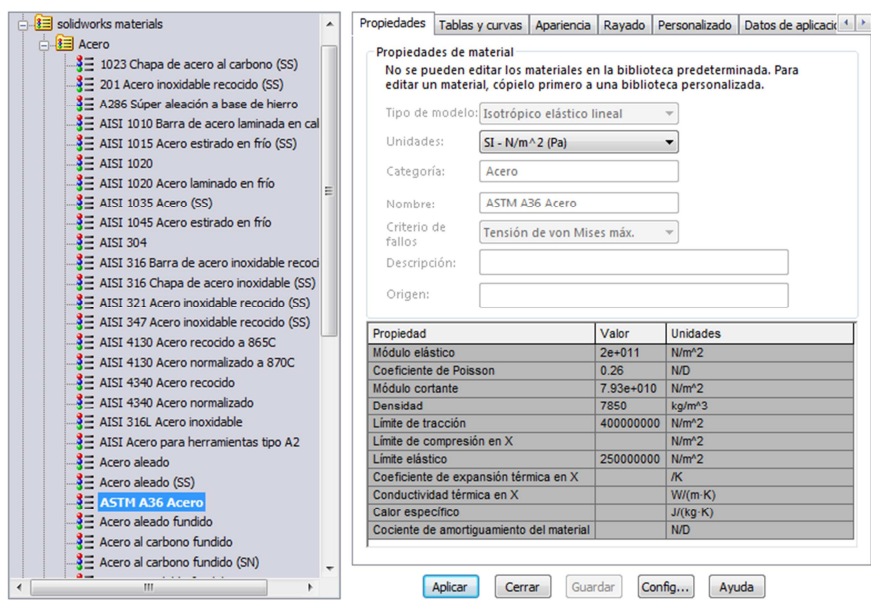


Fig. 4.9 Propiedades del acero A-36

Las líneas verde es la parte soldada al eje hueco y las flechas color naranja es la máxima presión que el agua aplica a la fracción de la hélice. En la figura 4.10 se obtiene el resultado de la simulación. El esfuerzo máximo esfuerzo que soporta la hélice en el área de las soldaduras donde el material es más propenso a fallar, el máximo esfuerzo que soporta es de:

<sup>11</sup>Teoría de fallo desarrollada por el físico Von Mises.

<sup>12</sup> Solid work 2010

$$\sigma_{von\ mises} = 215237\ N/m^2$$

Y el esfuerzo máximo que provoca el agua a la hélice es de:

$$\sigma = \frac{F_x}{A} = 1440\ N/m^2$$

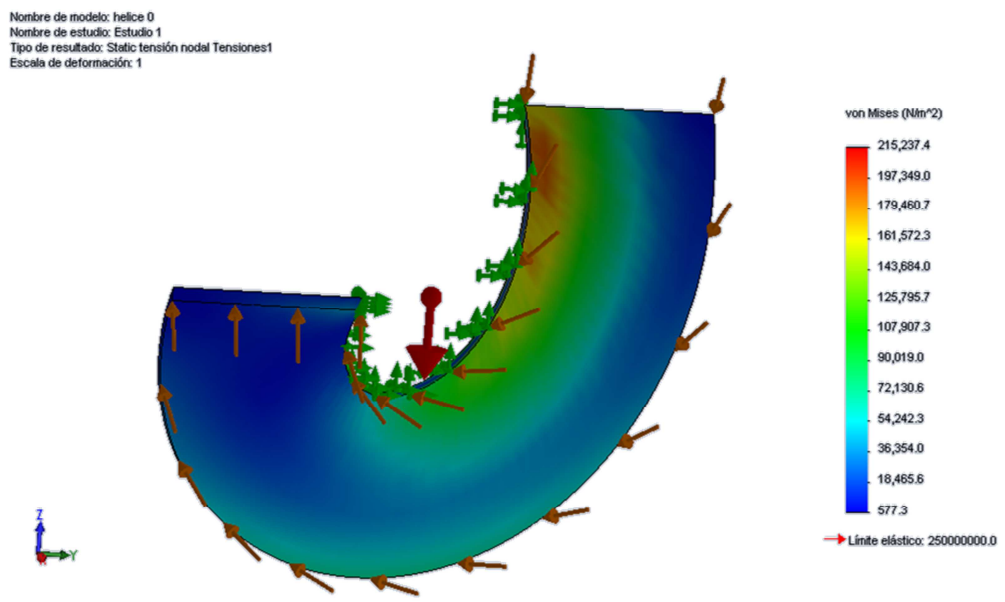


Fig. 4.10 Esfuerzo máximo que soporta la hélice.

Nombre de modelo: helice 0  
 Nombre de estudio: Estudio 1  
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos  
 Escala de deformación: 1

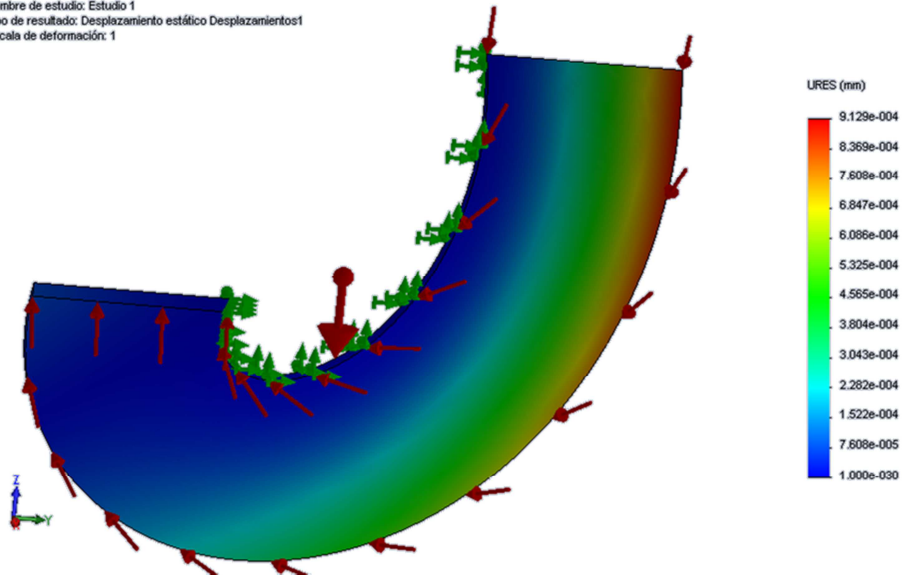


Fig. 4.11 Deformación resultante de la hélice.

#### 4.1.12 ANÁLISIS DE UNIONES SOLDADAS

En la figura 4.12 Se muestra las partes que requieren soldaduras.

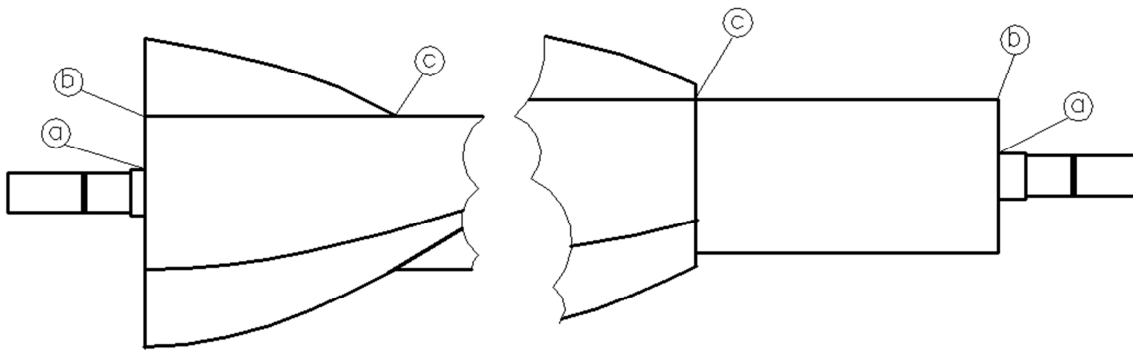


Fig. 4.12 partes soldadas.

En la tabla 4.7 Se detalla el tipo de electrodo a utilizar dependiendo del material base. Por tal seleccionamos un electrodo E60XX con propiedades mecánicas mínimas:

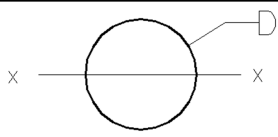
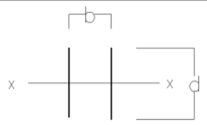
$$S_{uE} = 60000 \frac{lb}{in^2}$$

$$S_{yE} = 50000 \frac{lb}{in^2}$$

**Tabla 4.7<sup>13</sup> Requisitos de igualado de los materiales de relleno.**

Grupo	Material base (especificación por ASTM)	Proceso de soldadura	
		SMAW <sup>14</sup>	SAW <sup>15</sup>
I	A36	E60XX o E70XX	F6X o F7X
II	A242 A572 Grado 60 y 65 A588 A992	E70XX	F7X
III	A572 Grado 60 y 65	E80XX	F8X
IV	A514( más de 2.5 in de espesor)	E100XX	F10X
V	A514( igual o menor de 2.5in)	E110XX	F11X

**Tabla 4.8 Propiedades de una soldadura considerando como una línea.**

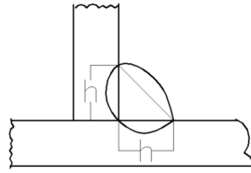
Bosquejo de la soldadura b=anchura d= altura	formula		Área de garganta	Considerando la soldadura como una línea Fuerza ( $f_{real}$ ) lb/in		
	flexión	torsión		tracción	cortante	torsor
	$Z_w = \pi * \frac{D^2}{4}$	$J_w = \pi * \frac{D^3}{4}$	$A_g = 0.707 * h$			
				$\frac{A_x}{\pi * D}$	$\frac{V}{\pi * D}$	$\frac{T * D}{2 * J_w}$
	flexión	$Z_w = \frac{d^2}{3}$	$A_g = 1.41 * h$	flexión		
				$\frac{M}{Z_w}$		

<sup>13</sup> Tabla de la normas American Welding Society AWS (AWS 2000)

<sup>14</sup> Shielded Metal Arc Wending(Arco metal protegido)

<sup>15</sup> Submerged Arc Welding (Soldadura de arco sumergido)

Para calcular el espesor mínimo de la soldadura se utiliza la siguiente formula y la tabla 4.8:



$$h = \frac{f_{real}}{f_{permisible}}$$

$$f_{permisible} = \frac{2}{3} S_{yE} * A_g$$

**Sección a:**

$$D = 38 \text{ mm} \approx 1.496 \text{ in} \approx 1.5 \text{ in}$$

El cortante  $V$  se extrae de la figura 4.4

$$V = 270.59 \text{ N} \approx 60.83 \text{ lb}$$

$$A_x = 588 \approx 132.2 \text{ lb}$$

$$T = 22081 \text{ N mm} \approx 195.4 \text{ lb in}$$

$$S_{yE} = 50000 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

$$f_{permisible} = \frac{2}{3} S_{yE} * 0.7071 * h$$

$$f_{permisible} = \frac{2}{3} 50000 * 0.7071 * h = 23570$$

- Cortante

$$f_{real} = \frac{V}{\pi * D} = \frac{60.83}{\pi * 1.5} = 12.81 \frac{lb}{in}$$

- Tracción

$$f_{real} = \frac{A_x}{\pi * D} = \frac{132.2}{\pi * 1.5} = 28.05 \frac{lb}{in}$$

- Torsor.

$$f_{real} = \frac{T * D}{2 * J_w} = \frac{195.4 * 1.5}{2 * 2.651} = 55.28 \frac{ln}{in}$$

Calculando fuerza resultante:

$$f_{real} = \sqrt{12.81^2 + 28.05^2 + 55.28^2} = 63.3$$

Dimensión de la soldadura:

$$h = \frac{63.3}{23570} = \frac{63.3}{23570} = 0.0027 \text{ in}$$

Una soldadura de  $h = 0.0027 \text{ in} \approx \frac{3}{32} \text{ in}$ . Será satisfactoria.

### Sección b:

$$d = 336.6 \text{ mm} \approx 13.25 \text{ in}$$

El cortante  $V$  se extrae de la figura 4.4

$$V = 270.5 \text{ N} \approx 60.81 \text{ lb}$$

$$A_x = 588 \text{ N} \approx 132.2 \text{ lb}$$



$$S_{yE} = 50000 \frac{lb}{in^2}$$

$$T = 22081 \text{ N mm} \approx 145.4 \text{ lb in}$$

- Cortante

$$f_{real} = \frac{V}{\pi * D} = \frac{60.81}{\pi * 13.25} = 1.461 \frac{lb}{in}$$

- Tracción

$$f_{real} = \frac{A_x}{\pi * D} = \frac{132.2}{\pi * 13.25} = 3.176 \frac{lb}{in}$$

- Torsor.

$$f_{real} = \frac{T * D}{2 * J_w} = \frac{195.4 * 13.25}{2 * 1827} = 0.7086 \frac{lb}{in}$$

Calculando fuerza resultante:

$$f_{real} = \sqrt{1.461^2 + 3.176^2 + 0.7086^2} = 3.567 \frac{lb}{in}$$

Dimensión de la soldadura:

$$h = \frac{3.567}{23570} = \frac{3.567}{23570} = 0.0002 \text{ in}$$

Una soldadura de  $h = 0.0002 \text{ in} \approx \frac{3}{32} \text{ in}$ . Será satisfactoria

#### 4.1.13 SELECCIÓN DEL MULTIPLICADOR

Este sistema generador requiere una caja multiplicadora que eleve las rpm entrada del eje al rpm que requiere el generador de un rango 1:3. Se selecciona del Catálogo de embragues y cajas multiplicadoras de HIDRAULICA ROGIMAR, una caja multiplicadora serie 5000 que cumple con los requerimientos solicitados.

#### 4.1.14 SELECCIÓN DEL GENERADOR

Los parámetros considerados para la selección del generador son:

- Arranque a bajas velocidades y diseño resistente a la fuerza de torsión.
- Que pueda ser acoplado directamente al multiplicador de bajas rpm.
- Tenga alto estándares de calidad, resistencia alta a medioambiente corrosivo.
- Una alta eficiencia y pérdida mínimas de energía por la resistencia mecánica.
- Excelente disipación de calor por el uso continuo.
- Que tenga una vida útil por lo menos 20 años.

El generador que más se adapta a estos parámetros es generador de imanes permanentes o alternador. Se selecciona un alternador GL-PMG-500A de la compañía *Ginlong Technologies* en la siguiente tabla 4.9 se detallan sus características.

Tabla 4.9 Especificaciones eléctricas del generador de imanes permanentes.<sup>16</sup>

Rated Output Power (W)	500
Rated Rotation Speed (RPM)	450
Rectified DC Current at Rated Output (A)	20
Required Torque at Rated Power (Nm)	14.8
Phase Resistance (Ohms)	0.4
Output Wire Square Section ( $mm^2$ )	4
Output Wire Length (mm)	600
Insulation	H Class
Generator configuration	3 Phases star connected AC output
Design Lifetime	>20 years

<sup>16</sup> Especificaciones completas ver anexo.

## 4.2 DISEÑO RIGIDEZ.

Para comprobar que el árbol que se está diseñado dispone la rigidez requerida es necesario determinar la deformación máxima en el punto de aplicación de los rodamientos debido a las cargas verticales y horizontales. En la figura 4.13 se muestra la deformación máxima en el árbol utilizando software de simulación. Los valores obtenidos de la simulación tiene que dividirse por el momento de inercia (I) y módulo de elasticidad (E).

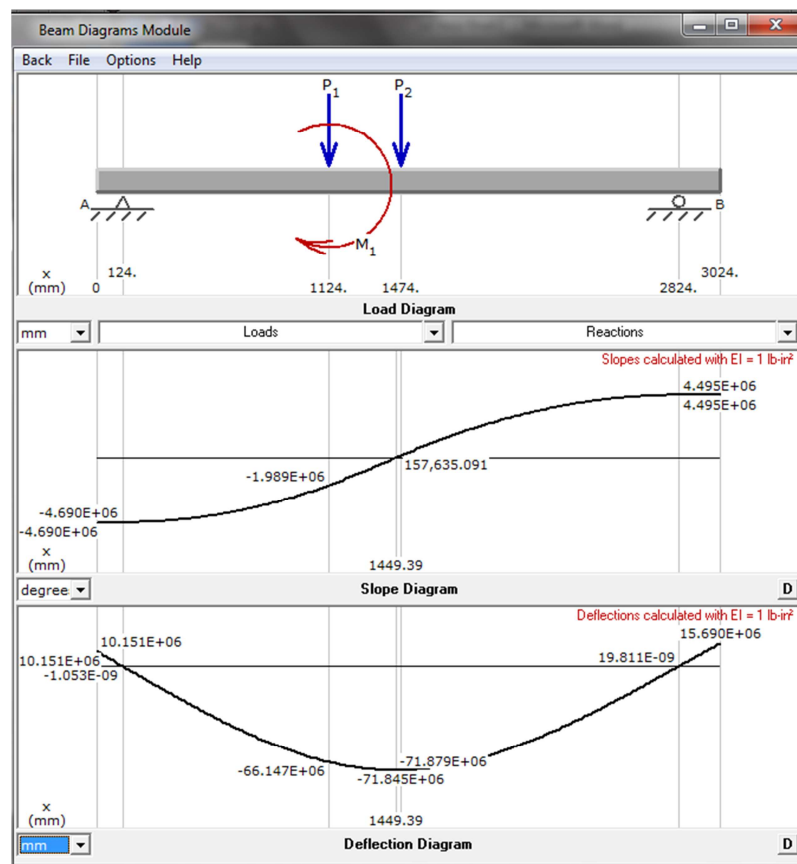


Fig. 4.13 deformación del árbol.

Tabla 4.10 deflexiones en el árbol.

Posición (x) [mm]	Diámetro [mm]	Modulo (E) [GPa]	I [mm <sup>4</sup> ]	Deflexión [mm]	Pendiente[grados]
124.00	38.00	200	1.024E5	5.142E-17	0.229
1449.39	168.30	200	5.323E6	0.0002	4.88E-7
2824.00	38.00	200	1.024E5	9.673e-16	0.2195

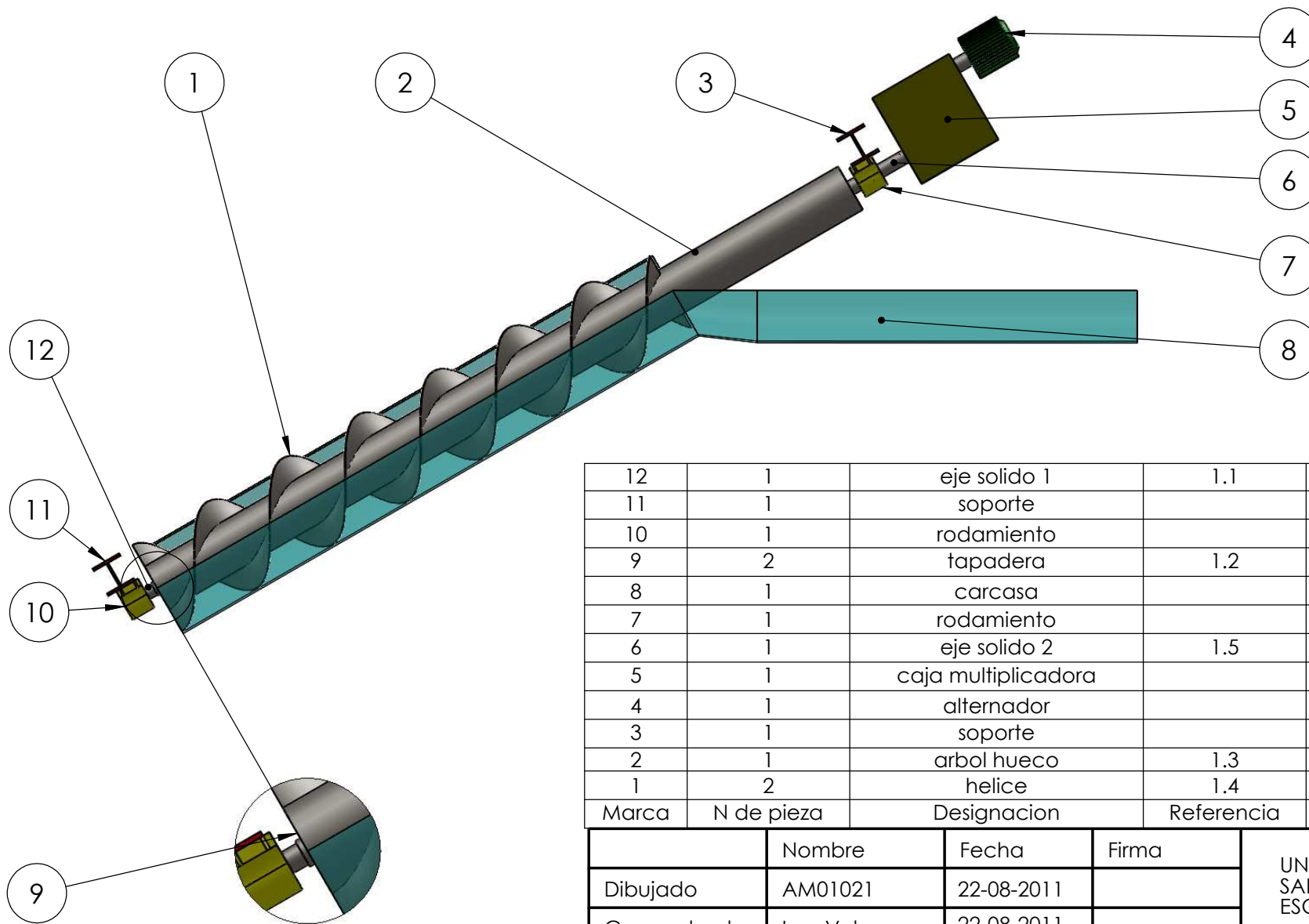
El máximo valor permisible de deflexión en un árbol es de  $0.0005^{17}$  veces la distancia entre rodamiento. La deflexión máxima del árbol  $0.0002$  mm es aceptable porque es menor que la distancia entre rodamientos  $0.0005 * 2700\text{mm} = 1.35\text{mm}$ .

### **4.3 DISEÑO CONSTRUCTIVO.**

El objetivo de este apartado es establecer el diseño y proceso constructivo de la turbina de Arquímedes. Primero se detallara los planos y por últimos las hojas de proceso las cuales indicara las principales etapas de ensamble.

---

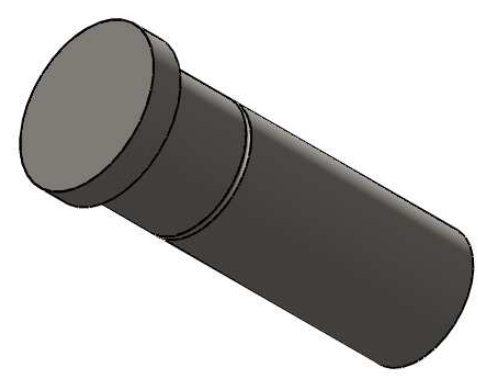
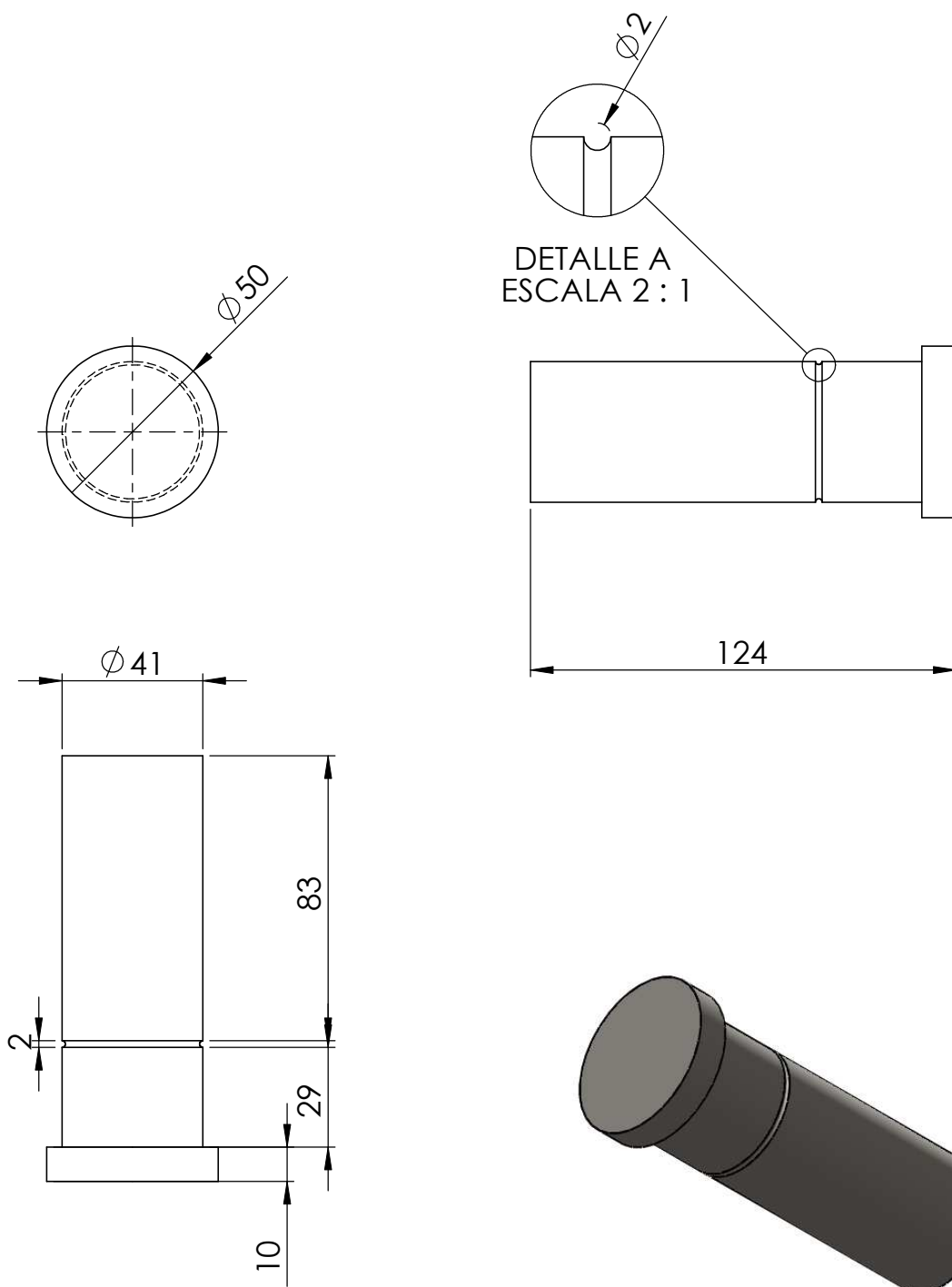
<sup>17</sup> Valor extraído del libro: *MICRO-HYDRO POWER, A GUIDE FOR DEVELOPMENT WORKERS. UK. IT PUBLICATIONS, 1991.*



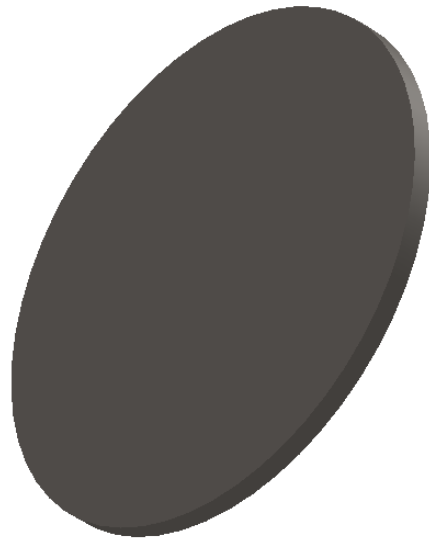
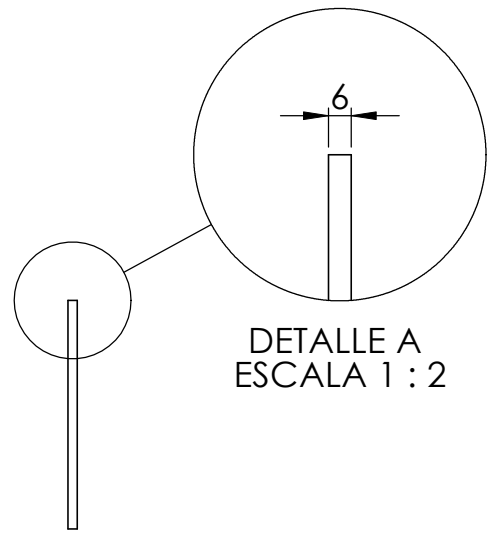
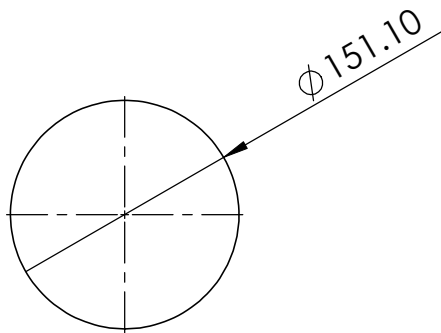
DETALLE A  
ESCALA 1 : 10

12	1	eje solido 1	1.1	A36
11	1	soporte		
10	1	rodamiento		
9	2	tapadera	1.2	A36
8	1	carcasa		
7	1	rodamiento		
6	1	eje solido 2	1.5	A36
5	1	caja multiplicadora		
4	1	alternador		
3	1	soporte		
2	1	arbol hueco	1.3	A36
1	2	helice	1.4	A36
Marca	N de pieza	Designacion	Referencia	Material

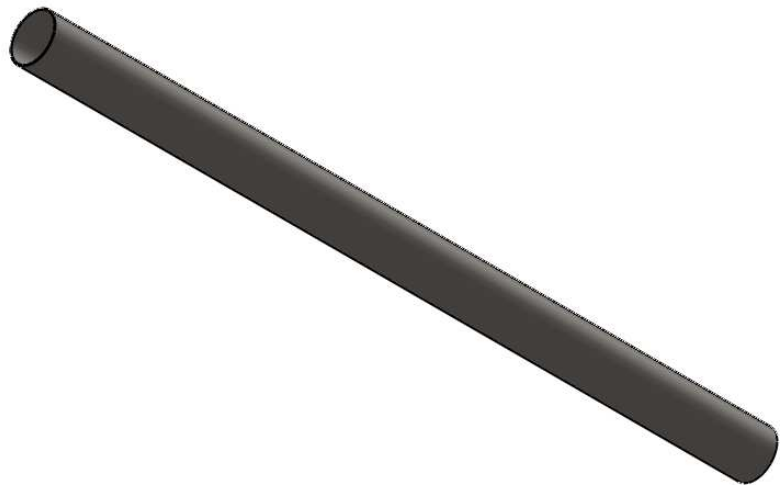
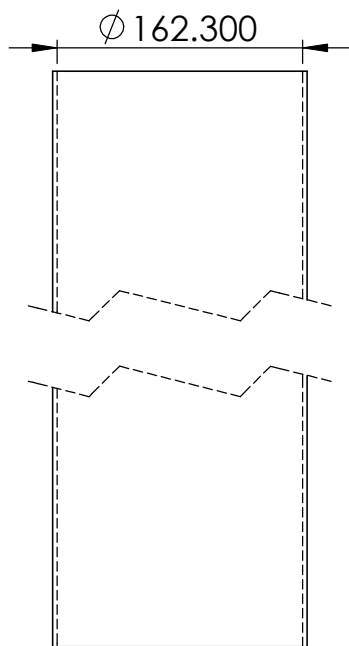
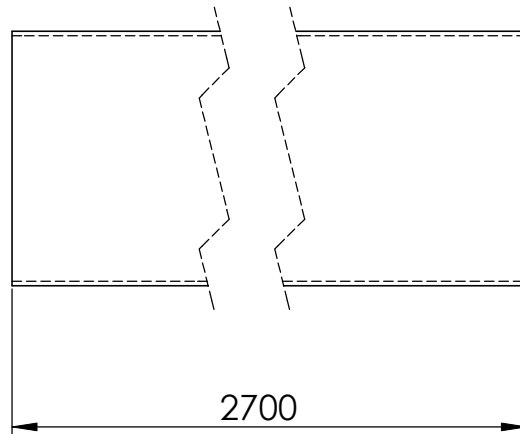
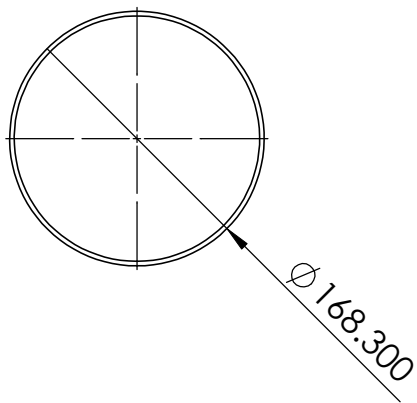
	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR ESC. INGENIERIA MECANICA	
Dibujado	AM01021	22-08-2011			
Comprobado	Ing. Velasquez	22-08-2011			
Escala 1:20	TURBINA DE ARQUIMIDES			N de plano 1.0	
				Cotas en mm	
				Formato A4	



	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR ESC. INGENIERIA MECANICA	
Dibujado	AM01021	22-08-2011			
Comprobado	Ing. Velasquez	22-08-2011			
Escala 1:2	EJE SOLIDO INFERIOR			N de plan: 1.1	
				Cotas en mm	
				Formato A4	

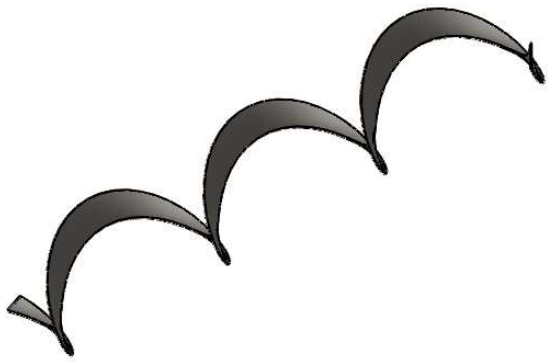
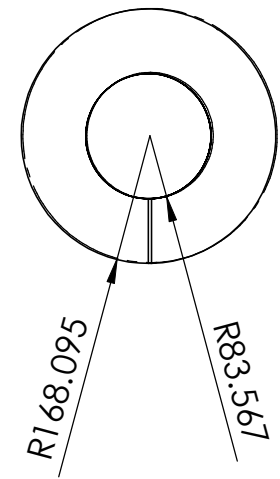
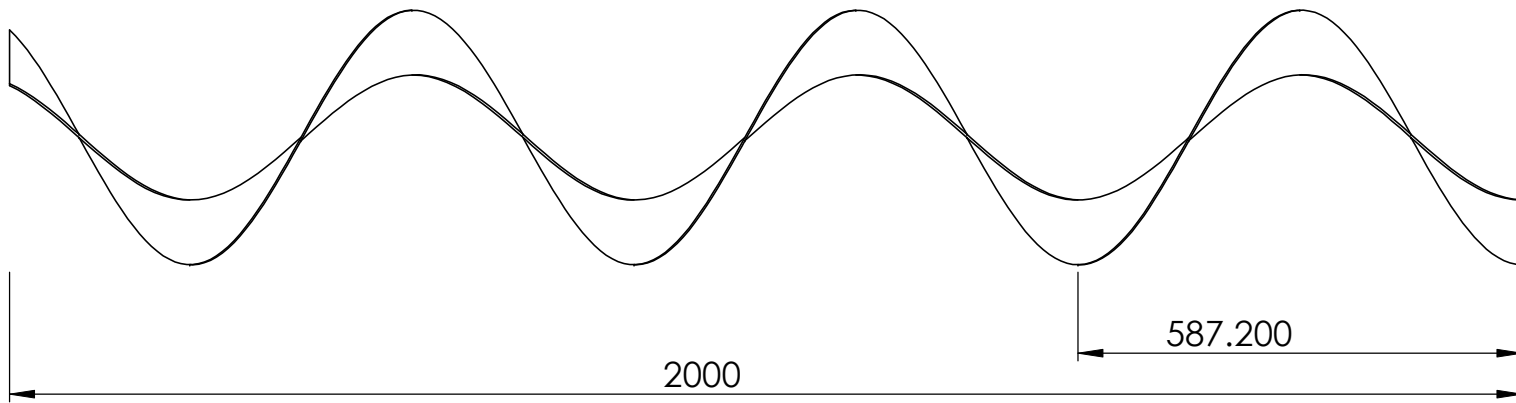


	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR ESC. INGENIERIA MECANICA
Dibujado	AM01021	22-08-2011		
Comprobado	Ing. Velasquez	22-08-2011		
Escala 1:5	TAPADERA			N de plano 1.2
				Cotas en mm
				Formato A4

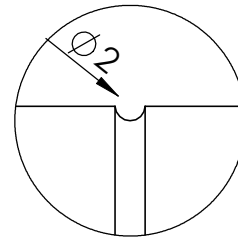
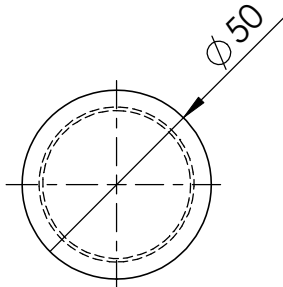


	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR ESC. INGENIERIA MECANICA	
Dibujado	AM01021	22-08-2011			
Comprobado	Ing. Velasquez	22-08-2011			
Escala 1:50	ARBOL HUECO			N de plano 1.3	
				Cotas en mm	
				Formato A4	

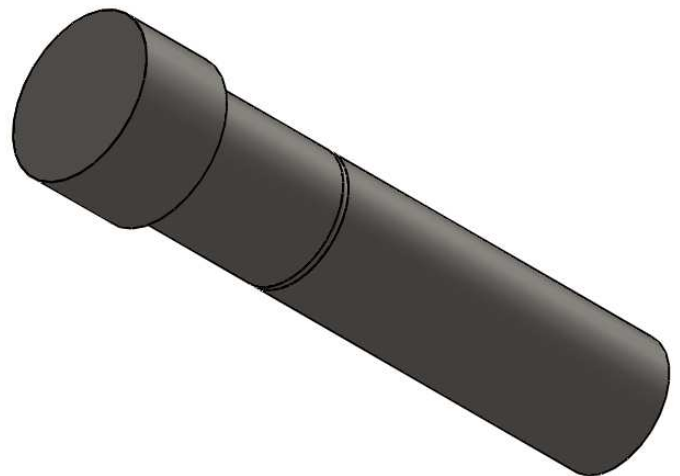
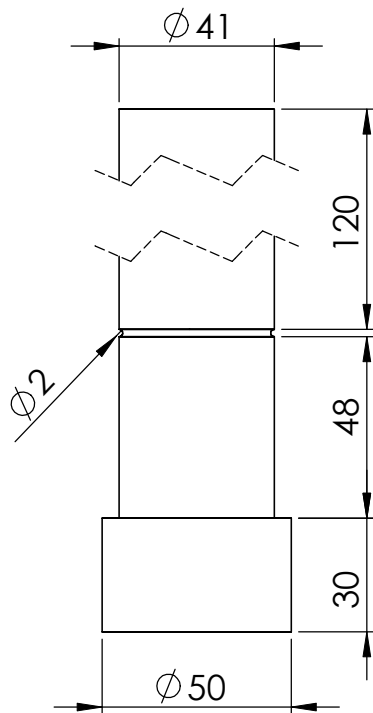
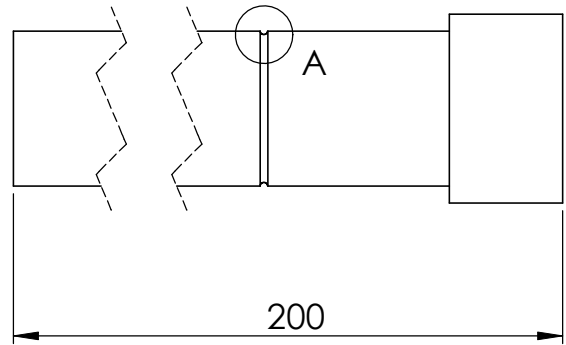




	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR ESC. INGENIERIA MECANICA
Dibujado	AM01021	22-08-2011		
Comprobado	Ing. Velasquez	22-08-2011		
Escala 1:10	HELICE			N de plano 1.4
				Cotas en mm
				Formato A4



DETALLE A  
ESCALA 2 : 1



	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR ESC. INGENIERIA MECANICA	
Dibujado	AM01021	22-08-2011			
Comprobado	Ing. Velasquez	22-08-2011			
Escala 1:2	EJE SOLIDO SUPERIOR			N de plano 1.5	
				Cotas en mm	
				Formato: A4	

En las tablas 4.11 al 4.15 se presentan las hojas de proceso las cuales indican las principales etapas de cada proceso con el fin que pueda ser construido o reconstruidas.

**Tabla 4.11 Hoja de proceso del eje sólido 1.**

Hoja de proceso #	Plano #	Material	Dimensiones [mm]	Nombre del elemento:
1	1.1	A36	124 X Ø50	Eje sólido 1
Etapa	Operaciones elementales		Maquinaria o herramienta	
1	Cortar una sección 130 mm de una barra de ¾ pulg.		Marco con sierra	
2	Montar en el plato de tres mordaza		Torno, buril y pie de rey	
3	Refrendar a un acabado de Ø50mm		Torno, buril y pie de rey	
4	Cilindrar a 124 mm		Torno, buril y pie de rey	
5	Cilindrar a un acabado de 114 X Ø41mm		Torno, buril y pie de rey	
6	Ranurado a Ø 39 mm X Ø2mm a una distancia 120 mm del extremo de diámetro menor		Torno, buril y pie de rey	
7	Desmontar y comprobar medidas		Pie de rey	

**Tabla 4.12 Hoja de proceso tapadera 1 y 2.**

Hoja de proceso #	Plano #	Material	Dimensiones [mm]	Nombre del elemento:
2	1.2	A36	350 X 6	Tapadera 1 y 2
Etapa	Operaciones elementales		Maquinaria o herramienta	
1	Dibujar un círculo de Ø153 mm		Compas y tiza	
2	Cortar el círculo		Soplete, cortadora de plasma o cortadora de agua.	
3	Comprobar medidas		Regla graduada	

4	Ensamblar concéntricamente el eje sólido 1 con la tapadera 1	
5	Soldar las dos piezas y comprobar su alineado	Aparato soldador
6	Montar el ensamble en el plato de tres mordazas	Torno, buril y regla graduada
7	Refrendar la tapadera 1 hasta un diámetro de $\varnothing 151.1 \text{ mm}$	Torno y regla graduada
8	Desmontar.	
9	Repetir los pasos del 1 al 8 para el eje sólido 2 y tapadera 2	

**Tabla 4.13 Hoja de proceso del eje sólido 2.**

Hoja de proceso #	Plano #	Material	Dimensiones [mm]	Nombre del elemento:
3	1.5	A36	200 X $\varnothing 50$	Eje sólido 2
Etapa	Operaciones elementales		Maquinaria o herramienta	
1	Cortar una sección 200 mm de una barra de $\frac{3}{4}$ pulg.		Marco con sierra	
2	Montar en el plato de tres mordaza		Torno, buril y pie de rey	
3	Refrendar a un acabado de $\varnothing 50 \text{ mm}$		Torno, buril y pie de rey	
4	Cilindrar a 200 mm		Torno, buril y pie de rey	
5	Cilindrar a un acabado de 170 X $\varnothing 41 \text{ mm}$		Torno, buril y pie de rey	
6	Ranurado a $\varnothing 39 \text{ mm}$ X $\varnothing 2 \text{ mm}$ a una distancia 120mm del extremo de diámetro menor		Torno, buril y pie de rey	
7	Desmontar y comprobar medidas		Pie de rey	

**Tabla 4.14 Hoja de proceso del tornillo.**

Hoja de proceso #	Plano #	Material	Dimensiones [mm]	Nombre del elemento:
4		A36		
Etapa	Operaciones elementales		Máquinaria o herramienta	
1	Verificar las dimensiones de los componentes		Pie de rey , regla graduada y cinta métrica	
2	Soldar el eje sólido 1 y 2, tapadera 1 y 2 con el hueco.		Torno, buril, pie de rey y aparato de soldadura	
3	Verificar las dimensiones de los componentes		Pie de rey , regla graduada y cinta métrica	
4	Montar las dos hélices en el árbol hueco			
5	Soldar			
6	Verificar el alineamiento de los componentes			

#### 4.4 COSTOS.

El análisis económico tiene como objetivo tener una ventana del gasto inicial así decidir si conviene proceder o renunciar definitivamente al proyecto. En esta sección se presenta los costos de fabricación de la turbina de Arquímedes que incluye, ejes sólidos, árbol hueco, soportes, rodamientos, hélices, caja multiplicadora, alternador, mano de obra, instalación y asesoramiento. En la tabla 4.15 se presentan los costos de la inversión inicial.

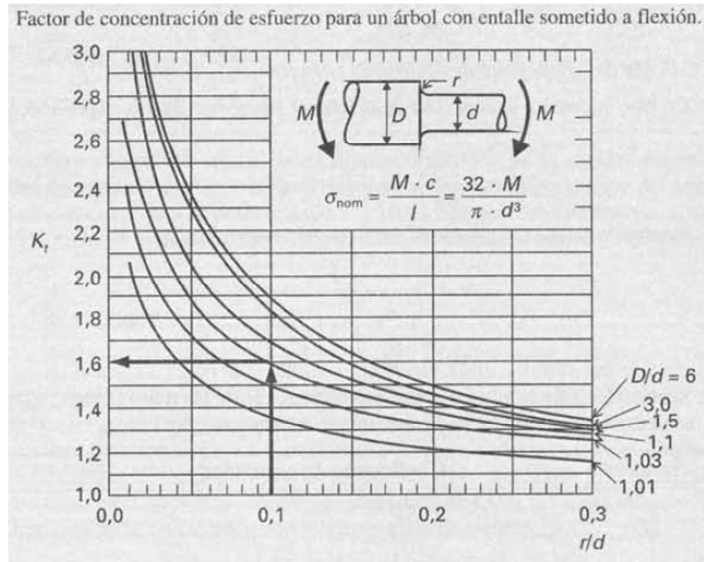
**Tabla 4.15 Costo de los elementos de la turbina de Arquímedes.**

Elemento	Cantidad	Precio unitario(\$)	Precio total(\$)
Rodamientos	2	\$63.0	\$126
Barra solida	1		\$500
Tubería industrial	1		
Planchas de acero	1		
Soporte	2	\$100	\$200
Alternador	1	\$270	\$270
Caja multiplicadora	1	\$350	\$350
Máquinado de ejes	2		\$140
Corte de tubería industrial	1		
Soldaduras	1		
Pintura		\$100	\$100
Ensamble		\$100	\$100
Asesoría técnica ( se tendrá dos asesores trabajando 1 hora a la semana por 18 meses con un sueldo de \$15 la hora)(18 meses*4 semanas *1 hora* 2 asesores)	72	\$15	\$2160
Costo de la investigación (salario basado en \$6 la hora en un promedio de 4 horas diarias, 3 días a la semana, trabajando 9 meses) (52 semanas*3días*4horas)	624	\$6	\$3744
Costos de impresión de planos y documentación técnica. (costo de \$0.35 ctvs. por página digitada e impresa)	104	\$0.35	\$36.4
<b>Costo Total</b>			<b>\$7726</b>

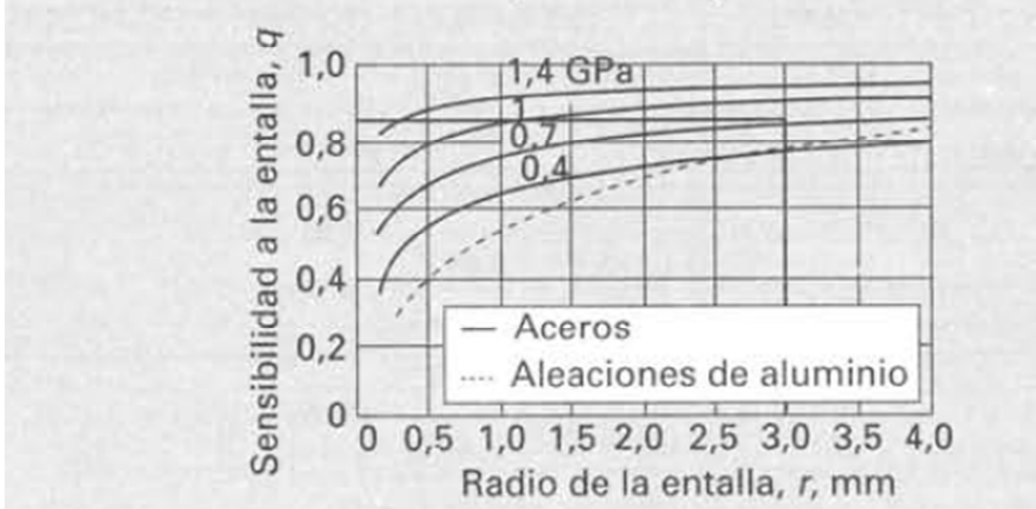
# BIBLIOGRAFÍA

- ANDREW L. SIMON. Hidráulica Práctica. Impreso en México. Editorial Limusa. 1986.
- CALERO PEREZ, ROQUE. Fundamentos de Mecanismos y Máquinas para Ingenieros. Impreso en España. McGraw-Hill. 1999
- CELSO PENCHE. Manual de la Pequeña Hidráulica, Brusuela, Bélgica. Comisión Europea, 1998.
- CLAUDIO MATAIX. Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. Madrid, España. Ediciones del castillo, Abril de 1986.
- DONALD R. ASKELAND. Ciencia de los Materiales. Impreso en México. International Thomson Editores, S.A. de C.V. 1998.
- HIBBELER R.C. Mecánica de los Materiales. Impreso en México. Pearson Education, Inc. 2006.
- JOSEPH EDWAR SHIGLEY. Diseño en Ingeniería Mecánica. México, Editorial McGraw Hill. 1983.
- NCEES. Fundamentals of Engineering Supplied-Reference Handbook. Impreso en U.K. NCEES. 2001.
- PETER CHILDS. Mechanical Design. Impreso en USA, Burlington, MA. Elsevier Ltd. 2004
- GESS, Archimedean hydrodynamic screws, [format: pdf en linea], Alemania. <www.gess.cz>, [Marzo 2010].
- The Gearbox Standard For Windturbines, [format: pdf en linea], USA. <http://www.windpowerengineering.com/>, [Julio 2010].
- <http://meslab.org/generals/models-a-images.html>
- [www.nrel.gov](http://www.nrel.gov)

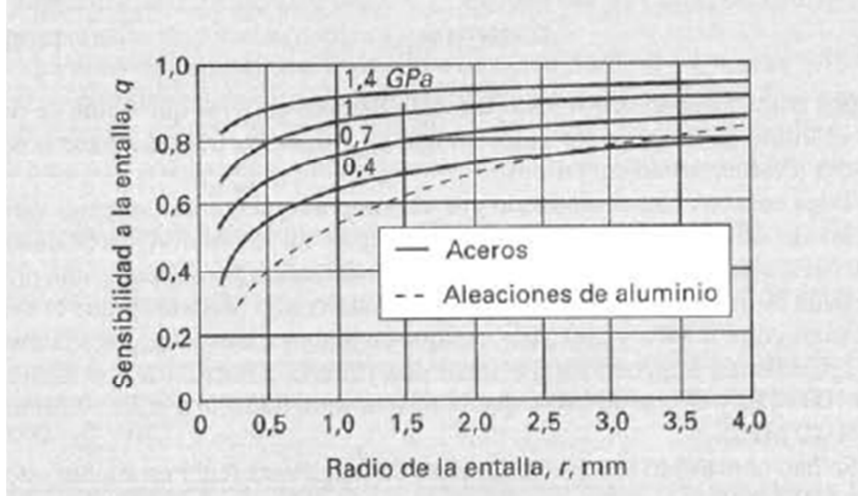
# ANEXOS.



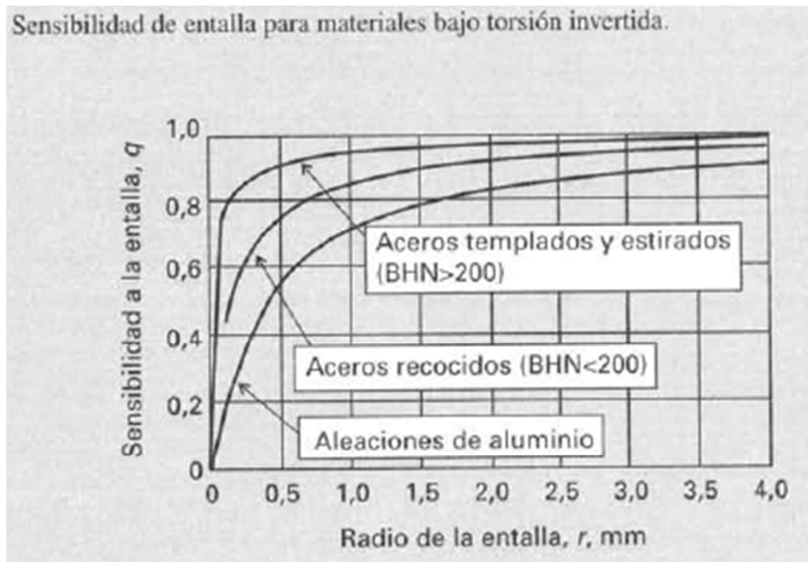
Sensibilidad a la entalla de aceros y aluminio bajo flexión invertida.



Sensibilidad a la entalla de aceros y aluminio bajo flexión invertida y carga axial invertida.

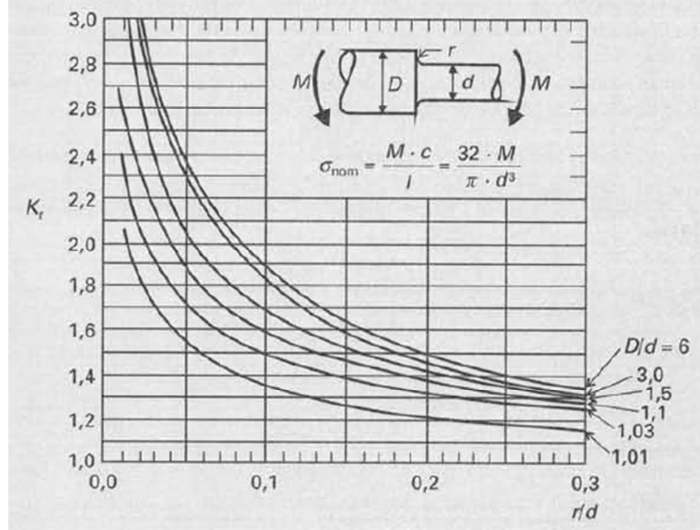


Sensibilidad de entalla para materiales bajo torsión invertida.

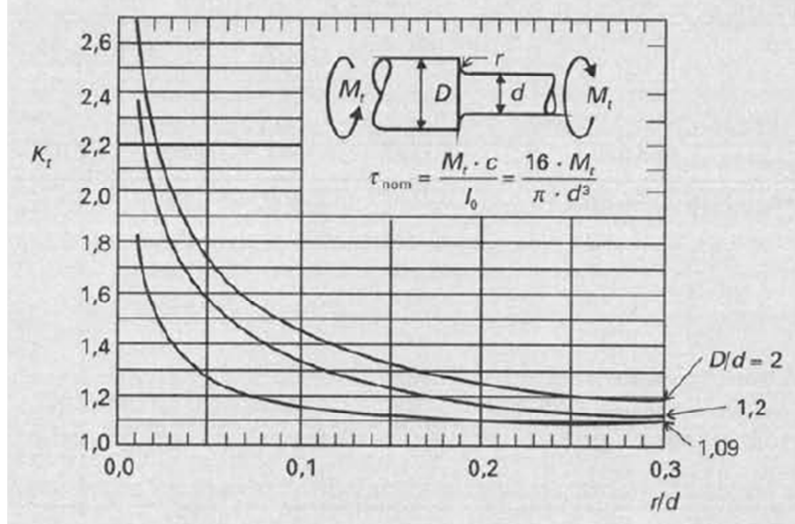




Factor de concentración de esfuerzo para un árbol con entalle sometido a flexión.



Factor de concentración de esfuerzo para un árbol con entalle sometido a torsión.





# Wind Turbine Permanent Magnet Generator/ Alternator Ginlong Technologies GL-PMG-500A

World Leading Professional Wind Turbine Parts Supplier

### Electrical Specification

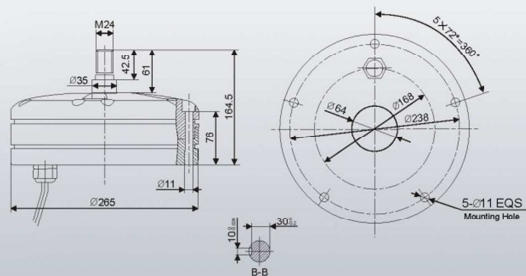
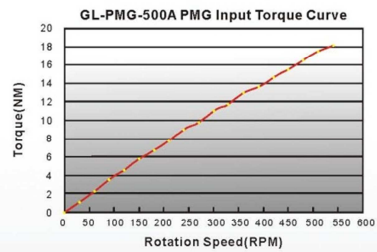
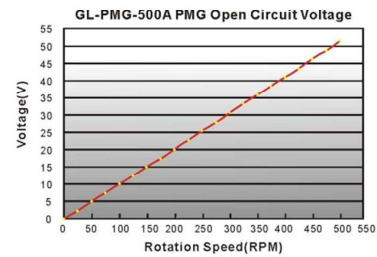
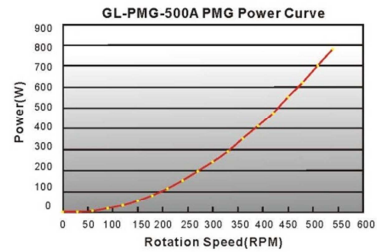
Rated Output Power(W):	500
Rated Rotatoin Speed (RPM):	450
Recified DC Current at Rated Output (A):	20
Requied Torque at Rated Power(NM):	14.8
Phase Resistance (Ohms):	0.4
Output Wire Square Section (mm):	4
Output Wire Length (mm):	600
Insulation:	H Class
Generator configuration:	3 Phase star connected AC output
Design Lifetime:	>20 years

### Mechanical Specification

Weight (Kgs):	14.4
Starting Torque (NM):	<0.5
Rotor Inertia (Kg.m):	0.006
Bearing Type:	High standard NSK 6207DDUC3 (Front) NSK C (Rear)

### Material Specification

Shaft Material:	High standard Stainless Steel
Shaft Bearing:	High standard SKF or NSK bearing
Outer Frame Material:	High standard Aluminium alloy with TF/T6 heat treatment
(TF/T6 full heat treatment for increasing the performance of aluminium alloy as follows. Heat 4-12 hours at 525-545 degrees Celsius, quench with hot water, and precipitation heat treatment for 8-12 hours at 155-175 degrees Celsius.)	
Fasteners (nuts and bolts):	High standard Stainless Steel
Windings Temperature Rating:	180 degrees Celsius
Magnet Material:	NdFeB (Neodymium Iron Boron)
Magnets Temperature Rating:	150 degrees Celsius
Lamination Stack:	High specification cold-rolled Steel

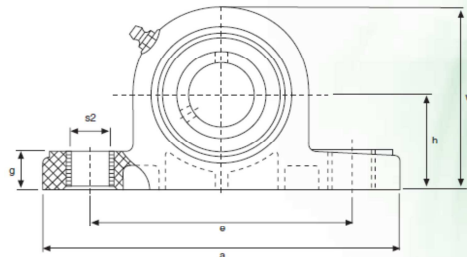
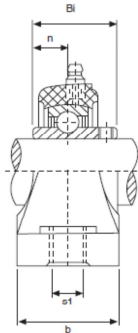




## SUPPORTI RITTI IN PLASTICA PLASTIC PILLOW BLOCK UNITS

# KDF®

### UCP



Tipo Type	Diametro albero Shaft diameter		Dimensioni mm Dimensions mm										Peso Weight (Kg)	Bull. fiss. Bolt Size	Coppia (Nm) Torque (Nm)
	mm	pollici inch	a	h	e	b	s1	s2	g	w	Bi	n			
UCP 201	12	½	127	33,3	95	38	11	14	14,2	65	31	12,7	0,12	M10	18
UCP 202	15	⅝	127	33,3	95	38	11	14	14,2	65	31	12,7	0,12	M10	18
UCP 203	17	⅞	127	33,3	95	38	11	14	14,2	65	31	12,7	0,12	M10	18
UCP 204	20	¾	127	33,3	95	38	11	14	14,2	65,5	31	12,7	0,12	M10	18
UCP 205	25	1 ⅛	140,5	36,5	105	38	11	14	14,5	71	34	14,3	0,14	M10	25
UCP 206	30	1 ¼	163	42,9	119	46	14	18	17,8	84	38,1	15,9	0,20	M12	30
UCP 207	35	1 ½	168	47,6	127	48	14	18	18	94,5	42,9	17,5	0,25	M12	35
UCP 208	40	1 ½	184	49,2	137	54	14	18	19,5	99	49,2	19	0,35	M12	45
UCP 209	45	1 ⅞	192	54	146	54	17	20	23	106	49,2	19	0,45	M16	50
UCP 210	50	1 ¾	206	57,2	159	60	17	20	23	114	51,6	19	0,55	M16	55

Modalità di caricamento Mode of load	Coefficienti di carico (N) Load ratings (N)						
Tipo Type	204	205	206	207	208	209	210
	8 800	13 700	12 650	12 750	13 100	13 360	13 850
	7 700	10 000	10 600	10 800	11 100	11 400	11 750
	5 000	8 100	5 750	7 500	8 500	8 950	9 550

#### Caratteristiche

- Materiale: PBT (disponibili in color bianco, nero e verde)
- Intercambiabile con supporti in ghisa
- Ingrassatori zincati o d'acciaio
- Temperatura d'esercizio: da -35°C a +102°C
- Coperchio d'estremità
- Guarnizioni interne
- Resistenza chimica (pag. 96)

#### Characteristics

- Material: PBT (white, black and green colours available)
- Interchangeable with cast iron housing
- Galvanized or steel greasers
- Working temperature: from -35°C to +102°C
- End cover
- Back seals
- Chemical resistance (pag. 96)

KDF

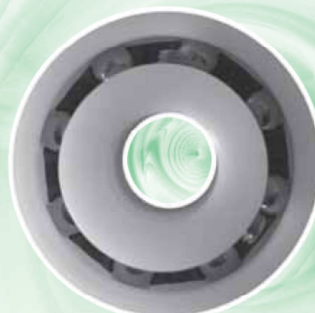
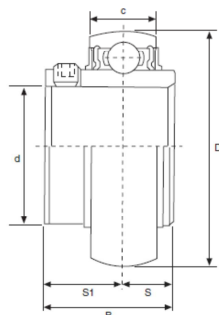
85



## CUSCINETTI A SFERE IN MATERIALI POLIMERICI POLYMERIC BALL BEARINGS

# KDF®

UC



Tipo Type	Dimensioni mm/pollici Dimensions mm/inch						Carico Kg. cuscinetto Rating load bearing (daN) (Kp)		Numero di giri max./min. Speed max. r.p.m.	Peso Weight (Kg)
	d	D	B	C	S <sub>1</sub>	S	Dinamico Dynamic	Statico Static		
UC 200	10 -	47 1,8504	31 1,2205	17 0,6693	18,3 0,720	12,7 0,500	42	27	1 050	0,30
UC 201 UC201-8	12 3/4	47 1,8504	31 1,2205	17 0,6693	18,3 0,720	12,7 0,500	42	27	1 050	0,30
UC 202 UC 202-9 UC 202-10	15 9/16 5/8	47 1,8504	31 1,2205	17 0,6693	18,3 0,720	12,7 0,500	42	27	1 050	0,30
UC 203 UC 203-11	17 1 1/16	47 1,8504	31 1,2205	17 0,6693	18,3 0,720	12,7 0,500	42	27	1 050	0,30
UC 204 UC 204-12	20 3/4	47 1,8504	31 1,2205	17 0,6693	18,3 0,720	12,7 0,500	42	27	1 050	0,30
UC 205 UC 205-13 UC 205-14 UC 205-15 UC 205-16	25 1 9/16 7/8 1 1/16 1	52 2,0472	34,1 1,3425	17 0,6693	19,8 0,780	14,3 0,563	48	32	950	0,46
UC 206 UC 206-17 UC 206-18 UC 206-19 UC 206-20	30 1 1/16 1 1/8 1 3/16 1 1/4	62 2,4409	38,1 1,5000	19 0,7480	22,2 0,874	15,9 0,626	55	36	800	0,69
UC 207 UC 207-20 UC 207-21 UC 207-22 UC 207-23	35 1 1/4 1 3/16 1 3/8 1 7/16	72 2,8346	42,9 1,6890	20 0,7874	25,4 1,000	17,5 0,689	62	41	700	0,89
UC 208 UC 208-24 UC 208-25	40 1 1/2 1 5/16	80 3,1496	49,2 1,9370	22 0,8661	30,2 1,189	19 0,748	66	44	625	1,08

Disponibile anche:

Cuscinetti a sfere in acciaio inox (AISI 440C)

Cuscinetti a sfere in acciaio (Cromo 100CR6 - SAE 52100)

Per misure e carichi vedere a pagina 50

I cuscinetti sono di tipo aperto nella versione standard, sono anche disponibili con protezione singola e doppia. I valori riportati nella sopra indicata tabella si riferiscono a cuscinetti a sfere con anelli in resina acetale (POM).

Available also:

Stainless steel bearings (AISI 440C)

Chrome steel bearings (Chrome 100CR6 - SAE 52100)

For size and load see page 50

In standard version, the bearing are open, but can also be supplied in one or double shield version. The load capacities and speed limits stated in the table above, apply only to ball bearings with ring of polyacetal (POM).

KDF

93



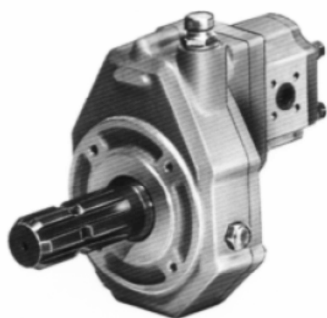
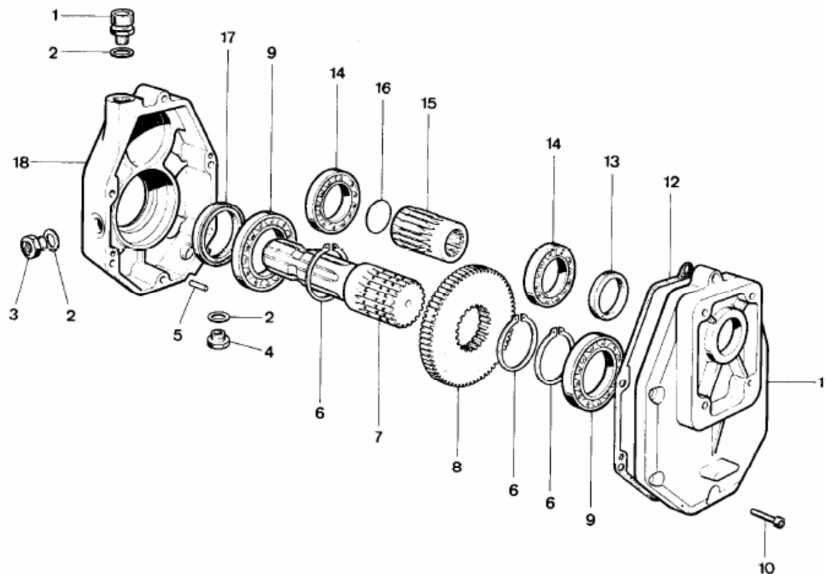
### Proprietà tipiche del PBT Typical properties of PBT

Proprietà Propeties	Unità Unit	Metodo per il test Method test	Valori Value
<b>Meccaniche Mechanical</b>			
Resistenza alla trazione prima della deformazione prima della rottura	N/mm <sup>2</sup>	ASTM D 638	115
	N/mm <sup>2</sup>	ASTM D 638	-
Tensile strenght at yield at break	N/mm <sup>2</sup>	ASTM D 638	115
	N/mm <sup>2</sup>	ASTM D 638	-
Allungamento relativo prima della deformazione prima della rottura	%	ASTM D 638	3
	%	ASTM D 638	-
Elongation at yield at break	%	ASTM D 638	3
	%	ASTM D 638	-
Modulo elastico a trazione Tensile modulus	N/mm <sup>2</sup>	ASTM D 638	8000
	N/mm <sup>2</sup>	ASTM D 638	8000
Resistenza alla flessione prima della deformazione Flexural yield strenght	N/mm <sup>2</sup>	ASTM D 790	-
	N/mm <sup>2</sup>	ASTM D 790	-
Resistenza alla flessione prima della deformazione Flexural yield strenght	N/mm <sup>2</sup>	ASTM D 790	170
	N/mm <sup>2</sup>	ASTM D 790	170
Modulo di rigidità flessione Flexural modulus	N/mm <sup>2</sup>	ASTM D 790	7000
	N/mm <sup>2</sup>	ASTM D 790	7000
Resistenza all'impatto ad intaglio Charpy Notched impact strenght Charpy	K/m <sup>2</sup>	DIN 53453	12
	K/m <sup>2</sup>	DIN 53453	12
Resistenza all'impatto ad intaglio IZOD Notched impact strenght IZOD	N/mm <sup>2</sup>	ASTM D 256	100
	N/mm <sup>2</sup>	ASTM D 256	100
Durezza Hardness H358/10 H358/60 Rockwell	N/mm <sup>2</sup>	DIN 53456	140
	N/mm <sup>2</sup>	DIN 53456	101
	N/mm <sup>2</sup>	ASTM D 785	L102
	N/mm <sup>2</sup>	ASTM D 785	L102
<b>Termiche Thermal</b>			
Coefficiente di ossigeno Oxygen index	%	ASTM D 2863	19
	%	ASTM D 2863	19
Ritardamento di fiamma (1/6 mm spessore) Flame retardancy (1/6 mm trickness)	-	UL stand 94	94HB
	-	UL stand 94	94HB
Resistenza al calore: Vicat, Metodo B Heat resistance: Vicat, Method B	°C	ASTM D 1525	210-215
	°C	ASTM D 1525	210-215
Conduttività termica Thermal conductivity	W/m <sup>2</sup> C	ASTM C 177	0,19
	W/m <sup>2</sup> C	ASTM C 177	0,19
Flusso di contrazione dello stampo Modul shrinkage flow	%	ASTM D 1299	04-0,6
	%	ASTM D 1299	04-0,6
Direzione di flusso trasversale Cross flow direction	%	ASTM D 1299	0,6-0,8
	%	ASTM D 1299	0,6-0,8
<b>Fisiche Physical</b>			
Assorbimento dell'acqua Water absorption	%	ASTM D 570	0,06

### Resistenza chimica del PBT Chemical resistance of PBT

Mezzi chimici Chemical media	°C	% giorni immulsione % Immulsion days	% Forza di ritenzione % Strenght of ritention
<b>Acidi Acids</b>			
10% Cloridico 10% Hydrochloric	23	30	89
	23	90	85
	23	180	82
10% Solforico 10% Sulfuric	23	30	97
	23	90	94
	23	180	90
36% Solforico (batteria) 36% Sulfuric (battery)	23	30	89
	23	30	97
	23	180	96
	66	30	84
10% Acetico 10% Acetic	23	30	89
	23	180	88
<b>Basi Bases</b>			
5% Idrossido di potassio 5% Potassium Hydroxide	23	30	83
	23	90	10
10% Idrossido di sodio 10% Sodium Hydroxide	23	30	2
	23	180	-
10% Idrossido di Ammonio 10% Ammonium Hydroxide	23	30	90
	23	90	87
	23	180	58
<b>Solventi organici Organic Solvents</b>			
Alcol etilico Ethyl Alcohol	23	30	99
	23	180	94
Alcol metilico Methyl Alcohol	23	30	91
	23	180	76
Alcol isopropilico Isopropyl-Alcohol	23	30	100
	23	180	100
Alcol isopropilico e acqua (50:50) Isopropyl-Alcohol & Water (50:50)	23	30	93
	23	180	96
Acquaragia Turpentine	23	180	92
	23	30	66
Acetone Acetonz	23	180	63
	23	30	90

**SERIE 50000**



**STM- (SERIE 50000)**  
**Para Bombas del GR I**

**NOTA.-Para solicitar cualquier pieza de repuesto de la caja indicar el N° indicativo de la misma**