

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
**UNIVERSIDAD
CATÓLICA**
DEL PERÚ

DISEÑO DE UNA TURBINA PROPELLER UTILIZANDO PLÁSTICOS RECICLADOS REFORZADOS CON MADERA RECUPERADA

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico,
que presenta el bachiller:

CARLOS ENRIQUE PORTOCARRERO AGUILAR

**ASESOR: Dr. Ing. Julio Arnaldo Acosta Sullcahuamán
Mcs. Miguel Hadzich Marín**

Lima, Febrero del 2012

RESUMEN

El tema del calentamiento global es un gran debate entre políticos, científicos, la industria y la sociedad en general. Se discute desde su existencia hasta su severidad, sus potenciales causas, así como sus efectos en los sistemas globales tales como el clima, la ecología y particularmente en la vida de las personas. En este contexto, es indiscutible que las emisiones de dióxido de carbono y otras que intensifican el efecto invernadero han aumentado dramáticamente, a la par de nuestro consumo energético. Para revertir esta situación, por un lado, es impostergable el desarrollo de tecnologías que permitan aprovechar fuentes de energía renovable como la fluvial o la marítima que, por cierto, son abundantes en el Perú y, por otro, la utilización de materiales reciclados se hace cada vez más exigente para contribuir con el cuidado del medio ambiente. Una aplicación que sintetiza ambas soluciones, es la fabricación de rodets de turbinas con materiales reciclados de bajo peso para garantizar el aprovechamiento eficiente de la energía de los ríos y mares.

El objetivo de este trabajo es el diseño de una turbina de corriente libre tipo *propeller* utilizando plásticos reciclados reforzados con madera recuperada.

El diseño de la turbina *propeller* realizado en el presente trabajo comprende las siguientes etapas: En primer lugar, se identificaron los parámetros necesarios para el diseño. Luego de un análisis energético, se procedió a realizar el dimensionamiento inicial del rotor de la turbina y mediante un análisis mecánico se determina el diseño final de la geometría y los materiales de los álabes. A continuación se diseñan los demás componentes y accesorios de la turbina. Por último, se realizan los planos y costos de fabricación.

Se ha diseñado una turbina tipo *propeller* de eje inclinado a 30° con el plano horizontal, 2m de diámetro y tres álabes con perfil NACA 4412 en su sección transversal; capaz de desarrollar una potencia máxima en el eje de 1,1 kW.

Para el diseño de los álabes se ha considerado que éstos serán fabricados en dos etapas: inicialmente el núcleo de los álabes se obtendrá por moldeo de un material compuesto de matriz de polipropileno reciclado reforzado con partículas de madera capirona recuperada y, finalmente, recubiertas con dos capas de material compuesto de fibra de vidrio y resina poliéster; reduciendo considerablemente los costos y tiempos de fabricación en comparación a los álabes fabricados en su totalidad con este último material compuesto.

**TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

TÍTULO : **DISEÑO DE UNA TURBINA PROPELLER UTILIZANDO PLÁSTICOS RECICLADOS REFORZADOS CON MADERA RECUPERADA**

ÁREA : Diseño/Materiales

PROPUESTO POR : Dr. Ing. Julio Arnaldo Acosta Sullcahuamán

ASESORES : Dr. Ing. Julio Arnaldo Acosta Sullcahuamán
Mcs. Miguel Hadzich Marín

TESISTA : Carlos Enrique Portocarrero Aguilar

CÓDIGO : 20059027

FECHA : 22 de septiembre del 2011

DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

El tema del calentamiento global es un gran debate entre políticos, científicos, la industria y la sociedad en general. Se discute desde su existencia hasta su severidad, sus potenciales causas, así como sus efectos en los sistemas globales tales como el clima, la ecología y particularmente en la vida de las personas. En este contexto, es indiscutible que las emisiones de dióxido de carbono y otras que intensifican el efecto invernadero han aumentado dramáticamente, a la par de nuestro consumo energético. Para revertir esta situación, por un lado, es impostergable el desarrollo de tecnologías que permitan aprovechar fuentes de energía renovable como la fluvial o la marítima que, por cierto, son abundantes en el Perú y, por otro, la utilización de materiales reciclados se hace cada vez más exigente para contribuir con el cuidado del medio ambiente. Una aplicación que sintetiza ambas soluciones, es la fabricación de rodetes de turbinas con materiales reciclados de bajo peso para garantizar el aprovechamiento eficiente de la energía de los ríos y mares.

El objetivo de este trabajo es el diseño de una turbina de corriente libre tipo propeller utilizando plásticos reciclados reforzados con madera recuperada.

**TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO****DISEÑO DE UNA TURBINA PROPELLER UTILIZANDO
PLÁSTICOS RECICLADOS REFORZADOS
CON MADERA RECUPERADA**

Introducción

1. Parámetros de diseño
2. Diseño de la turbina propeller
3. Planos y costos de fabricación

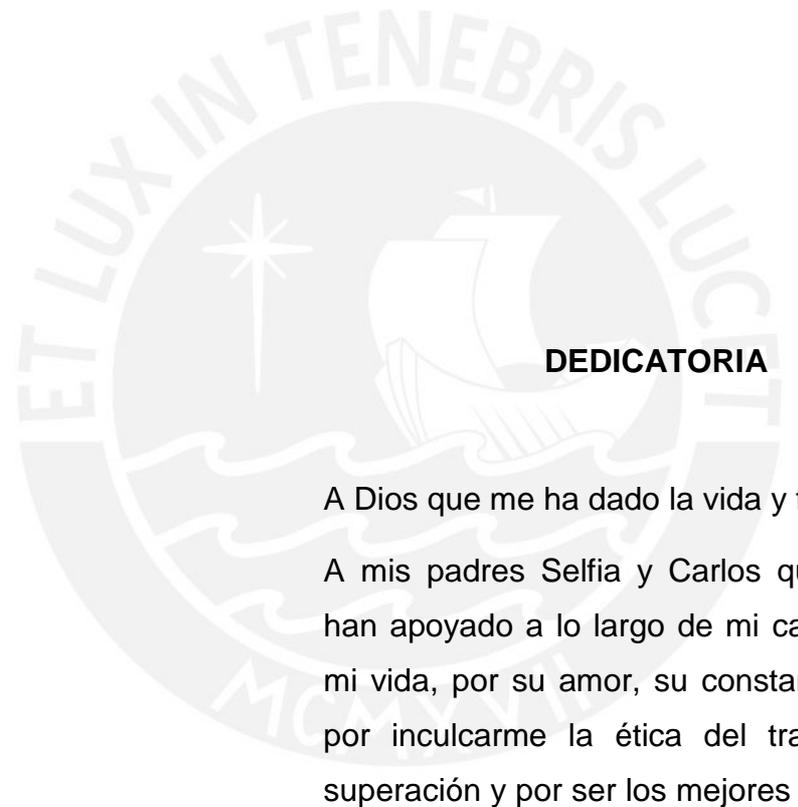
Conclusiones

Bibliografía

Anexos

Dr. Ing. Julio Acosta Sulcahuamán
Asesor

Msc. Miguel Hadzich Marín
Asesor



DEDICATORIA

A Dios que me ha dado la vida y fortaleza.

A mis padres Selfia y Carlos quienes me han apoyado a lo largo de mi carrera y de mi vida, por su amor, su constante apoyo, por inculcarme la ética del trabajo y la superación y por ser los mejores padres del mundo.

Ustedes hicieron posible lo que soy ahora.

A mis hermanas Carla y Claudia.

A mis abuelitos Amador, Julio y a mis abuelitas Selfia y Otilia.

A toda mi familia por su amor y apoyo incondicional.



AGRADECIMIENTO

Al Doctor Ingeniero Julio Acosta Sullcahuamán y al Magister Miguel Hadzich Marín por su paciencia, minuciosidad y apoyo en la realización de este trabajo, muchas gracias...

A todos los que de una u otra manera hicieron posible la realización de este trabajo, gracias...

ÍNDICE

	Pág.
RESUMEN.....	i
APROBACIÓN DE TEMARIO DE TESIS.....	ii
DEDICATORIA.....	iv
AGRADECIMIENTOS.....	v
INDICE DE TABLAS.....	viii
LISTA DE SÍMBOLOS.....	x
INTRODUCCIÓN.....	1
1. PARÁMETROS DE DISEÑO.....	3
1.1 TURBINA DE CORRIENTE LIBRE.....	6
1.1.1 Características de las turbinas de corriente libre.....	6
1.1.2 Tipos de turbina de corriente libre.....	7
1.1.3 Selección del tipo de turbina de corriente libre.....	11
1.2 PRINCIPIOS AERODINÁMICOS.....	13
1.2.1 Consideraciones para la selección del perfil.....	13
1.2.2 Métodos para el diseño del álabe.....	15
1.2.3 Teoría del elemento de pala.....	16
1.2.4 Cantidad de palas o álabes.....	20
1.3 ANÁLISIS ENERGÉTICO DE UNA TURBINA DE CORRIENTE - LIBRE.....	21
1.3.1 Potencia suministrada.....	21
1.3.2 Factores que afectan la Potencia suministrada.....	22
a) Área de barrido.....	22
b) Velocidad del río.....	22
c) Coeficiente de potencia.....	23
d) Eficiencia del generador.....	24
e) Eficiencia de la transmisión.....	24
1.4 ROTOR DE UNA TURBINA DE CORRIENTE LIBRE.....	24
1.4.1 Dimensionamiento del álabe de la turbina <i>propeller</i>	25
1.4.2 Linealización del álabe.....	26
1.4.3 Determinación del factor de potencia del rotor.....	27

1.5	MATERIALES COMPUESTOS	29
1.5.1	Definición y clasificación	29
1.5.2	Plásticos reciclados reforzados con madera recuperada	30
2.	DISEÑO DE LA TURBINA PROPELLER	40
2.1	DIMENSIONAMIENTO	40
2.1.1	Selección del número de álabes	40
2.1.2	Selección del perfil aerodinámico	41
2.1.3	Diámetro del álabe y velocidad de giro del rotor	42
2.1.4	Sección del álabe	44
2.1.5	Factor de potencia del rotor	48
2.2	DISEÑO MECÁNICO	49
2.2.1	Diseño mecánico de los álabes del rotor	49
2.2.2	Diseño mecánico del eje de transmisión	60
3.	PLANOS Y COSTOS DE FABRICACIÓN	92
3.1	PLANOS DE FABRICACIÓN	92
3.2	COSTOS DE FABRICACIÓN	93
3.2.1	Proceso de fabricación de los álabes de la turbina <i>propeller</i>	93
3.2.2	Costos de fabricación	97
	CONCLUSIONES	100
	RECOMENDACIONES	101
	BIBLIOGRAFÍA	102

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág
Tabla 1.1: Consumo promedio por familia según el ITDG	4
Tabla 1.2: Características técnicas de las baterías de ciclo profundo	4
Tabla 1.3: Velocidad promedio de los ríos de la Amazonía del Perú	5
Tabla 1.4: Tabla comparativa entre los distintos tipos de rotores de corriente libre	11
Tabla 1.5: Número de álabes vs la celeridad de diseño	21
Tabla 1.6.a: Propiedades del HDPE	31
Tabla 1.6.b: Propiedades del PP	31
Tabla 1.6.c: Propiedades físicas generales de la madera capirona	32
Tabla 1.7: Propiedades de los elementos que conforman el material compuesto	32
Tabla 1.8: Numeración de mallas empleadas para el tamizado de partículas	33
Tabla 1.9: Etapas de enfriamiento del molde	37
Tabla 2.1: Diámetro del rotor en función de la velocidad del río	43
Tabla 2.2: R.P.M desarrolladas por el rotor	44
Tabla 2.3: Cuerda óptima para cada sección del álabe	45
Tabla 2.4: Ángulo β y cuerda lineal	47
Tabla 2.5: Factor de potencia para la velocidad crítica del río de 1,5 m/s	49
Tabla 2.6: Resultados de los factores de ralentización "a" y "b"	50
Tabla 2.7: Resultado de la velocidad resultante "c" del fluido	51
Tabla 2.8: Fuerza de empuje resultante ΔS para cada sección del álabe	51
Tabla 2.9: Valor del coeficiente de arrastre inducido	52
Tabla 2.10: Potencia desarrollada en el rotor de la turbina <i>propeller</i>	53
Tabla 2.11: Potencia del rotor diseñado a diferentes velocidades del río	54
Tabla 2.12: Potencia de la masa de agua sobre un disco de 2m de diámetro	54
Tabla 2.13: Potencia de un rotor ideal a diferentes velocidades del río	54
Tabla 2.14.a: Propiedades de la muestra 60% PP - 40% de madera capirona	56
Tabla 2.14.b: Propiedades del compuesto de fibra de vidrio	57
Tabla 2.15.a: Propiedades mecánicas del material del eje derecho	71
Tabla 2.15.b: Valores de flexión y torsión en la sección	71
Tabla 2.15.c: Valores de flexión y torsión en la sección más crítica	72
Tabla 2.16: Datos necesarios para el cálculo de la chaveta	81
Tabla 2.17: Geometría del cubo de acero según DIN 6885	84
Tabla 2.18: Datos para la selección del rodamiento	86
Tabla 2.19: Datos necesarios para el cálculo de la unión soldada	89
Tabla 2.20: Datos necesarios para el cálculo de la unión soldada	91

Tabla 3.1: Listado de planos de la turbina	92
Tabla 3.2: Resumen de gastos totales	97
Tabla 3.3: Costo de materiales de la turbina	98
Tabla 3.4: Costo de manufactura totales	99



LISTA DE SÍMBOLOS

C	: Cuerda del perfil aerodinámico [m].
ΔA	: Fuerza de sustentación [N].
ΔW	: Fuerza de arrastre [N].
ΔS	: Fuerza de empuje [N].
Δf	: Superficie de la sección de pala [m^2].
ΔL	: Diferencial de sección [m].
f	: Superficie total del álabe [m^2].
θ	: Ángulo de inclinación de la turbina [$^\circ$].
α	: Ángulo de incidencia o de ataque [$^\circ$].
β	: Ángulo de instalación de los álabes [$^\circ$].
β^*	: Angulo de instalación óptimo [$^\circ$].
ϕ	: Ángulo de inclinación resultante [$^\circ$].
C_L	: Coeficiente de sustentación [-].
C_D	: Coeficiente de arrastre [-].
K	: Fineza aerodinámica [-].
v	: Velocidad de la corriente del río [m/s].
v'	: Velocidad frontal de la corriente del río [m/s].
u'	: Velocidad tangencial [m/s].
a	: Factor de ralentización axial [-].
b	: Factor tangencial [-].
c	: Velocidad resultante del fluido [m/s].
ρ	: Densidad del fluido [kg/m^3].
B	: Número de álabes [-].
S_w	: Fuerza de empuje sobre todo el rotor [N].
r	: Radio del álabe [m].
R	: Radio del álabe [m].
Δr	: Longitud de una sección del álabe [m].
ω N	: Velocidad angular del rotor [rpm ó rad/s].
λ_0	: Coeficiente de celeridad del diseño [-].
λ	: Coeficiente de celeridad local [-].
P	: Potencia de diseño [W].
A	: Área de barrido del rotor de la turbina [m^2].
C_p	: Coeficiente de potencia [-].
n_G	: Eficiencia del generador

n_t	: Eficiencia de la transmisión
\tilde{O}	: Factor de contorno de los álabes [-].
Λ	: Factor de alargamiento del álabe [-].
l	: Longitud del álabe [m^2].
n_F	: Rendimiento de cada elemento del álabe.
n_B	: Factor que incluye el número finito de álabes.
$T_{quemado}$: Temperatura de carbonización de la madera capirona.
V_{Tm}	: Volumen ocupado por la pieza de espesor “esp” en el molde [cm^3].
l_m	: Longitud [cm].
h_m	: Ancho [cm].
esp	: Espesor promedio del álabe [cm].
W_{mc}	: Peso de la madera utilizada en el material Compuesto [g].
$\%v_{mc}$: Fracción en volumen de madera en el material compuesto [-].
ρ_{mc}	: Densidad de la madera [g/cm^3].
$W_{HDPE/PP}$: Peso de granza de HDPE/PP en el material compuesto [g].
$\%v_{HDPE/PP}$: Fracción en volumen de granza de HDPE/PP en el material compuesto [-].
$\rho_{HDPE/PP}$: Densidad de granza de HDPE/PP [g/cm^3].
W_t	: Peso total de la mezcla de material compuesto [g].
R_t	: Resistencia a la tracción [MPa].
E_t	: Módulo elástico [MPa].
R_b	: Resistencia a la flexión [MPa].
$E_{X/Y}$: Módulo de rigidez en direcciones principales [MPa].
G_{XY}	: Módulo de rigidez a cortadura [MPa].
$R_{t_{X/Y}}$: Resistencia a la tracción en direcciones principales. [MPa].
$R_{t'_{X/Y}}$: Resistencia a la compresión en direcciones principales. [MPa].

ν_{xy}	: Coeficiente de Poisson.
d_e	: Diámetro exterior del tubo [mm].
d_i	: Diámetro interior del tubo [mm].
e	: Espesor del tubo [mm].
d	: Diámetro del eje sólido [mm].
b	: Ancho de la chaveta [mm].
h	: Altura de la chaveta [mm].



INTRODUCCIÓN

El tema del calentamiento global es un gran debate entre políticos, científicos y la industria. Se discute desde su existencia hasta su severidad, sus potenciales causas, así como sus efectos en los sistemas globales tales como el clima, la ecología y las sociedades. Lo que no se puede discutir es que las emisiones de dióxido de carbono y otras emisiones que intensifican el efecto invernadero han aumentado dramáticamente, a la par de nuestro consumo energético. La mayoría de gobiernos alrededor del mundo reconocen este problema y se están tomando medidas para hallar soluciones que puedan mitigar estos efectos. No obstante, la energía eléctrica producida a partir de recursos renovables todavía representa tan sólo un 2% del total de suministro eléctrico a nivel mundial. Para revertir esta situación, es necesario intensificar el desarrollo de tecnologías que permitan aprovechar fuentes de energía renovable como la fluvial o la marítima que, por cierto, son abundantes en el Perú.

Una ventaja contundente de la energía obtenida a partir de medios fluviales o marítimos sobre las otras fuentes de energía renovable tiene que ver con la naturaleza misma del agua: es un elemento universal y posee una densidad que es unas 832 veces mayor a la del aire, por lo que puede transportar mucho más energía por metro cúbico. Además, tanto el flujo de los ríos como el de las corrientes marítimas es mucho más regular y predecible que el flujo del aire siendo, en consecuencia, fuentes de energía mucho más confiables.

Para la fabricación de rodets de turbinas o propulsores hidráulicos es conveniente, además, el uso de materiales compuestos que tienen la ventaja de un bajo peso, que garantiza que el aprovechamiento de la energía de los ríos y mares sea bastante más eficiente.

En las zonas alejadas de nuestro país es muy difícil y costoso implementar líneas de corriente eléctrica. Muchas veces estas zonas nunca llegan a tener necesidades básicas como luz eléctrica.

El presente trabajo tiene la finalidad principal de proponer una tecnología que nos permita cubrir las necesidades básicas del sector rural. Es muy importante tener un conocimiento sobre la demanda energética de estos sectores. Para el caso particular de pequeños conjuntos de viviendas aisladas con bajo nivel de desarrollo socioeconómico los requerimientos se sitúan entre 30 Watt por habitante, hasta 100 Watt/habitante.

Es más racional utilizar indicadores por residencia (familia), ya que las necesidades energéticas a nivel doméstico están más vinculadas al número de viviendas

El rotor diseñado nos permitirá transformar la energía cinética de las corrientes libres en energía mecánica para posteriormente acoplarlo a un generador y obtener energía eléctrica. La energía eléctrica generada será almacenada en baterías de ciclo profundo de 100 Ah y 12 V de tensión para una posterior utilización

Con este tipo de tecnología las familias podrán cubrir sus necesidades básicas en lo referido a energía eléctrica; podrán tener iluminación durante la noche, podrán utilizar radios, pequeños televisores etc.

El objetivo del presente trabajo es el diseño de una turbina de corriente libre tipo *propeller* utilizando plásticos reciclados reforzados con partículas de madera recuperada.

El trabajo estará estructurado de la siguiente forma: En el primer capítulo se determinarán los parámetros de diseño necesarios para el diseño de la turbina tipo *propeller*. Aquí se verá las características de las turbinas de corriente libre, los principios aerodinámicos necesarios para que luego de un análisis energético se proceda al dimensionamiento del rotor de la turbina tipo *propeller*. El segundo capítulo expondrá el diseño mecánico tanto de los álabes como del eje de transmisión adicionalmente se analizará la posibilidad de recubrir, con fibra de vidrio y resina de poliéster, los álabes de material compuesto de matriz polimérica reforzado con partículas de madera recuperada y en el tercer capítulo se listarán los planos de fabricación rescatados y se detallarán los costos de fabricación implicados.

CAPÍTULO 1

PARÁMETROS DE DISEÑO

La idea de hacer uso de la fuerza de la corriente de los ríos no es nueva, existen una variedad de diseños de turbinas para aprovechar este recurso a pequeña y gran escala, sin embargo, se conoce poco sobre las experiencias de aplicación, más allá de algunos modelos artesanales de aplicación muy restringida.

Para nuestro diseño de ingeniería, primero necesitamos tener ciertas consideraciones, y así poder establecer los parámetros necesarios para el diseño.

Demanda energética

En las zonas alejadas de nuestro país es muy difícil y costoso implementar líneas de corriente eléctrica. Muchas veces estas zonas nunca llegan a tener necesidades básicas como luz eléctrica.

El presente trabajo tiene la finalidad principal de proponer una tecnología que nos permita cubrir las necesidades básicas del sector rural. Es muy importante tener un conocimiento sobre la demanda energética de estos sectores. Para el caso particular de pequeños conjuntos de viviendas aisladas con bajo nivel de desarrollo socioeconómico los requerimientos se sitúan entre 30 Watt por habitante, hasta 100 Watt/habitante.

Es más racional utilizar indicadores por residencia (familia), ya que las necesidades energéticas a nivel doméstico están más vinculadas al número de viviendas

Un valor razonable analizado por el ITDG sería del orden de los 250 Watt/vivienda, pudiendo considerar valores mayores del orden de los 500W/vivienda. En la tabla 1.1 se puede apreciar el consumo promedio por familia.

Tabla 1.1 Consumo promedio por familia según el ITDG

Consumo x familia	Tiempo de consumo	Consumo diario x familia	Consumo mensual x familia
250W	4-5 h/día	1-1,25kWh	37,5kWh

Potencia desarrollada por la turbina

Para poder cubrir la demanda se tendrá que diseñar una turbina que desarrolle la potencia necesaria propuesta en la tabla 1.1. La potencia generada por la turbina depende principalmente de la velocidad del río a la cual va a operar. La turbina de río operará las 24 horas al día.

La cantidad de baterías que puede cargar la turbina de río, depende de la potencia que esta genere, por lo tanto de la velocidad del río.

Se dispondrá de baterías de ciclo profundo de 100 Ah, con una tensión de 12V, con el fin de poder almacenar la energía eléctrica (ver tabla 1.2).

Tabla 1.2 Características técnicas de las baterías de ciclo profundo [Arequipa, 2011]

Capacidad de la batería	Tensión	Energía almacenada
100 Ah	12 V	1,2 kW.h

Cada familia tendrá a su disposición dos baterías que poseen una vida útil de aproximadamente 5 años. Con este tipo de tecnología las familias podrán cubrir sus necesidades básicas en lo referido a energía eléctrica; podrán tener iluminación durante la noche, podrán utilizar radios, pequeños televisores etc.

En el sector educación, podrán iluminar sus aulas, podrán hacer uso de televisores y VHS permitiendo la oportunidad de utilizar dichos equipos para la enseñanza y aprendizaje.

Mínima velocidad de corriente útil

Por lo general en el territorio peruano el promedio de velocidad de los ríos oscila entre 0,7 m/s y 1,4 m/s, siendo la de los canales un poco mayor a éstas.

Cabe mencionar que la velocidad mínima necesaria del río para la generación de energía eléctrica es de 0,5 m/s, si tenemos valores menores la batería no podrá iniciar la carga.

Y el límite máximo es de 1,5 m/s, estos valores de mínimo y máximo son recomendaciones del ITDG para turbinas de corriente libre.

En la tabla 1.3 se tiene las velocidades promedio de los ríos más importantes de nuestro país.

Tabla 1.3 Velocidad promedio de los ríos de la Amazonía del Perú [Maldonado, 2005]

Río	Velocidad (m/s)	
	En Vaciante	En Creciente
Amazonas	0,77 a 1,3	1,54 a 2,06
Napo	0,77 a 1,3	2,06 a 2,83
Aguarico	1,29	
Putumayo	1,03 a 1,54	
Nanay	1,03	
Yavari	0,77 a 1,8	
Marañón	3,1	4,1
Santiago	0,77	1,03
Morona	0,77	1,54
Pastaza	0,77	2,57
Tigre	1,13	2,1
Corrientes	1,03	2,1
Huallaga	1,13	2,57
Ucayali	1,03	2,1 y 4,12
Urubamba	2,1 a 5,66	
Tambo	1,03	
Perene	4,12 a 6,17	
Ene	1,54 a 2,57	
Pachitea	1,03	2,1
Pichis	1,03	2,1

La ubicación de la zona de operación es muy importante, si es que uno desea llevar esta tecnología a otros sectores del país. Hay que tener en cuenta todas estas consideraciones con el fin de tener una máxima eficiencia.

Es muy importante también tener en cuenta la profundidad del río, para que el rotor pueda trabajar sin ningún obstáculo, en el capítulo 1.1.2 se colocan los valores mínimos de profundidad necesarios.

Cabe resaltar que para valores de velocidad mayores a la velocidad de diseño, se recurrirá al uso de un regulador de carga electrónico, el cual regula el estado de carga entre límites preestablecidos.

Con esto evitaremos sobre cargas afectando la vida útil de nuestras baterías.

1.1 TURBINA DE CORRIENTE LIBRE

La definición de corriente libre se puede tornar compleja, para efectos de simplificación se define como corriente libre a un flujo en la dirección horizontal de agua, sin desniveles en el tramo evaluado, cuyo desplazamiento es gracias al impulso conferido por la velocidad de corriente presente en él.

1.1.1 Características de las turbinas de corriente libre

Las turbinas de corriente libre aprovechan la energía cinética de un río o canal, sin la necesidad de obras civiles como represas o tuberías forzadas (tubería bajo presión), necesarias para el funcionamiento de las turbinas convencionales (ver figura 1.1).

Como se puede apreciar en la figura 1.1, las turbinas de corriente libre son generalmente montadas en una plataforma (barcaza o pontón) flotante anclado a la rivera del mismo.

El rotor puede estar sumergido en forma parcial o total, depende de la dirección con la que el fluido golpea sus palas, esto depende del tipo de turbina y la aplicación.



Figura 1.1 Turbina de río (*aquacharger*) en prueba en río caudaloso (Colombia) [Aprotec]

Existen dos aplicaciones más utilizadas en el medio.

- Como sistema de bombeo
- Como sistema de generación eléctrica (utilización de baterías para almacenar la energía).

En ambas se necesitará un mecanismo de transmisión, generalmente biela-manivela, fajas o engranajes, con el fin de multiplicar el número de revoluciones del eje hasta obtener aquel requerido para el correcto funcionamiento ya sea de la bomba o del generador.

Estos temas antes descritos no se tocarán a lo largo de la tesis, pero es de mucha importancia saber cuáles son los componentes de este tipo de turbinas.

El componente más importante es el rotor de la turbina debido a que cumple la función de convertir el máximo posible de energía cinética del agua que pasa a través de ella en energía útil al eje.

1.1.2 Tipos de turbinas de corriente libre

Los rotores utilizados para turbinas de corriente libre son similares a los rotores utilizados en aerogeneradores.

De acuerdo al principio de funcionamiento, los rotores pueden clasificarse en:

- 1 Rotores cuyas superficies efectivas (álabes) se mueven siguiendo la dirección de la corriente, aprovechando la fuerza de arrastre causada por el empuje del agua (es el caso de las del tipo de rueda hidráulica golpeada por abajo), (ver figura 1.2). [Acosta, 1996]

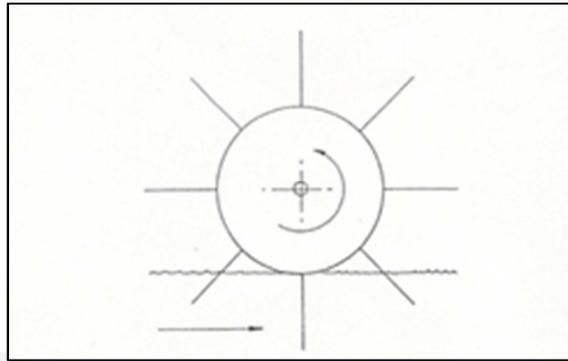


Figura 1.2 Rueda hidráulica golpeada por abajo

- 2 Rotores cuyas superficies efectivas se mueven formando un ángulo con la dirección del agua, aprovechando la fuerza de sustentación. Es el caso de los rotores Darrieus y *Propeller*. A diferencia de la rueda sus álbes poseen una sección compuesta por un perfil aerodinámico. [Acosta, 1996]

a) Rotor Darrieus de eje vertical

Mínimo de palas= 4

Profundidad requerida=2,1m

R.P.M a velocidad de $1\text{ m/s}^* = 13,5\text{ r.p.m}$

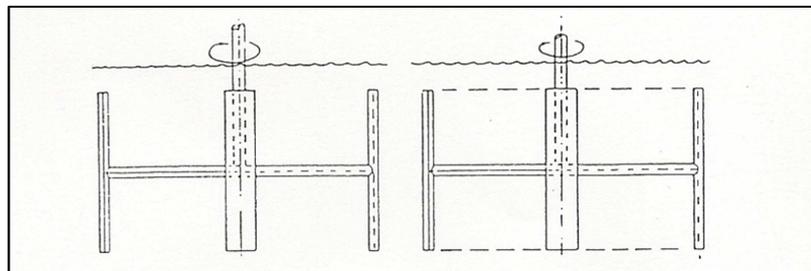


Figura 1.3 Rotor Darrieus de eje vertical

*Considerando una velocidad promedio de 1 m/s , solo es referencial

b) Rotor Darrieus de eje horizontal

Mínimo de palas=4

Profundidad requerida=2,1m

R.P.M a velocidad de 1m/s=32 r.p.m

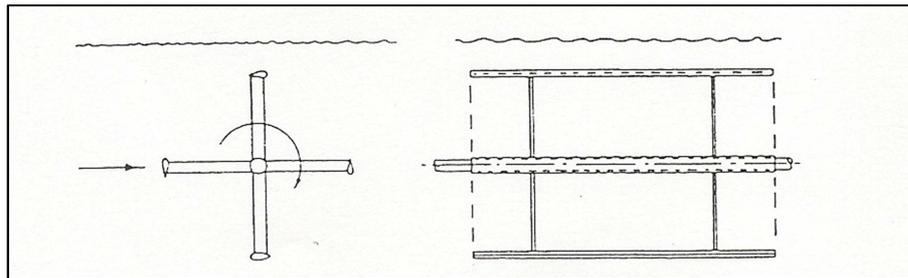


Figura 1.4 Rotor Darrieus de eje vertical

c) Rotor *propeller* de eje inclinado

Mínimo de palas=3

Profundidad requerida=1,75m

R.P.M a velocidad de 1m/s=48 r.p.m

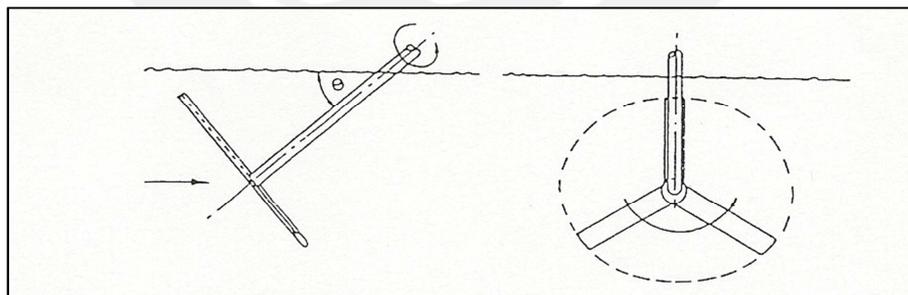


Figura 1.5 Rotor *propeller* de eje inclinado

d) Rotor *propeller* de eje horizontal

Mínimo de palas=3

Profundidad requerida=3m

R.P.M a velocidad de $1\text{m/s}=48\text{ r.p.m}$

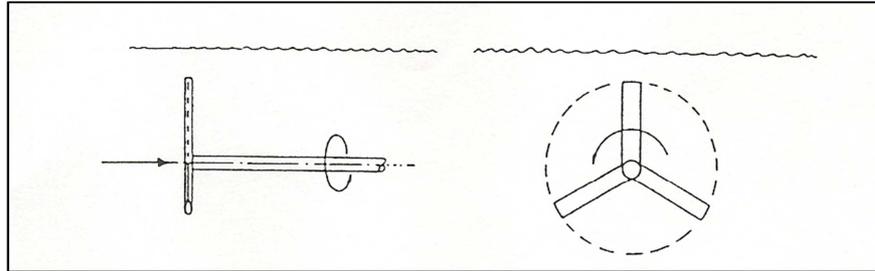


Figura 1.6. Rotor *propeller* de eje horizontal

e) Rotor *propeller* arrastrado

Mínimo de palas=3

Profundidad requerida=2,4m

R.P.M a velocidad de $1\text{m/s}=25,5\text{ r.p.m}$

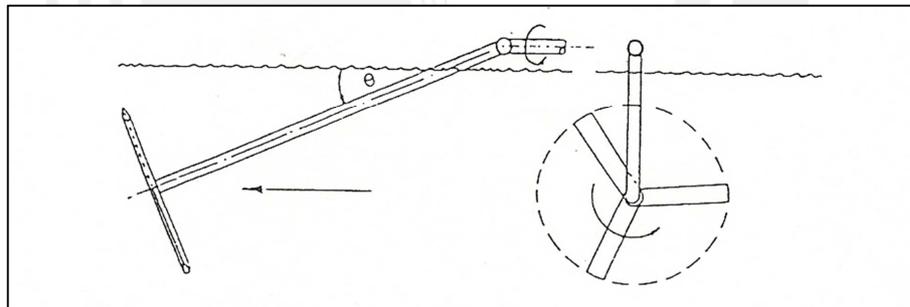


Figura 1.7 Rotor *propeller* arrastrado

f) Rotor *propeller* sumergido a la mitad

Mínimo de palas=4

Profundidad requerida=2,1m

R.P.M a velocidad de $1\text{m/s}=15\text{ r.p.m}$

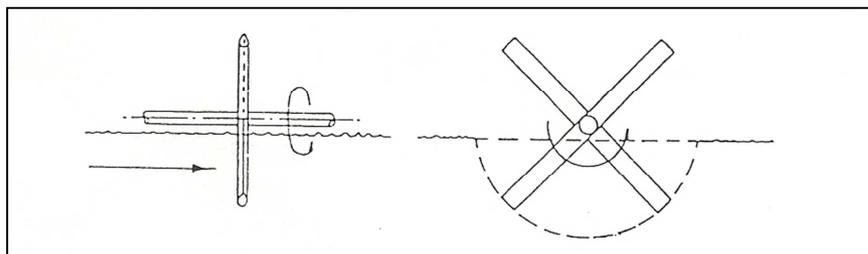


Figura 1.8 Rotor *propeller* sumergido a la mitad

1.1.3. Selección del tipo de turbina de corriente libre

Para determinar qué tipo de rotor es el más conveniente, en la tabla 1.4 se pueden apreciar los distintos tipos de rotores.

Por comparación se puede asumir que todos los tipos de rotores mostrados poseen el mismo factor de potencia, para así concluir que el rotor tipo *propeller* de eje inclinado es el más adecuado para máquinas por debajo de 1kW de potencia.

Tabla 1.4 Tabla comparativa entre los distintos tipos de rotores de corriente libre [Acosta, 1996]

TIPO DE ROTOR	A	B	C	D	E	F	G	H	COMENTARIOS
Rueda hidráulica flotante	1	1	9	9	8	10	5	10	De fácil construcción adecuado al medio rural. Gran cantidad de material por kW.
Darrieus de eje vertical	5	5	2	8	10	6	6	5	Adecuado para máquinas grandes de más de 1 kW de potencia en el eje.
Darrieus de eje horizontal	4	10	3	8	0	0	8	3	Problemas en los rodamientos y en la salida de la potencia. Desarrollo detenido.
<i>Propeller</i> de eje inclinado arrastrado	7	7	6	6	9	6	6	7	Apropiado para máquinas de menos de 1,5kW. Regularmente adecuada al medio rural.
<i>Propeller</i> de eje horizontal	7	9	6	4	0	0	8	5	Problemas no resueltos, similares al rotor Darrieus de eje horizontal.
<i>Propeller</i> sumergido a la mitad	8	6	6	8	8	6	1	6	Bajo coeficiente de potencia debido a las salpicaduras del agua.

LEYENDA

- A: Costo de materiales, incluyendo estructura de apoyo.
- B: Velocidad de rotación.
- C: Facilidad de construcción
- D: Adaptable en ríos y canales poco profundos
- E: Posición del eje de potencia para facilitar la conducción del generador
- F: Posición de los rodamientos
- G: Capacidad de funcionar haciéndole frente a los escombros flotantes
- H: Compatible con el medio rural. Tecnología apropiada al mismo

Dentro de los dos tipos de Turbinas del tipo *propeller* desarrolladas por el ITDG tenemos:

- **Turbina Garman**

Desarrollada por Peter Garman, esta fue diseñada originalmente para el bombeo de agua y posteriormente con la ayuda de ITDG fue adaptada para la generación de electricidad en bajas potencias, para poder satisfacer las pequeñas demandas de energía en pequeñas comunidades ubicadas cerca de los ríos de la selva peruana.

Este tipo de turbinas pueden generar una potencia de salida en el eje por encima de los 2kW y viene a ser una opción para suplantar la bomba Diesel de 3HP (ver figura 1.9).



Figura 1.9 Turbina Garman utilizada para el bombeo de agua [Ramirez, 2002]

- **Turbina *Aquacharger* (Cargador de baterías)**

Tipo de turbina desarrollada por el ITDG para cargar baterías y suministrar energía eléctrica a viviendas pequeñas, iluminación a los pequeños colegios locales o para las postas médicas. Tienen las mismas características y principio de funcionamiento que las turbinas Garman solo que de menor longitud de pala y por ende menor potencia de salida.



Figura 1.10¹ Prueba de una turbina de río “aquacharger”

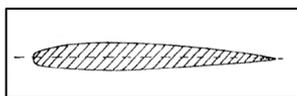
1.2. PRINCIPIOS AERODINÁMICOS

1.2.1. Consideraciones para la selección del perfil

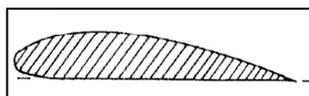
El elemento principal de una turbina de río tipo *propeller* es el rotor, que está formado por una o varios álabes (su teoría de cálculo elemental es análoga a la de las hélices de avión o de un aerogenerador).

En el rotor están situadas las palas, cuyo número varía dependiendo de la aplicación.

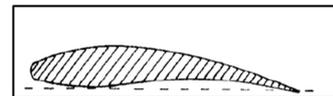
Una sección transversal de pala se llama perfil y estos tienen distintos nombres, según su geometría se denominan biconvexos (ver figura 1.11.a) si el intradós y el extradós son convexos, plano-convexos (ver figura 1.11.b), si tienen el extradós convexo y el intradós plano y cóncavo-convexo (ver figura 1.11.c), si el extradós convexo y el intradós cóncavo.



(a)



(b)



(c)

Figura 1.11 Tipos de perfiles aerodinámicos [Subauste]

¹ <<http://www.cmadfa.com/projects/projects/electricity.htm>>

Las exigencias para lograr coeficientes aerodinámicos óptimos, conduce a perfiles muy delgados. Sin embargo, también es necesario que tengan la capacidad de resistir los esfuerzos mecánicos, razón por la cual deberá realizarse un compromiso entre la aerodinámica y la resistencia de la estructura. La resistencia está íntimamente asociada con el diseño y con los materiales empleados en su fabricación.

Los tipos de perfiles más conocidos y utilizados son los perfiles NACA (National Advisory Committee for Aeronautics). Los catálogos con variados perfiles fueron designados con el nombre de NACA acompañado de un número relacionado con su geometría.

En la figura 1.12 podemos apreciar el esquema de un perfil aerodinámico con los componentes más significativos y de mayor utilización a lo largo del todo el documento.

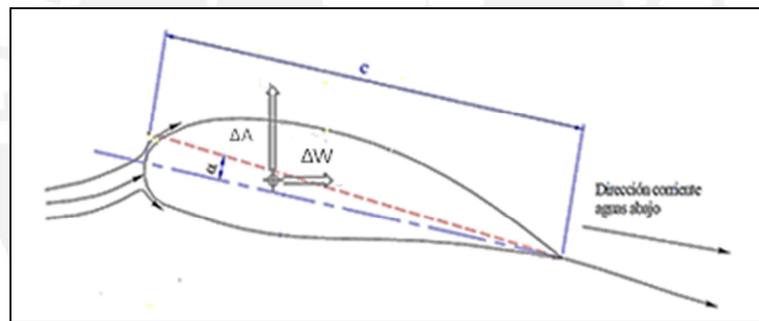


Figura 1.12 Esquema de un perfil aerodinámico [Di Prátula, 2009]

En donde:

C= cuerda

ΔA =Fuerza de sustentación

ΔW =Fuerza de arrastre

α =Ángulo de incidencia o ataque

El ángulo de incidencia o ataque " α " está directamente relacionado con el Coeficiente de Sustentación " C_L ." del perfil para valores de α ° según el tipo de perfil aerodinámico.

Para el diseño de turbinas *propeller* de corrientes libres lo que se busca es reducir al máximo la influencia del rozamiento del perfil a elegir, lo cual por recomendación se logra para valores de α entre 4° y 9° , según el perfil aerodinámico de modo que el valor de α será el mismo a lo largo de la pala y por consiguiente un buen Coeficiente de Sustentación. Cabe resaltar que esto muchas veces no se puede lograr ya que para el diseño se realizarán linealizaciones y variaciones en el tamaño de cuerda que modificarán las condiciones de desempeño.

Otro factor importante es el valor K (fineza aerodinámica), este es el cociente entre el coeficiente de sustentación y el de arrastre. La fineza de un álabe en un alto grado depende de la perfección aerodinámica del perfil, y también de la forma del ala en el plano y del alargamiento (Λ). Cuanto mayor sea la relación K , mayor será la eficiencia de los álabes.

Existen aspectos importantes a considerar al momento de la selección de un perfil aerodinámico. La sencillez de fabricación es de suma importancia.

1.2.2. Métodos para el diseño del álabe

Si los álabes de una turbina axial están muy distanciados entre ellos en relación al diámetro del rotor, se pierde el efecto "canal" que permite la suposición de tener un "número infinito de álabes", entonces las fuerzas intercambiadas entre el fluido y el rotor deben ser estudiadas desde la perspectiva de las teorías descritas a continuación [Dixon, 1998].

a) Método estela de vórtices

En este método, la pala puede representarse por línea de sustentación (teoría de sustentación de Prandtl) o de forma más compleja por superficies de sustentación.

Considera las palas representadas por una serie de vórtices (se originan en el rotor) que se mueven longitudinal y transversalmente para completar la estela en forma helicoidal. Asume o calcula la geometría de la estela, utilizando la ley de Biot-Savart para el cálculo de velocidades inducidas

b) Teoría del elemento de pala

Aquí se divide la pala o álabe en un número de elementos independientes desde la raíz hasta la punta de la pala.

Las fuerzas aerodinámicas se calculan utilizando coeficientes de sustentación y arrastre, C_L y C_D respectivamente.

Las ventajas de la teoría del elemento de pala son:

- Cálculo sencillo.
- Datos necesarios: Geometría básica y datos del perfil.
- Resultados muy cercanos.

Por lo tanto nos enfocaremos en este método para el análisis aerodinámico de nuestro rotor.

1.2.3. Teoría del elemento de pala

Con este modelo es posible calcular la carga constante y así también el empuje y la potencia en cada álabe de manera independiente.

Se divide la pala en N elementos como se puede ver en la figura 1.13, cada uno de los elementos experimentará un flujo ligeramente diferente debido a que poseen velocidades de rotación (ωr), longitud de cuerda (C) y un ángulo de giro diferentes, para luego calcular el caudal en cada uno de ellos.

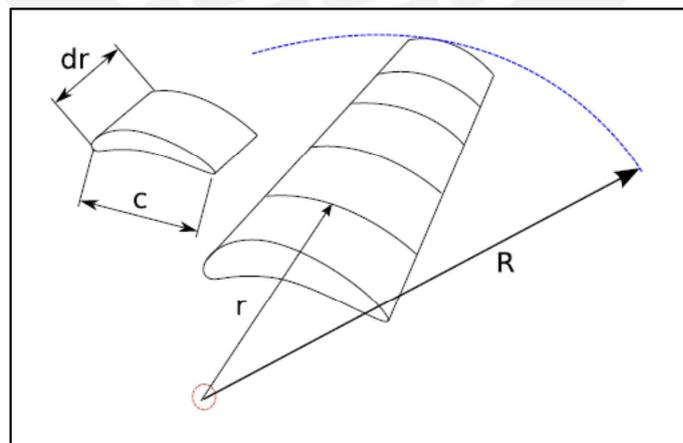


Figura 1.13 Modelo de la teoría del Elemento de Pala [Ingram, 2005]

Cabe resaltar que para determinar la fuerza resultante de los álabes la teoría del elemento de pala entra en combinación con las teorías del momento axial y momento

El ángulo de inclinación de la velocidad resultante respecto al plano de rotación " ϕ " se obtiene de la siguiente igualdad (3).

Y por ende el ángulo aparente de incidencia o ataque " α " es:

$$\alpha = \phi - \beta \quad (3)$$

La teoría del elemento de pala se basa en dos suposiciones; lo que sucede en uno de los elementos de pala no puede ser sentida por los demás (interacción aerodinámica) y las fuerzas en los elementos de pala están determinadas únicamente por el coeficiente de arrastre " C_D " y el coeficiente de sustentación " C_L ".

En la figura 1.14 se puede apreciar que para cada elemento de pala la fuerza de arrastre y la fuerza de sustentación es paralela y perpendicular a la dirección del fluido resultante respectivamente.

Por lo tanto la fuerza de empuje sobre el diferencial de pala en la dirección perpendicular al plano de rotación es:

$$\Delta S = \Delta A \cdot \cos(\phi) + \Delta W \cdot \text{seno}(\phi) \quad (4)$$

Esta fuerza ejerce una presión sobre las palas del rotor en dirección del fluido, en donde:

$$\Delta A = \frac{\rho}{2} \cdot C_L \cdot \Delta f \cdot c^2$$

$$\Delta W = \frac{\rho}{2} \cdot C_D \cdot \Delta f \cdot c^2$$

Δf = Representa la superficie de la sección del elemento de pala en m^2

ρ = Densidad del fluido en kg/m^3

c = Velocidad resultante del fluido en m/s

Para calcular la fuerza que actúa sobre toda la pala es:

$$S_F = \sum_i \Delta S_i \quad (5)$$

Sobre todo el rotor sería:

$$S_w = B \cdot S_F$$

El valor de B se refiere a la cantidad de palas o álabes que tiene el rotor a analizar.

Se define el torque generado por el rotor como:

Para determinar el torque desarrollado por el rotor .

$$Torque_r = \frac{1}{2} \cdot (\Delta A \cdot \text{seno}(\varnothing) - \Delta W \cdot \text{cos}(\varnothing)) \cdot \left(r - \left(\frac{\Delta r}{2} \right) \right) \quad (5.1)$$

$$Torque_{rotor} = \sum Torque_r \cdot B \quad (5.2)$$

Y la potencia desarrollada sería:

$$Potencia_{rotor} = Torque_{rotor} \cdot \omega \quad (5.3)$$

Donde ω está en rad/s.

En la figura 1.15 se puede apreciar los coeficientes de sustentación y arrastre en función del ángulo de incidencia, para un perfil NACA 0012.

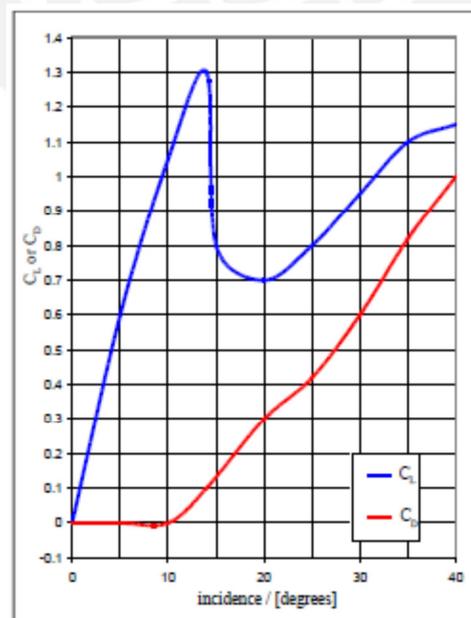


Figura 1.15 Curvas C_L y C_D vs ángulo de ataque " α " [Ingram, 2005]

Con las expresiones (4) y (5) tenemos la solución del comportamiento de un rotor cualquiera y estas serán suficientes para determinar sus características.

Como vemos ambas ecuaciones están en función de la densidad del fluido, a la cual se expondrán los álabes.

El rotor queda definido por en número de palas “ B ”, por el área de la sección “ Δf ”, por el ángulo “ β ” y por sus coeficientes de arrastre “ C_D ” y sustentación “ C_L ” de cada una de estas secciones se conocen como función del ángulo de incidencia “ α ”, en el diagrama polar (ver figura 1.15).

El funcionamiento del rotor está definido por la celeridad:

$$\lambda = \frac{u(r)}{v} \quad (6)$$

$$\text{Además } r = \frac{\lambda}{\lambda_0} R$$

λ = Coeficiente de celeridad local para el radio ‘ r ’ ($\lambda < \lambda_0$)

De modo que el ángulo ϕ se conoce para cada diferencial de pala sucesivo (ver figura 1.14).

$$\tan(\phi) = \frac{v}{u(r)} = \frac{R}{r} \frac{1}{\lambda_0} \quad (7)$$

Por lo tanto tenemos:

$$\lambda = \lambda_0 \frac{r}{R} \quad (8)$$

En capítulos posteriores se utilizaran estas ecuaciones.

1.2.4 Cantidad de palas o álabes

Para determinar el número de palas que se requiere hay que tener en cuenta razones no solo de tipo analítico sino también empírico que ayudarán a una mejor solución.

Las turbinas de río como se vio en el capítulo 1.1.1 pueden ser utilizadas para generar electricidad o para bombeo de agua.

En la práctica se usan valores de celeridad de 1 a 4 para sistemas de bombeo de agua y para generación de electricidad valores altos de celeridad de 5 a 8 o más (ver tabla 1.5). Como se menciona en el punto 1.2.3; la celeridad es la relación entre la velocidad de rotación de la punta del álabe y la velocidad del fluido, por lo tanto una mayor celeridad permite obtener mayores rpm del rotor.

Una buena opción sería utilizar un rotor de dos palas debido a que estas poseen una celeridad y una eficiencia ligeramente superior que los de tres palas. Pero su baja solidez y su inestabilidad comparado con el rotor de tres palas hacen a esta última la mejor elección para nuestro diseño.

Tabla 1.5 Número de álabes vs la celeridad [Samsonov, 2006]

B	6-20	4-12	3-6	2-4	2-3	1-2
λ_0	1	2	3	4	5-8	8-15

El rotor de tres álabes tiene la ventaja adicional de poseer una buena estabilidad y una baja velocidad de arranque debido a la mayor área efectiva.

1.3 ANALISIS ENERGÉTICO DE UNA TURBINA DE CORRIENTE LIBRE

1.3.1 Potencia suministrada

A nivel analítico, la evaluación del intercambio de energía entre el caudal de agua y la turbina *propeller* puede tornarse complejo. Considerar todos los factores involucrados puede ser engorroso y extenso, por lo que se suelen plantear relaciones sencillas.

$$P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3 \cdot C_p \cdot n_G \cdot n_t \quad (9)$$

La potencia suministrada por una turbina de corriente libre como por ejemplo un río, depende de la superficie barrida por la hélice y, por tanto, de la longitud y del número de palas.

En donde:

P = Potencia de diseño

d = Diámetro del rotor de la turbina

ρ = Densidad del agua de río

v = Velocidad del río

A = Area de barrido

C_p = Coeficiente de potencia (adimensional)

n_G = Eficiencia del generador

n_t = Eficiencia de la transmisión

1.3.2 Factores que afectan la potencia suministrada

Como podemos apreciar en la ecuación (9) existen factores muy importantes que afectarán la potencia del rotor. Son de suma importancia ya que con una buena elección de ellas obtendremos un mejor aprovechamiento de la energía y por ende mayor potencia en el eje de la turbina.

a) Area de barrido

El área de barrido está en función del tipo de rotor, de la orientación del eje (horizontal, vertical, inclinado) y si está total o parcialmente sumergido.

Como vimos en el acápite 1.1 Características de las turbinas de corriente libre.

b) Velocidad del río

Como vemos la velocidad del río es un factor muy importante que determina la potencia suministrada ya que si esta se eleva al doble, la potencia de salida del rotor será incrementada ocho veces más.

Es primordial determinar la velocidad promedio del río para nuestro diseño ya que si esta fuera errónea podríamos tener fallas mecánicas en nuestro rotor (sobre esfuerzos).

c) Coeficiente de potencia

El coeficiente de potencia expresa el porcentaje de energía que atraviesa el rotor de una turbina que es transformada en energía mecánica en el eje del rotor.

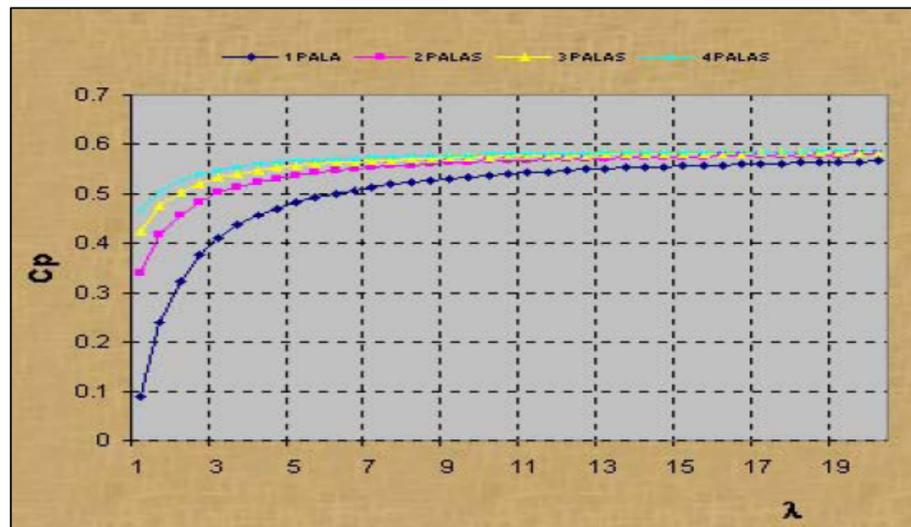


Figura 1.16 Factor de potencia vs celeridad para diferente número de pala [Ingram, 2005]

En la figura 1.16 las curvas tienden asintóticamente al valor de 0,592 (límite de Betz) para altos valores de λ_0 . Estas fueron calculadas con el teorema de Betz, en el cual se determina el porcentaje de energía que atraviesa a un rotor idealizado. El C_p en rotores de 3 álabes aproximadamente se encuentra entre los valores de 0,2 y 0,59 siendo $C_p = 0,33$ un valor promedio aceptable. (Este es un valor inicial aproximado, posteriormente se hallara el factor de potencia correspondiente a nuestro diseño).

Se puede apreciar que es imposible extraer toda la energía del agua fluente porque parte de la energía del agua que pasa por el rotor se aleja de este.

Por lo tanto para obtener la máxima potencia de salida en el eje deberíamos utilizar el tipo de rotor que tenga un área de barrido tan grande como sea posible y ubicarlo en zonas donde se presenten velocidades de río más grandes.

Obviamente que esto afectaría notablemente en nuestro diseño mecánico del rotor ya que se presentarían mayores cargas y esfuerzos.

Hay que buscar un equilibrio entre potencia y esfuerzos en los álabes del rotor.

d) Eficiencia del generador

El generador eléctrico es el encargado de producir la energía eléctrica, éste puede ser acoplado directamente o por medio de una transmisión al eje de la turbina.

Como la turbina es de bajas potencias será necesario la fabricación de un generador pequeño de imanes permanentes. Este punto no se tratará a lo largo de este documento.

Los generadores de imanes permanentes poseen eficiencias que están alrededor del 70%.

e) Eficiencia de la transmisión

La transmisión es el elemento encargado de transmitir la potencia mecánica del rotor al generador eléctrico elevando o reduciendo la velocidad de giro del rotor para ser acoplada a la velocidad necesaria en el generador eléctrico.

En nuestro caso la transmisión se encargará de elevar las pocas rpm del rotor para que el generador funcione correctamente y genere energía eléctrica.

Como elementos de transmisión se pueden utilizar fajas planas, fajas dentadas, engranajes, cadenas, etc.

Debido a que se trabajará con potencias bajas la utilización de fajas planas como elementos de transmisión serán adecuadas por su menor costo en comparación con las demás descritas.

Los rangos promedios de eficiencias en fajas planas están entre 96 y 98%. (OPTIBELT).

1.4 ROTOR DE UNA TURBINA DE CORRIENTE LIBRE

El rotor de una turbina de corriente libre está constituido por los álabes que es el corazón de una turbina *propeller*.

Es la parte más importante ya que se encarga de extraer parte de la energía cinética de la corriente del río y la transforma en energía mecánica que posteriormente será entregada a un generador eléctrico.

Como vimos en capítulos anteriores nuestro rotor tipo *propeller* constará de tres álabes con perfil aerodinámico.

En el capítulo 2 se verá de manera más detallada la cantidad de álabes y su distribución en el rotor.

1.4.1 Dimensionamiento del álabe de la turbina *propeller*

Para el dimensionamiento inicial de los álabes se utilizará el principio de transformación de la energía cinética de la corriente del río, el cual determinará la longitud del álabe, posteriormente se procederá a realizar un diseño mecánico del álabe, con la ayuda de la “teoría del elemento de pala”.

Esta teoría es sumamente efectiva para rotores con baja velocidad de giro y con velocidades del río menor o iguales a 1,5 m/s.

Para el cálculo del diámetro del rotor utilizaremos la fórmula (11) de potencia aplicada a turbinas *propeller* de eje inclinado [Maldonado, 2005].

Del área de barrido despejamos el diámetro del álabe y tenemos:

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot P}{\Pi \cdot \rho \cdot v^3 \cdot C_p \cdot n_G \cdot nt}} \quad (10)$$

Como hemos visto en el análisis realizado en el capítulo 1.1.2, las turbinas de eje inclinado poseen mejores prestaciones para el presente trabajo, dentro de las demás descritas.

Son por estas razones por la cual elegimos este tipo de rotor.

Con estas condiciones podemos determinar el diámetro real para rotores de eje inclinado, donde θ es el ángulo que forma el eje de la turbina con la superficie del río.

Tendremos:

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot P}{\Pi \cdot \rho \cdot v^3 \cdot \cos(\theta) \cdot C_p \cdot n_G \cdot nt}} \quad (11)$$

Para determinar cada sección del álabe seguiremos las siguientes relaciones, utilizadas para el diseño de turbinas eólicas. Estas relaciones parten de la teoría del elemento de pala (*BEM*).

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \frac{r}{R} \quad (12)$$

$$\phi = \frac{2}{3} \cdot \arctan\left(\frac{1}{\lambda}\right) \quad (13)$$

$$C = \frac{8 \cdot \pi \cdot r \cdot (1 - \cos\phi)}{B \cdot C_L} \quad (14)$$

$$\beta = \phi - \alpha \quad (15)$$

$$\tilde{O} = \frac{C \cdot B \cdot C_L}{r} \quad (16)$$

Dónde:

λ = Velocidad específica local (celeridad)

λ_0 = Velocidad específica del diseño (celeridad del diseño)

ϕ = Ángulo que forma la velocidad resultante del fluido y el plano de rotación

C = Cuerda del álabe

β = Ángulo de instalación

\tilde{O} = Contorno del álabe

1.4.2 Linealización del álabe

Si utilizamos las diferentes relaciones antes descritas para calcular la sección del álabe, los resultados dan valores no lineales tanto para la cuerda del perfil " C ", como para el ángulo " β ", requiriendo elementos de fabricación complejos y costos.

Para simplificar este proceso se realiza una linealización del álabe, aquí se transforma el ángulo " β ." constante y la cuerda " C " en parámetros lineales en función de la posición del radio.

El punto de paso óptimo para determinar el ángulo β de toda la sección del álabe, se da en el radio eficaz del álabe ($r=0,72R$). [Franquesa, 2009].

$$\beta^* = \frac{2}{3} \cdot \arctan\left(\frac{1}{0,72 \cdot \lambda_d}\right) - \alpha_{optimo} \quad (17)$$

Cabe resaltar que los valores de potencia obtenidos con la linealización del álabe no afectará significativamente la potencia del álabe no linealizado.

En el capítulo 2 se podrá apreciar el desarrollo de este método para el dimensionamiento del álabe.

Teniendo en cuenta que la mitad exterior de la pala ($r>0,5R$) aporta aproximadamente el 75 % de la potencia del rotor, se puede linealizar los valores de cuerda entre 0,5 R y R.

Es muy importante saber que esta modificación estará relacionada directamente con el diseño mecánico de los álabes, por lo tanto cabe resaltar que esto puede ser modificado aumentando o disminuyendo el tamaño de la cuerda.

1.4.3 Determinación del factor de potencia del rotor

Luego de tener los valores de cuerda y ángulo β linealizados, se calcula el factor de potencia del rotor.

Para evitar un procedimiento tedioso se puede conocer aproximadamente el factor de potencia de todo el rotor, tan solo conociendo el factor de potencia para la zona del álabe $r/R=0,72$ (radio eficaz) [Franquesa, 2009].

Las fórmulas que se muestran a continuación son válidas para cualquier sección ubicada a una distancia "r" del centro del rotor.

Para determinar el factor de potencia del rotor seguiremos los siguientes pasos

- 1 Con el valor de α real para cada sección, se obtiene el coeficiente de sustentación " C_L " y el coeficiente de arrastre " C_D ", para determinado número de Reynold.
- 2 Se determina el contorno del álabe (16) para el valor de cuerda linealizada.

- 3 Se calcula el factor de ralentización "a" y "b".

$$a = \frac{1}{1 + \frac{\delta \cdot \cos(\emptyset)}{8 \cdot \pi \cdot \text{seno}^2(\emptyset)}}$$

$$b = \frac{1}{1 - \frac{\delta}{8 \cdot \pi \cdot \cos(\emptyset)}}$$

- 4 Determinamos la celeridad λ_o' , para cada sección

$$\lambda_o' = \frac{R \cdot a}{r \cdot b \cdot \tan(\emptyset)}$$

- 5 Por lo tanto el coeficiente de potencia es:

$$C_p' = 4 \cdot \lambda_o'^2 \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^2 \cdot a \cdot (b - 1)$$

- 6 Calculamos el rendimiento de cada elemento del álabe en función de la fineza limitada del perfil. Como se mencionó $K = C_L / C_{Dtot}$.

Para obtener resultados más exactos del comportamiento del rotor, es necesario incluir en el coeficiente de arrastre la influencia del alargamiento del álabe.

Los diagramas polares están graficados para un alargamiento infinito del álabe.

Por lo tanto:

$$\Lambda = \frac{l^2}{f}$$

Donde f es el área total del álabe.

$$C_{Dind} = \frac{C_L^2}{\pi \cdot \Lambda}$$

$$C_{Dtot} = C_{Dind} + C_D$$

$$n_F = \frac{1 - \frac{1}{K} \cot(\emptyset)}{1 + \frac{1}{K} \tan(\emptyset)}$$

7 Por último determinamos el factor n_B que tiene en cuenta la reducción de la potencia provocada por el número finito de palas.

$$n_B = \left(1 - \frac{1,39}{B} \operatorname{seno} \left(\frac{2}{3} \arctan \frac{1}{\lambda_0} \right)\right)^2$$

y el factor de potencia total será:

$$C_p = C_p' \cdot n_F \cdot n_B$$

1.5 MATERIALES COMPUESTOS

Los materiales compuestos nacen por la necesidad de obtener materiales que combinen ciertas propiedades específicas, que combinen las propiedades de los cerámicos, los polímeros, elastómeros y los metales (ver figura 1.17).

Los materiales compuestos existen en la naturaleza, como la madera, la tela de araña, el caparazón de los moluscos, etc., pero la gran mayoría de materiales compuestos utilizados industrialmente son creados artificialmente.

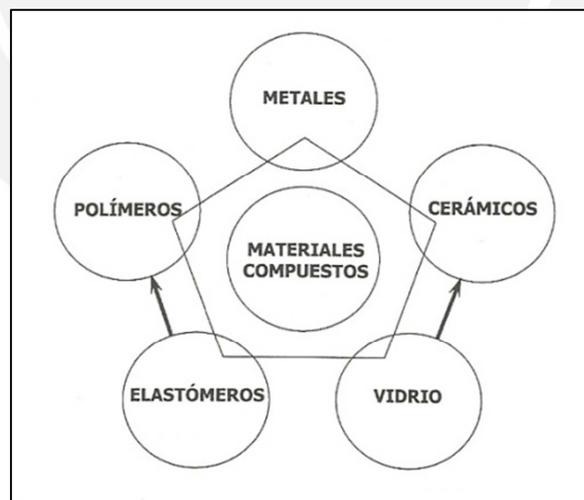


Figura 1.17 Esquema de los materiales compuestos

1.5.1 Definición y clasificación

Un material compuesto aquel material integrado por una mezcla o combinación de dos o más nano, micro o macro-constituyentes que difieren en forma y composición

química y que son esencialmente insolubles entre sí, pueden fabricarse mezclando controladamente los distintos materiales para alcanzar propiedades óptimas superiores y posiblemente únicas en algún aspecto específico, respecto a las propiedades de los componentes por separado. [Acosta, 2008].

En los materiales compuestos son importantes las propiedades y las fracciones volumétricas de cada fase individual.

Las fases a las que nos referimos son la fase matriz, que por lo general es la fase continua y los refuerzos que viene a ser la fase dispersa.

Dentro de una clasificación en ingeniería podemos decir que los materiales compuestos se clasifican en: reforzado con partículas, reforzado con fibras y estructural (ver figura 1.18).

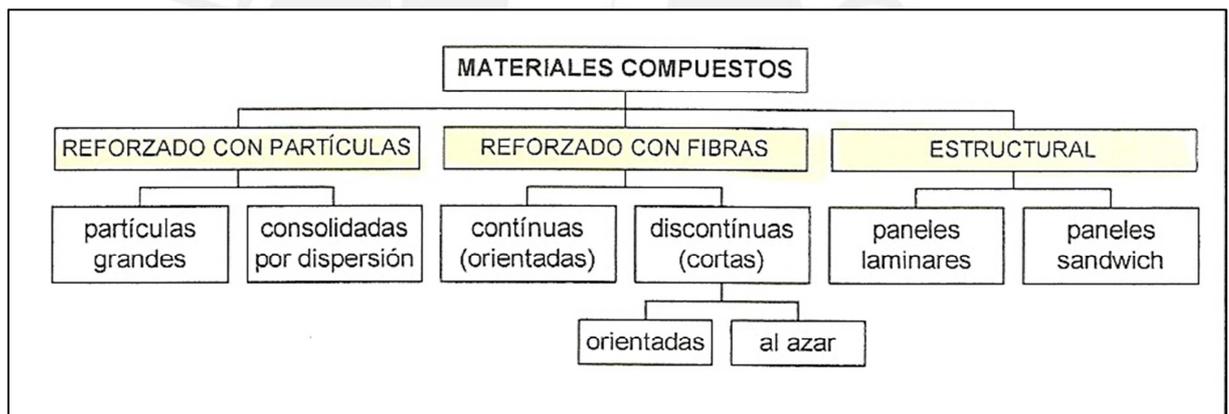


Figura 1.18 Clasificación en Ingeniería [Acosta, 2008]

1.5.2 Plásticos reciclados reforzados con madera recuperada

Los plásticos

Botes de champú, recipientes de yogures, de gaseosa, son sólo algunos de los ejemplos de la cantidad de envases y recipientes de plástico que se utilizan a diario en todo el mundo. Productos de deshecho resistentes, con una vida muy larga, y fuente de preocupación de todos los gobiernos del mundo.

Son los denominados polietilenos (PE) de baja, media y alta densidad, polipropilenos (PP), polivinilos clorados (PVC), poliuretanos, acrilobutadienosostilenos (ABS) y otros plásticos industriales que nos acompañan en la vida cotidiana. [Emison, Barcelona].

A continuación se muestra las propiedades tanto del HDPE (polietileno de alta densidad) como del PP (ver tabla 1.6.a y 1.6.b).

Tabla 1.6.a Propiedades del HDPE

Propiedad	Unidad	Valor
Índice de fluencia(190°C/2.16 kg)	g/10 min.	25
Densidad	g/cm ³	0,956
Elongación de fluencia	%	9
Módulo de flexión	MPa	1032
Impacto Izod (23°C)	J/m	28
Dureza	Shore D	67
Temperatura de reblandecimiento	°C	125

Tabla 1.6.b Propiedades del PP

Propiedad	Unidad	Valor
Índice de fluencia(190°C/2.16 kg)	g/10 min.	30
Densidad	g/cm ³	0,9
Resistencia a la fluencia	kgf/cm ²	270
Elongación de rotura	%	100
Módulo de flexión	kgf/cm ²	12500
Impacto Izod (23°C)	Kg.cm/cm	7
Dureza rowell	HR-R	100
Temperatura de reblandecimiento	°C	152

La madera

Los residuos generados en las diferentes actividades industriales son una de las mayores fuentes de impacto ambiental. Entre ellos se encuentran los residuos de madera.

En la Pontificia Universidad Católica del Perú ya se ha investigado un nuevo material compuesto, el cual aprovecha las propiedades de los polímeros y la de la madera.

La madera empleada fue de la especie “capirona”, la cual se obtuvo de los aserraderos de madera de montaña ubicada en el distrito de Villa el Salvador, esta se seleccionó debido a su dureza y resistencia mecánica.

Este nuevo material compuesto entra en la clasificación de materiales compuestos reforzados con partículas (ver figura 1.18).

Tabla 1.6.c Propiedades físicas generales de la madera capirona

Materia prima	ρ (g/cm ³)	T _{quemado} (°C)	%H
Madera de capirona	0,760	210	13,6

Ambos materiales aportan sus respectivas propiedades al producto final.

Tabla 1.7 Propiedades de los elementos que conforman el material compuesto

	Elemento	Propiedades
Matriz	Polipropileno (PP)	<ul style="list-style-type: none"> • Bajo precio • Buena resistencia química • Buena resistencia mecánica y flexibilidad • Insensible al agua y la humedad • Material liviano • Se pueden fabricar formas complejas mediante moldes
Refuerzo	Partículas de madera Capirona	<ul style="list-style-type: none"> • Buena resistencia en relación con su baja densidad • Alta dureza • Buenas propiedades mecánicas

a) **Procedimiento para la fabricación de las probetas realizadas en el Laboratorio de Ingeniería de Materiales de la Pontificia Universidad Católica del Perú.**

El procedimiento descrito ha sido utilizado de manera exitosa para elaborar probetas rectangulares del material compuesto antes mencionado.

Cabe resaltar que este procedimiento será de gran utilidad para poder realizar la fabricación posterior de los álabes de la turbina *propeller*.

- Emplear las ecuaciones (18), (19) y (20), pesar las partículas de madera capirona previamente tamizado (ver tabla 1.8) y las granzas de HDPE o PP de acuerdo al espesor de la probeta y el porcentaje en volumen de cada uno de estos componentes.

Tabla 1.8 Numeración de mallas empleadas para el tamizado de las partículas de refuerzo (Madera Capirona)

Malla N°		Malla normalizada	Tamaño de partícula (mm)
1	MR1	MESH ' 4	5,15
2	MR2	MESH ' 6	3,33
3	MR3	MESH ' 10	1,90
4	MR4	MESH ' 18	0,98
5	MR5	MESH ' 35	0,48

$$V_{Tm} = l_m \times h_m \times esp \quad (18)$$

$$W_{mc} = V_{Tm} \times [(\%v_{mc})/100] \times \rho_{mc} \quad (19)$$

$$W_{HDPE/PP} = V_{Tm} \times [(\%v_{HDPE/PP})/100] \times \rho_{HDPE/PP} \quad (20)$$

$$W_t = W_{mc} + W_{HDPE/PP} \quad (21)$$



Figura 1.19.a Determinación del porcentaje en volumen de los componentes del material compuesto [Proyecto del Investigación PUCP]

- Mezclar las partículas de madera capirona y las granzas de HDPE o PP, el tiempo promedio de mezclado es de aproximadamente 4 minutos. Tener en cuenta que la mezcla debe estar homogénea (ver figura 1.19.b).



Figura 1.19.b Mezcla Homogénea [Proyecto del Investigación PUCP]

- Limpiar las paredes internas del molde y verificar que sobre la superficie interna del molde no exista grasa u partícula extraña a la mezcla preparada anteriormente.
- Diluir el desmoldante de silicona en emulsión EM 400 (LK) líquido con una proporción de 1:10 respectivamente. Colocar el desmoldante diluido sobre las paredes internas del molde y la tapa (ver figura 1.19.c).



Figura 1.19.c Dilución de desmoldeante líquido [Proyecto del Investigación PUCP]

- Colocar el molde y la tapa (parte superior del molde) en un horno a 120°C, Para lograr evaporar el solvente al 100%, mantener la temperatura a 120°C por un lapso de 10 minutos.
- Una vez fijado el desmoldante sobre el molde, se coloca la mezcla anteriormente descrita en el interior del molde.



Figura 1.19.d Mezcla colocada en el molde [Proyecto del Investigación PUCP]

- Con la ayuda de los guantes, colocar el molde cargado de mezcla en el interior del horno, en esta etapa el horno deberá registrar una temperatura de aproximadamente 170°C. Para homogenizar la temperatura del material,

mantener la temperatura a 170°C por un lapso de 10 minutos, al cual se le denomina tiempo de permanencia.



Figura 1.19.e Mezcla a 130°C, tiempo de permanencia [Proyecto del Investigación PUCP]

- Se retira el molde del horno y se coloca sobre una superficie adecuada seguidamente se retira la tapa (parte superior del molde), la cual estará a una temperatura mayor de los 150°C, del horno y se coloca sobre el molde en el menor tiempo posible (aproximadamente 1 min).



Figura 1.19.f Fijación de la tapa del molde [Proyecto del Investigación PUCP]

- Se coloca el molde en la prensa hidráulica. Se enfría el molde por convección forzada de aire frío. Se espera un tiempo mínimo 15 a 20 minutos de enfriamiento del molde y se verifica que no haya fuga de material plástico. Transcurrido el tiempo de pre-enfriamiento, se inicia la aplicación de presión en forma gradual en función de la temperatura del molde o tiempo de enfriamiento

del mismo hasta un máximo de 20 toneladas. En la tabla 1.9 se aprecia los valores de presión en función del tiempo de enfriamiento.

Tabla 1.9 Etapas de enfriamiento del molde

Etapa de enfriamiento gradual del molde y tapa	Medio de enfriamiento	Tiempo de enfriamiento (min.)	Presión aplicada (Tn)
Primera etapa	aire quieto	6-10	---
Segunda etapa	aire en movimiento (convección forzada)	0-5	---
		5-10	0-5
		10-15	5-15
15- a más	15- 20		
Tercera etapa	agua con agitación	1-2	---

- Culminada la aplicación gradual de la presión hasta 20 toneladas, el molde se retira de la prensa y se enfría en agua a condiciones normales. Finalmente se retira el material compuesto del molde.
- b)** Debido a que es un material ya investigado y ensayado en la Pontificia Universidad Católica, se muestran los resultados obtenidos luego de la fabricación de probetas (ver figura 1.20).

A continuación los resultados de los ensayos de tracción y flexión para el material compuesto de polipropileno con partículas de madera capirona realizado en el laboratorio de materiales de la Pontificia Universidad Católica del Perú.

Estos datos serán tomados en cuenta para el determinar la resistencia mecánica de los álabes.

Como se aprecia en la figuras 1.20 las mejores propiedades mecánicas del material analizado se obtienen para una composición de 60% de polipropileno y 40% de partículas de madera capirona teniendo estas un tamaño de partículas de 1,9 mm es decir MR3 (ver tabla 1.8). Cabe resaltar que TA MR1 se refiere a partículas tratadas con agua hervida con el fin de extraer la lignina antes de ser utilizadas.

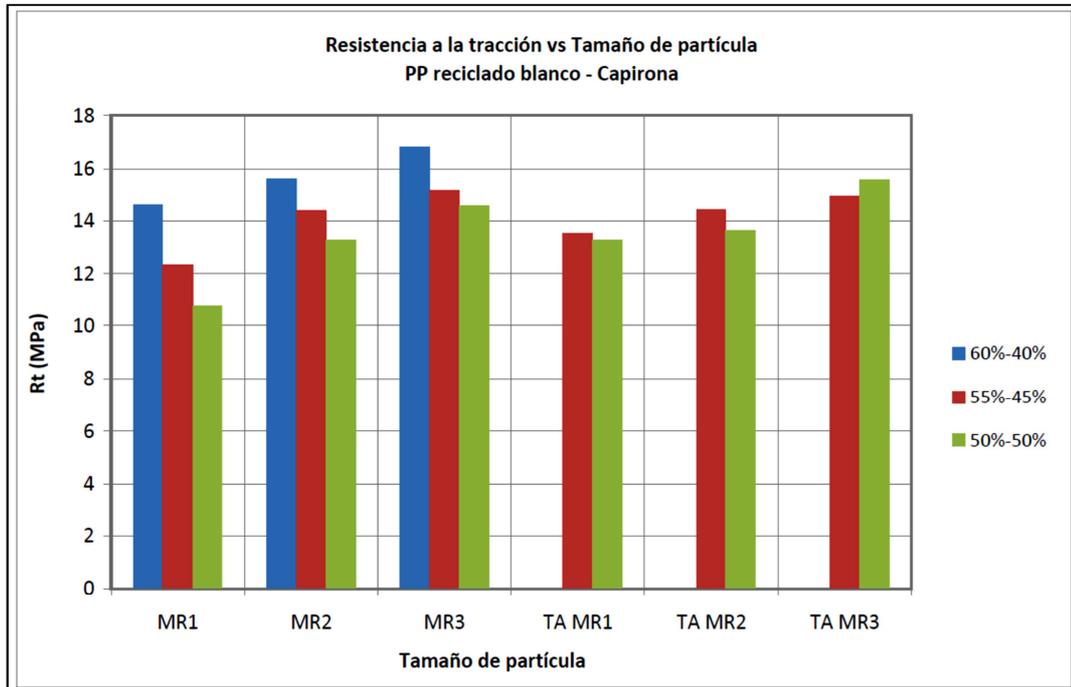


Figura 1.20.a Resistencia a la tracción del polipropileno y madera capirona

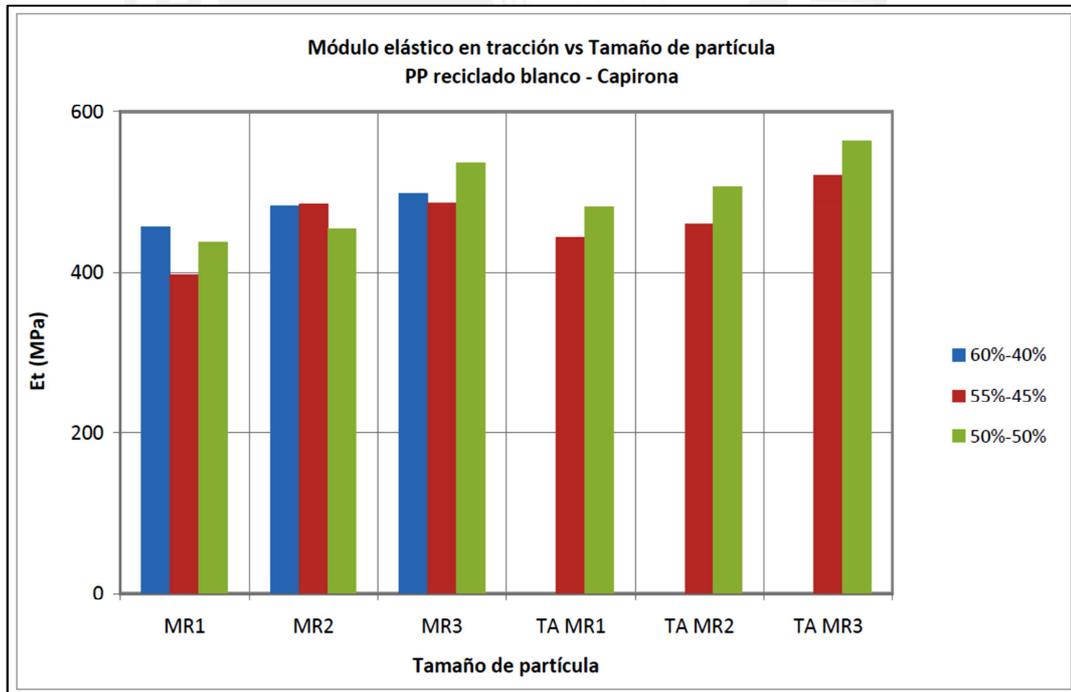


Figura 1.20.b Módulo elástico en tracción del polipropileno y madera capirona

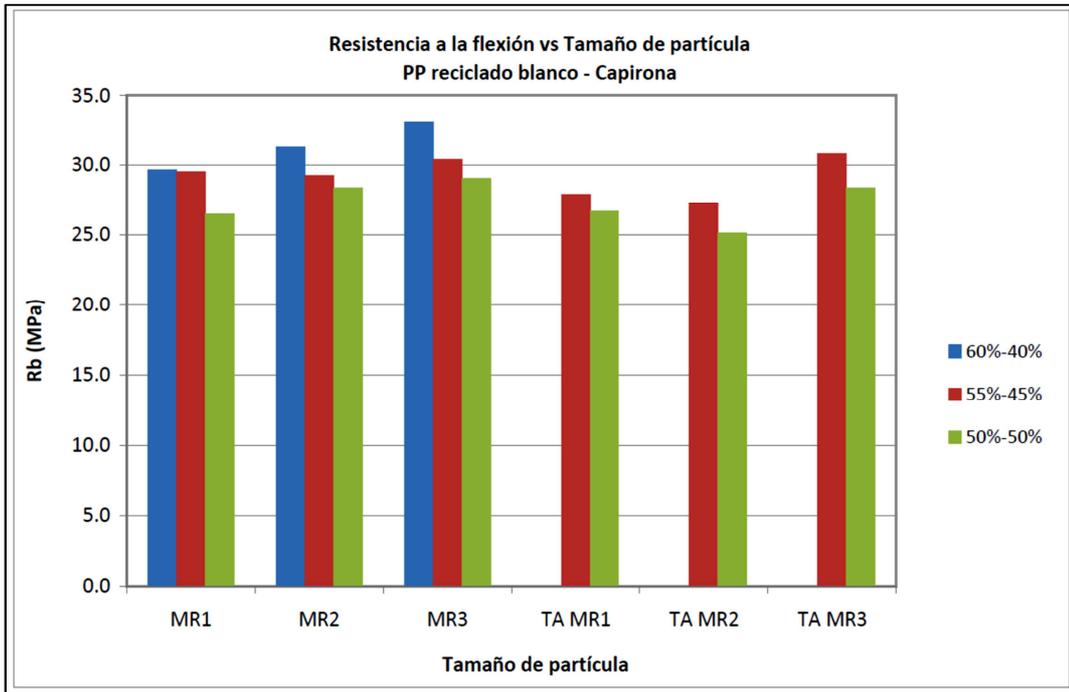


Figura 1.20.c Resistencia a la flexión del polipropileno y madera capirona

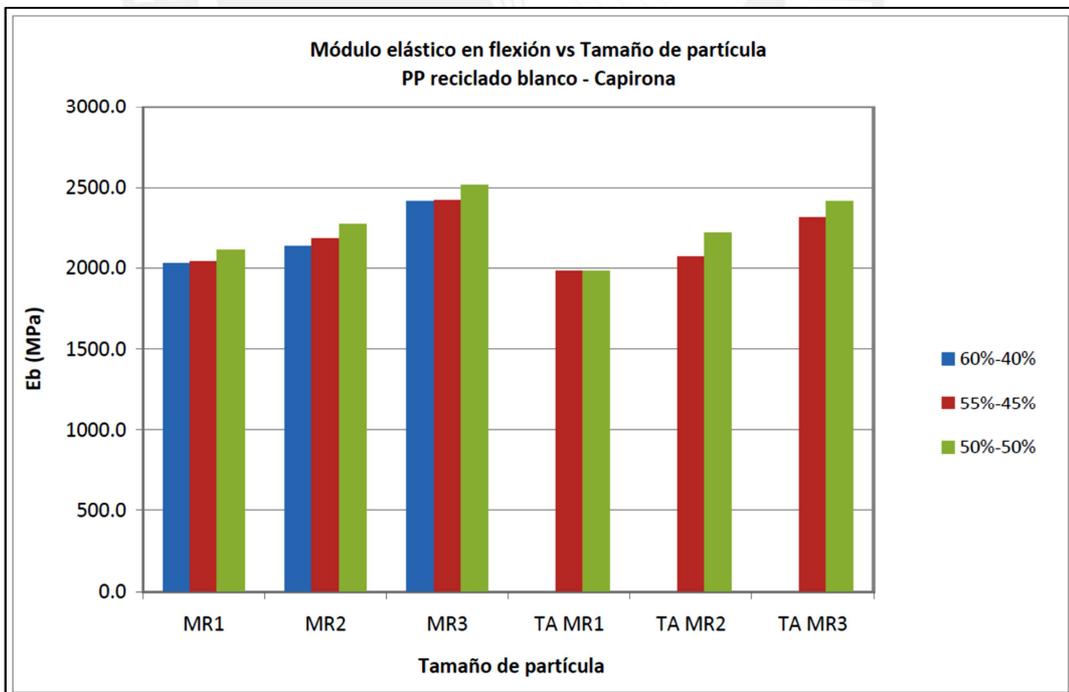


Figura 1.20.d Módulo elástico en flexión del polipropileno y madera capirona

CAPITULO 2

DISEÑO DE LA TURBINA PROPELLER

2.1 DIMENSIONAMIENTO

En este capítulo desarrollaremos los cálculos necesarios para el diseño de la turbina propeller.

Con la ayuda de las formulas descritas en el capítulo 1 presentaremos nuestros resultados del diámetro del rotor, de la sección del perfil, de la linealización de la cuerda y el ángulo beta.

2.1.1 Selección del número de álabes

Como vimos en el capítulo 1, con la ayuda de la tabla 1.5 determinaremos la cantidad de álabes necesaria.

Por recomendación, la celeridad para sistemas de generación de energía eléctrica es de aproximadamente de 4 a más, por lo tanto nuestra cantidad de álabes podría ser 2 o 3.

Debido a que un rotor de 3 álabes posee una mayor estabilidad que uno de dos álabes, elegiremos un rotor de 3 álabes para nuestra fabricación, evitando así el acortamiento de la vida útil de los componentes de la turbina como de la turbina misma.

B	6-20	4-12	3-6	2-4	2-3	1-2
λ	1	2	3	4	5-8	8-15

Valores obtenidos:

B=3 (número de álabes)

$\lambda_0=5$ (celeridad de diseño)

2.1.2 Selección del perfil aerodinámico

Dentro de los perfiles NACA hemos seleccionado el perfil NACA 4412, tenemos ciertos factores que influenciaron en la selección de este tipo de perfil, como:

- Facilidad de fabricación
- Alta relación K, de un valor máximo aproximado de 57,2
- Por ser perfiles de buenas prestaciones muy utilizados en aerogeneradores
- Por ser de un espesor considerable.

Podemos ver en la figura 2.1 la relación entre el coeficiente de sustentación y el ángulo de incidencia o de ataque de un perfil NACA 4412. Asimismo en la figura 2.2 se aprecia la relación entre el coeficiente de sustentación y el coeficiente de arrastre.

Para una mayor exactitud (Ver Anexo 1: Diagramas polares del perfil NACA 4412) se tienen los factores (C_L, C_D vs α) para cada número de Reynold.

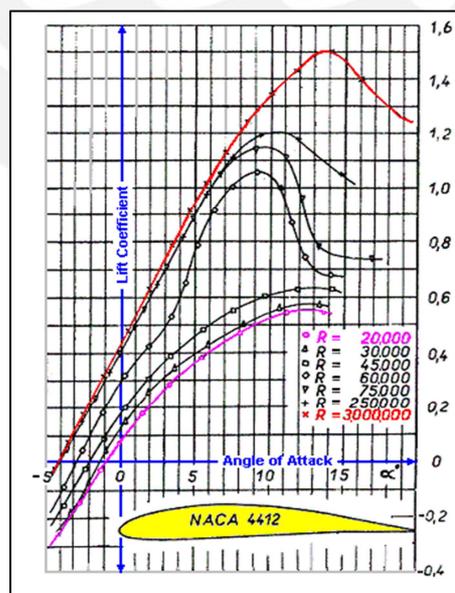


Figura 2.1 Diagrama polar C_L vs α ¹

¹ <<http://www.homebuiltairplane.com.htm>>

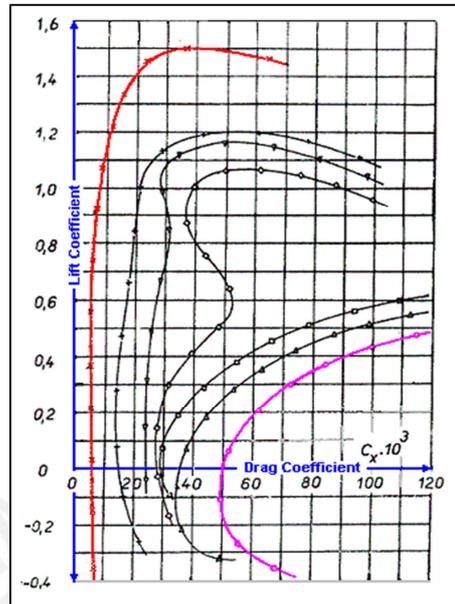


Figura 2.2 Curvas C_L vs C_D^2

2.1.3 Diámetro del álabe y velocidad de giro del rotor

Para calcular el diámetro del álabe utilizaremos la ecuación para rotores de eje inclinado:

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot P}{\pi \cdot \rho \cdot v^3 \cdot \cos(\theta) \cdot C_p \cdot n_G \cdot nt}}$$

Ecuación (11) descrita en el capítulo 1.

Por recomendación ITDG el ángulo de inclinación del eje del rotor es de 30° con respecto a la posición horizontal [Maldonado, 2005].

En el presente documento, no se procederá a seleccionar o fabricar el generador eléctrico ni el sistema de transmisión. Solo se harán mención de la eficiencia promedio de estos.

Consideraremos una eficiencia para generadores pequeños de imanes permanentes de 70% y una eficiencia de la transmisión de 96% en fajas planas [Franquesa, 2009].

² <<http://www.homebuiltairplane.com.htm>>

La densidad del fluido será de 1000kg/m³, y el coeficiente de potencia C_p será 0,33 (primera aproximación del factor de potencia).

En la tabla 2.1, como primera aproximación a nuestro resultado, se muestra el diámetro del rotor necesario para producir una potencia promedio en el rotor de 250W.

Posteriormente con el diámetro de rotor se procederá a determinar la potencia que este desarrollará incluyendo la linealización del álabe, el nuevo factor de potencia y el rendimiento del rotor.

Las velocidades promedio de los ríos de nuestra amazonia esta entre 1–1,3 m/s, por lo tanto se opta por el rotor 1,82 m. Por motivos prácticos veremos cómo se comportará nuestro rotor con un diámetro de 2 m, asegurándonos de manera empírica una mayor potencia generada).

Tabla 2.1 Diámetro del rotor en función de la velocidad del río

Velocidad del río(m/s)	Diámetro del rotor(m)
0,4	7,19
0,6	3,91
0,8	2,54
1	1,82
1,4	1.09
1,6	0,89
1,8	0,75
2	0,64

Si es necesario se modificará el diámetro del rotor.

De la ecuación (9) de celeridad descrita en el capítulo 1, podemos determinar la velocidad angular aproximada del rotor en función de la velocidad del río “ v ” (ver tabla 2.2).

A una mayor velocidad del río mayor será la potencia desarrollada por el rotor.

$$N = \frac{60 \cdot \lambda_0 \cdot v \cdot \cos(30)}{\pi \cdot d}$$

Tabla 2.2 R.P.M desarrolladas por el rotor

Velocidad del río promedio (m/s)	Diámetro del rotor(m)	N(rpm)
1	2	41
1,5	2	62

2.1.4 Sección del álabe

Para el cálculo de la sección del perfil utilizaremos las fórmulas (13), (14), (15) y (16) descritas en el capítulo 1.

$$\lambda = \lambda_0 \cdot r/R$$

$$\phi = 2/3 \cdot \arctan\left(\frac{1}{\lambda}\right)$$

$$C = \frac{8 \cdot \pi \cdot r(1 - \cos\phi)}{B \cdot CL}$$

$$\beta = \phi - \alpha$$

$$\tilde{O} = \frac{C \cdot B \cdot CL}{r}$$

Para determinar los valores óptimos, hay que considerar factores óptimos.

Estos factores posteriormente pueden cambiar, de acuerdo a nuestro diseño.

Consideraremos $\lambda_0 = \lambda_d = 5$, visto en el capítulo 1

Número de álabes $B=3$

Para un óptimo comportamiento del rotor se tiene un ángulo de ataque $\alpha = 6^\circ$ y para este se tiene un coeficiente de sustentación $C_L=0,9$. [Samsonov, 2006]

Para iniciar nuestro dimensionamiento dividiremos el álabe en 10 secciones.

Tabla 2.3 Cuerda óptima para cada sección del álabe

Nºsec	r(m)	λ óptimo	r/R	$\theta(^{\circ})$	α° óptimo	$\beta(^{\circ})$ óptimo	Cuerda (cm)
1	0,1	0,5	0,1	42,3	6	36,3	22,95
2	0,2	1,0	0,2	30,0	6	24,0	23,63
3	0,3	1,5	0,3	22,5	6	16,5	20,07
4	0,4	2,0	0,4	17,7	6	11,7	16,72
5	0,5	2,5	0,5	14,5	6	8,5	14,11
6	0,6	3,0	0,6	12,3	6	6,3	12,13
7	0,7	3,5	0,7	10,6	6	4,6	10,59
8	0,8	4,0	0,8	9,4	6	3,4	9,39
9	0,9	4,5	0,9	8,4	6	2,4	8,42
10	1	5,0	1,0	7,5	6	1,5	7,62

Gráficamente podemos representar nuestros resultados (ver figura 2.3 y figura 2.4).

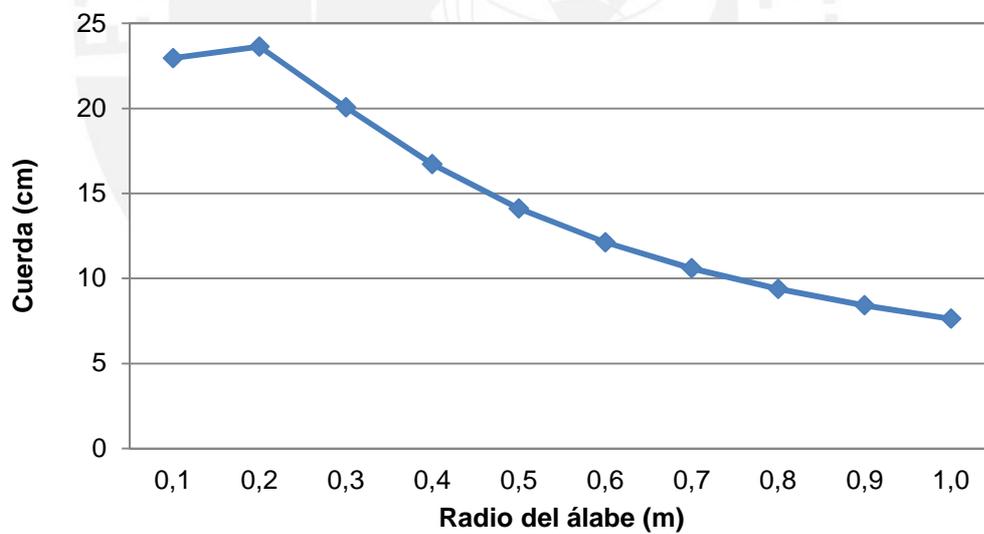


Figura 2.3 Cuerda del álabe no lineal

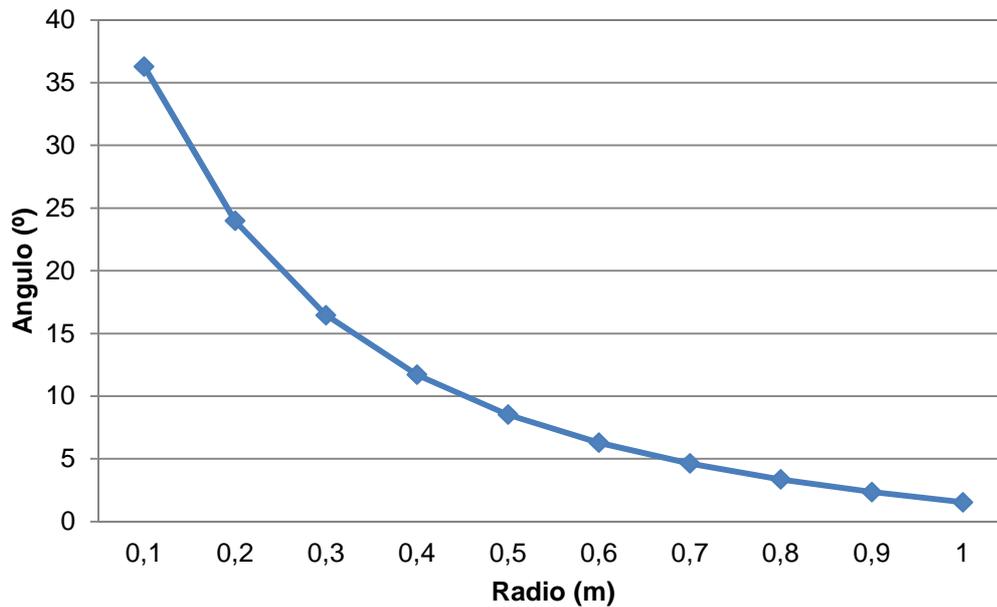


Figura 2.4 Ángulo beta del álabe no lineal

Como vemos la cuerda y ángulo beta no son lineales, por lo tanto se procederá a linealizarlos con las definiciones descritas en el capítulo 1.4.2.

Para simplificar el proceso de fabricación se hace una linealización del álabe, que consiste en transformar la cuerda (C) y el ángulo (β) en parámetros lineales en función de la posición del radio. De acuerdo a recomendaciones, se toman puntos de paso $r = 0,5.R$ y $r = R$ para la cuerda "C"

Tenemos la siguiente expresión para linealizar la cuerda:

$$C = \alpha_1 \cdot r + \alpha_2 \quad (22)$$

De la tabla 2.3 obtenemos los valores de cuerda para el radio en:

$$r_5 = 0,5 \cdot 100 = 50 \quad (cm)$$

$$r_{10} = 1 \cdot 100 = 100 \quad (cm)$$

Para un radio de la sección r_5 y r_{10} , tenemos valores de cuerda de 14,11 y 7,62 respectivamente.

Reemplazando en la ecuación (22) tenemos:

Para la sección 5

$$14,11 = \alpha_1 \cdot 50 + \alpha_2$$

Para la sección 10

$$7,62 = \alpha_1 \cdot 100 + \alpha_2$$

Resolviendo dos ecuaciones con dos incógnitas tenemos:

$$\alpha_1 = -0,1298$$

$$\alpha_2 = 20,6$$

Reemplazando ambos valores en la ecuación (22) tenemos, la ecuación de la cuerda linealizada.

$$C = -0,1298 \cdot r + 20,6 \quad (23)$$

Para la obtención del ángulo beta constante procedemos con la ecuación (17)

$$\beta^* = \frac{2}{3} \cdot \arctan\left(\frac{1}{0,72 \cdot \lambda_d}\right) - \alpha_{optimo}$$

Luego para hallar el ángulo α para cada sección utilizamos la fórmula (15):

$$\beta^* = \emptyset - \alpha_{real}$$

Y despejo el α_{real} , para cada sección

Tabla 2.4 Ángulo β y cuerda lineal

Nºsec	r(m)	λ óptimo	\emptyset (°)	β (°) óptimo	Cuerda (cm)	β^* lineal	α^* real	Cuerda lin.(cm)
1	0,1	0,5	42,3	36,3	22,95	4,4	37,9	19,3
2	0,2	1,0	30,0	24,0	23,63	4,4	25,7	18,0
3	0,3	1,5	22,5	16,5	20,07	4,4	18,1	16,7
4	0,4	2,0	17,7	11,7	16,72	4,4	13,4	15,4
5	0,5	2,5	14,5	8,5	14,11	4,4	10,2	14,1

6	0,6	3,0	12,3	6,3	12,13	4,4	7,9	12,8
7	0,7	3,5	10,6	4,6	10,59	4,4	6,3	11,5
8	0,8	4,0	9,4	3,4	9,39	4,4	5,0	10,2
9	0,9	4,5	8,4	2,4	8,42	4,4	4,0	8,9
10	1	5,0	7,5	1,5	7,62	4,4	3,2	7,6

Gráficamente se puede ver la linealización (ver figuras 2.5 y 2.6).

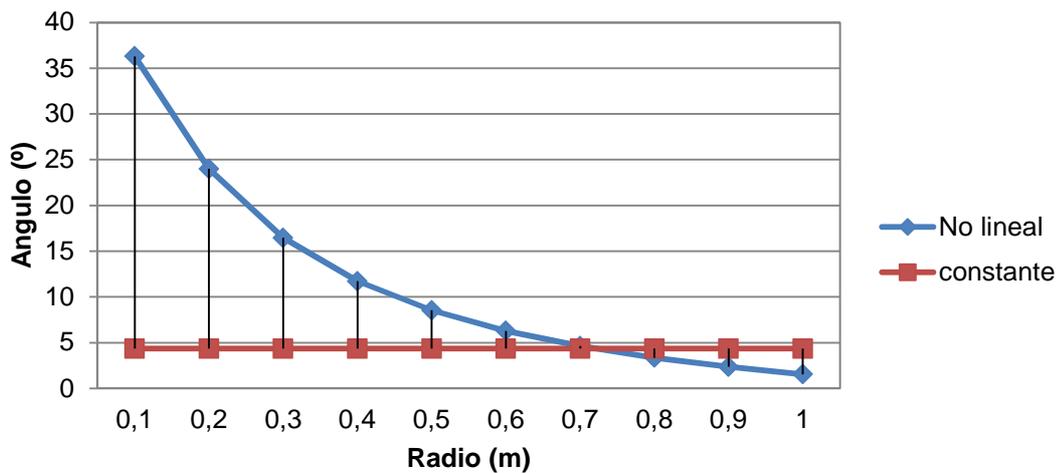


Figura 2.5 Ángulo beta no lineal y constante del álabe

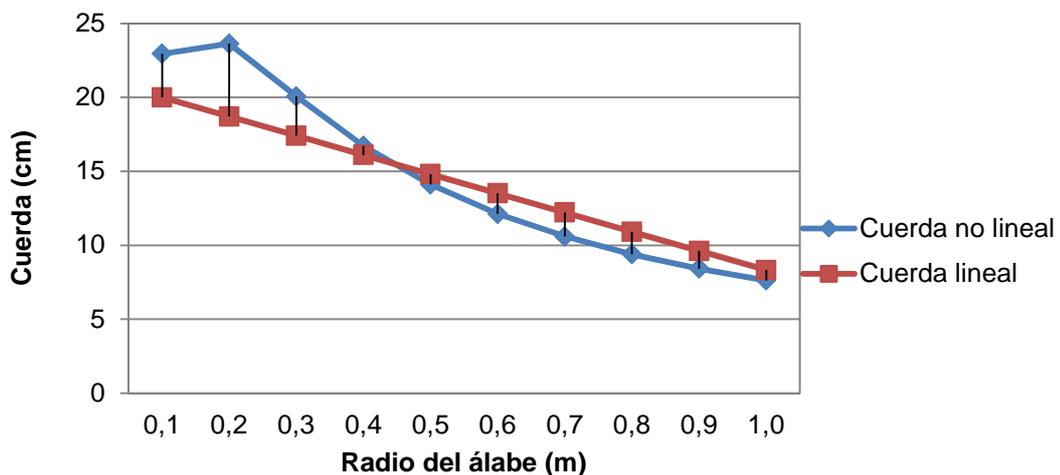


Figura 2.6 Cuerda no lineal y lineal del álabe

2.1.5 Factor de potencia del rotor

De acuerdo al procedimiento descrito en el capítulo 1.4.3 obtenemos los siguientes resultados de coeficiente de potencia del rotor para el radio eficaz de $r=0,72R$.

Para analizar la potencia desarrollada por la turbina *propeller*, se ha calculado el comportamiento del rotor frente a 4 velocidades del río. Para 1, 1,2, 1,3 y 1,5 m/s.

Siendo esta última la que más potencia extraería del rotor, y a su vez la situación más crítica para el diseño mecánico de los álabes, ya que a mayor velocidad del río mayor es la fuerza de empuje sobre los álabes.

Tabla 2.5 Factor de potencia para la velocidad crítica del río de 1,5 m/s

						En radio eficaz ($r/R=0,72$)		
θ (°)	β *°	Cuerda*(m)	r/R	α° real	C_L	K		
10,4	4,4	0,11	0,72	6	0,96	14,09		
\tilde{O}	a	b	$\lambda \tilde{O}$	R/r	C_p	nF	nz	Cp
0,44	0,652	1,018	4,8	1,39	0,58	0,61	0,88	0,31

2.2 DISEÑO MECÁNICO

En el diseño mecánico modificaremos, si es necesario, la geometría de nuestra turbina *propeller*, así mismo determinaremos las fuerzas actuantes sobre los álabes del rotor y la potencia desarrollada por este.

El diseño mecánico del rotor va a constar de dos partes muy importantes.

- Diseño mecánico de los álabes del rotor
- Diseño mecánico del eje de la turbina

2.2.1 Diseño mecánico de los álabes del rotor

Con la ayuda de la teoría combinada (*BEM*) visto en el capítulo 1.2.3 se puede determinar la fuerza de empuje (Es la fuerza más significativa, ya que es la suma vectorial de la fuerza de sustentación y la fuerza de arrastre) presente en los álabes en función de los factores de ralentización.

Es importante tener en cuenta que para determinar la fuerza de empuje axial, primero tenemos que hallar los factores “a” y “b” de cada sección del álabe.

Todos los valores que se muestran en las tablas son obtenidos para una velocidad crítica del río de 1,5 m/s.

Con el motivo de obtener una mayor sección del perfil resistente en la raíz del álabe se decidió aumentar el tamaño de la cuerda de la tabla 2.4, en 0,7 cm (ver resultados en la tabla 2.6).

Luego de modificar el tamaño de la cuerda se procede a calcular los factores de ralentización “a” y “b” (Seguir los pasos 1, 2 y 3 del capítulo 1.4.3).

Tabla 2.6 Resultados de los factores de ralentización “a” y “b”

* $Re=(v.t/\text{viscosidad cinemática})$, donde $v = 1,306 \cdot 10^{-6} \left(\frac{m^2}{s}\right)$, t= cuerda del álabe y
v=velocidad del fluido en m/s

Nº sec	r (m)	λ	θ°	β^{*0} lineal	α^0 real	Cuerda. mod(m)	V.cine (m2/s)	Re*	a	b	C_L
1	0,1	0,5	42,3	4,4	37,9	0,20	1,307E-06	198949	0,86	1,14	0,4
2	0,2	1,0	30,0	4,4	25,7	0,19	1,307E-06	186038	0,76	1,11	0,8
3	0,3	1,5	22,5	4,4	18,1	0,17	1,307E-06	173128	0,74	1,06	0,8
4	0,4	2,0	17,7	4,4	13,4	0,16	1,307E-06	160217	0,68	1,05	0,95
5	0,5	2,5	14,5	4,4	10,2	0,15	1,307E-06	147307	0,61	1,04	1,16
6	0,6	3,0	12,3	4,4	7,9	0,14	1,307E-06	134396	0,60	1,03	1,14
7	0,7	3,5	10,6	4,4	6,3	0,12	1,307E-06	121486	0,62	1,02	1
8	0,8	4,0	9,4	4,4	5,0	0,11	1,307E-06	108575	0,65	1,02	0,9
9	0,9	4,5	8,4	4,4	4,0	0,10	1,307E-06	95665	0,68	1,01	0,8
10	1	5,0	7,5	4,4	3,2	0,08	1,307E-06	82754	0,71	1,01	0,7

En la tabla 2.6 las secciones 1 y 2, han sido calculadas de manera aproximada ya que no es común encontrar valores de C_L y C_D para ángulos de incidencia altos.

Está demostrado que las secciones cerca al núcleo del rotor, generan los valores más bajos de torque, es por ello que por motivos prácticos se considerará el torque total generado por el rotor como la suma de torques a partir de la tercera sección.

Luego de obtener estos valores se puede hallar la velocidad resultante del fluido “c” (ver capítulo 1.2.3).

Tabla 2.7 Resultado de la velocidad resultante “c” del fluido

Nº	r/R	$\lambda 0^*$	λ	a	b	v^{\prime} (m/s)	u^{\prime} (m/s)	c (m/s)
1	0,1	8,3	0,8	0,865	1,148	1,12	1,24	1,67
2	0,2	5,9	1,2	0,76	1,11	0,99	1,72	1,99
3	0,3	5,6	1,7	0,74	1,06	0,96	2,33	2,52
4	0,4	5,1	2,0	0,68	1,05	0,88	2,77	2,91
5	0,5	4,5	2,3	0,61	1,04	0,80	3,08	3,18
6	0,6	4,5	2,7	0,60	1,03	0,78	3,59	3,68
7	0,7	4,7	3,3	0,62	1,02	0,81	4,32	4,40
8	0,8	4,8	3,9	0,65	1,02	0,84	5,10	5,17
9	0,9	5,1	4,6	0,68	1,01	0,88	5,99	6,05
10	1,0	5,4	5,4	0,71	1,01	0,93	7,01	7,08

Con estos resultados aplicamos las formulas 4 y 5 de la teoría del elemento de pala.

Para esto tener en cuenta que:

$$\Delta f = C \cdot \Delta L$$

C= Cuerda de la sección

ΔL = Diferencial de sección

***Aplicar el paso 4 del capítulo 1.4.3 y para determinar λ , aplicar fórmula 8**

Tabla 2.8 Fuerza de empuje resultante ΔS para cada sección del álabe

Nº sec	r(m)	θ°	c(m/s)	Densidad (kg/m ³)	Δf (m ²)	C_L	C_{Dtot}	ΔA (N)	ΔW (N)	ΔS (N)
1	0,1	42,3	1,67	1000	0,020	0,4	0,0548	11,2	1,5	9,3
2	0,2	30,0	1,99	1000	0,019	0,8	0,0548	29,5	2,0	26,6
3	0,3	22,5	2,52	1000	0,017	0,8	0,0548	44,2	3,0	42,0
4	0,4	17,7	2,91	1000	0,016	0,95	0,0677	64,7	4,6	63,0
5	0,5	14,5	3,18	1000	0,015	1,16	0,0957	86,7	7,2	85,7
6	0,6	12,3	3,68	1000	0,014	1,14	0,0916	104,1	8,4	103,5
7	0,7	10,6	4,40	1000	0,012	1,0	0,0711	118,2	8,4	117,8
8	0,8	9,4	5,17	1000	0,011	0,9	0,0635	131,2	9,3	131,0

9	0,9	8,4	6,05	1000	0,010	0,8	0,0558	141,0	9,8	140,9
10	1	7,5	7,08	1000	0,008	0,7	0,0491	145,8	10,2	145,9

Para C_{Dtot} , se aplica el paso 6 del capítulo 1.4.3 (Influencia del alargamiento del álabe).

A partir de los factores " C_L " y " C_{Dtot} " ya determinados se puede calcular K .

En la tabla 2.9 se muestran los valores de C_{Dind} , para cada sección del álabe.

El resultado de la fuerza de empuje en el álabe se puede representar de manera gráfica (ver figura 2.10).

Tabla 2.9 Valor del coeficiente de arrastre inducido, debido al alargamiento del álabe

Longitud (m)	$f (m^2)$	Λ	C_{Dind}
1	0,142	7,1	0,0288
			0,0288
			0,0407
			0,0607
			0,0586
			0,0451
			0,0365
			0,0288
			0,0221

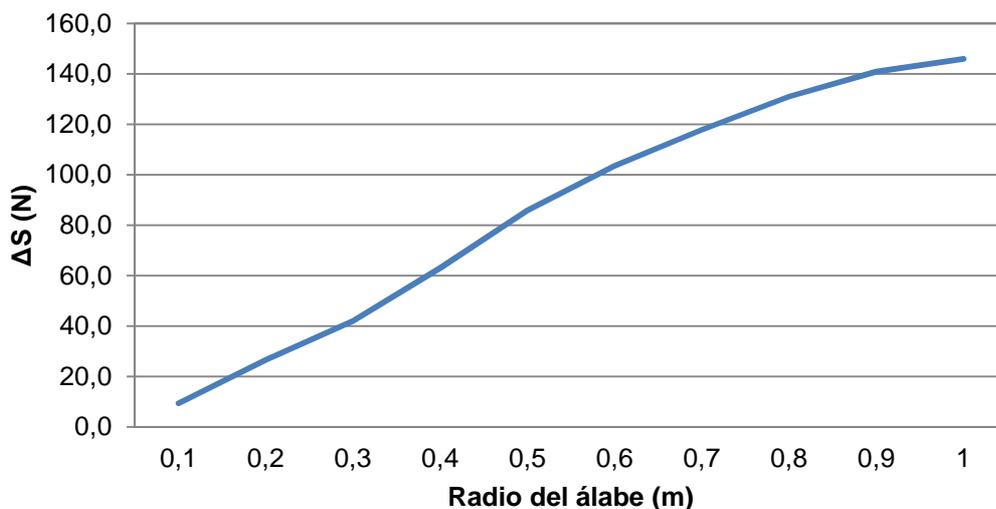


Figura 2.7 Fuerza de empuje en función del radio del álabe

Para determinar el torque y posteriormente la potencia desarrollada por el rotor utilizamos las formulas (5.1), (5.2), (5.3).

$$Torque_r = \frac{1}{2} \cdot (\Delta A \cdot \text{seno}(\varnothing) - \Delta W \cdot \text{cos}(\varnothing)) \cdot (r - \frac{\Delta r}{2})$$

$$Torque_{rotor} = \sum Torque_r \cdot B$$

$$Potencia_{rotor} = Torque_{rotor} \cdot \omega$$

Tabla 2.10 Potencia desarrollada en el rotor de la turbina *propeller*

Nº sec	r(m)	∅°	ΔA (N)	ΔW (N)	Torque (N.m)	Torq.rotor (N.m)	ω (rad/s)	Potencia (W)	Rendimiento Rotor
1	0,1	42,3	11,2	1,5	0,3				
2	0,2	30,0	29,5	2,0	1,9	182,5	6,5	1186,0	0,52
3	0,3	22,5	44,2	3,0	3,5				
4	0,4	17,7	64,7	4,6	5,3				
5	0,5	14,5	86,7	7,2	6,7				
6	0,6	12,3	104,1	8,4	7,7				
7	0,7	10,6	118,2	8,4	8,8				
8	0,8	9,4	131,2	9,3	9,1				
9	0,9	8,4	141,0	9,8	9,1				
10	1	7,5	145,8	10,2	8,5				

Estos valores calculados, nos permitirán conocer aproximadamente el comportamiento de la turbina *propeller*, y por ende realizar un diseño mecánico del álabe empleando materiales compuestos.

Hay que resaltar que esta es una tecnología relativamente nueva desarrollada por APROTEC, por lo que posteriormente será necesario realizar pruebas de campo y así conocer el comportamiento real de la turbina ya fabricada.

En la figura 2.11 se compara la potencia teórica generada por el rotor diseñado con la potencia generada por un rotor ideal (con factor de potencia 0,592, límite de Betz) y con la máxima potencia extraída de la corriente del río.

Tabla 2.11 Potencia desarrollada por el rotor diseñado a diferentes velocidades del río

Velocidad del río (m/s)	Potencia en el rotor diseñado	
	Componente de la velocidad a 30°	Potencia(W)
1	0,866	314
1,2	1,04	563
1,3	1,125	723
1,5	1,3	1186

Tabla 2.12 Potencia de la masa de agua sobre un disco de 2m de diámetro

Velocidad del río (m/s)	Potencia la masa de agua Disco sólido	
	Componente de la velocidad a 30°	Potencia(W)
1	0,866	1020
1,2	1,04	1767
1,3	1,125	2236,5
1,5	1,3	3451

Tabla 2.13 Potencia desarrollada por un rotor ideal a diferentes velocidades del río

Velocidad del río (m/s)	Potencia generada por un rotor ideal	
	Componente de la velocidad a 30°	Potencia(W)
1	0,866	604
1,2	1,04	1046
1,3	1,125	1324
1,5	1,3	2043

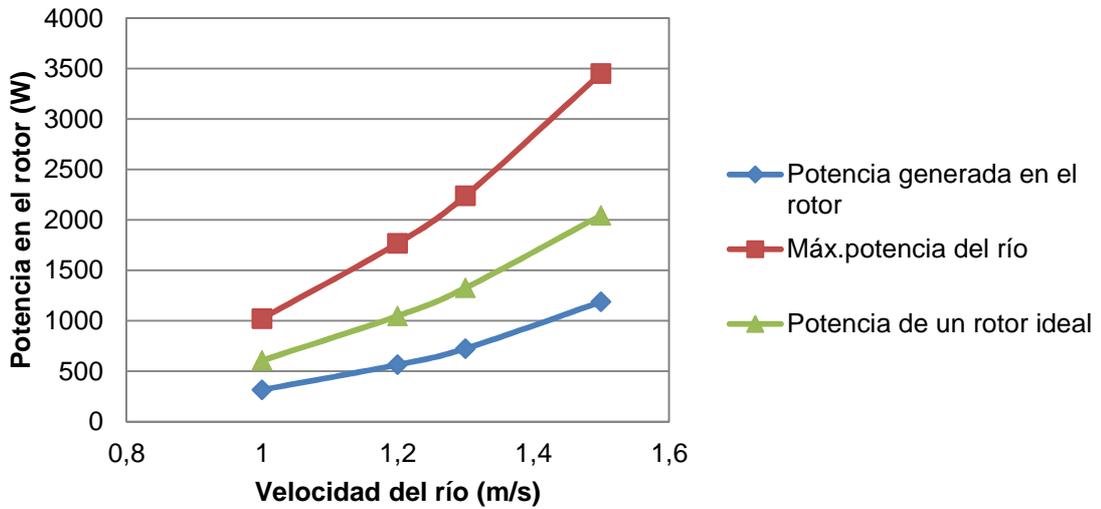


Figura 2.8 Potencia generada en el rotor

Una parte importante del álabe es determinar la geometría de la raíz (ver figura 2.9) por la cual va a ser unida al núcleo del rotor (brida-plato de sujeción).

En el plano del álabe se podrá visualizar con mayor detalle.

Este es un diseño ya utilizado en la gran mayoría de aerogeneradores, por lo tanto será la geometría de los álabes.

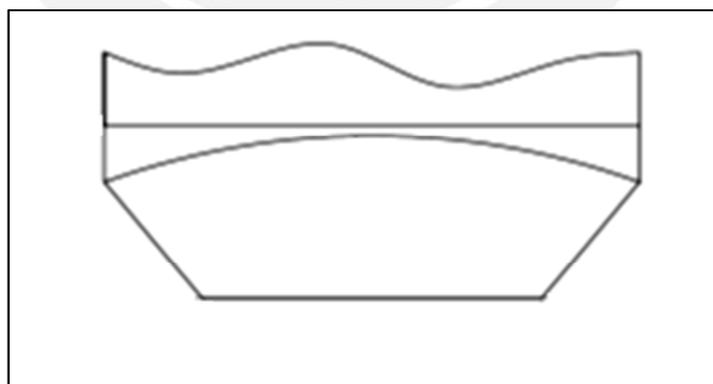


Figura 2.9 Esquema de la raíz del álabe

Posteriormente cuando se realice el análisis de esfuerzos por elementos finitos, si es el caso que falle, este puede ser modificado.

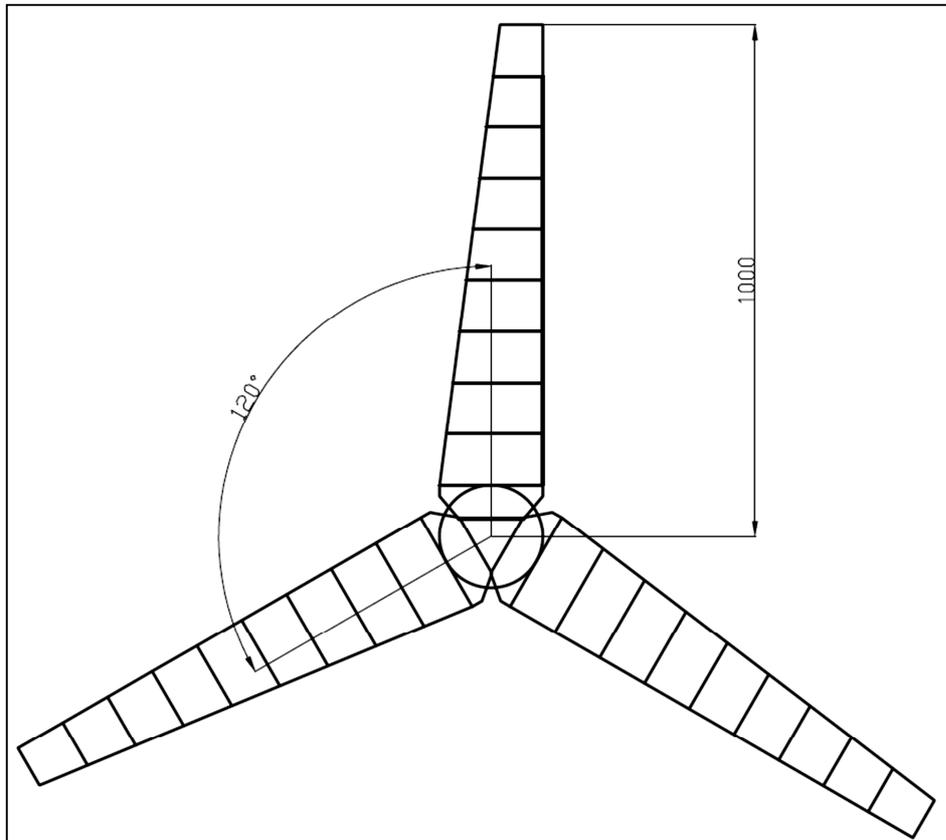


Figura 2.10 Esquema del rotor de 3 álabes

Para demostrar que el álabe diseñado no fallará por resistencia mecánica, se realizó un estudio por elementos finitos con el software SolidWorks 2010, para ello se modelan las condiciones de carga en el álabe: materiales, fuerza y restricciones considerando las propiedades mecánicas del material compuesto de matriz polimérica reforzado con partículas de madera capirona.

Tabla 2.14.a Propiedades de la muestra 60% PP - 40% de madera capirona

Malla N°	Tamaño partículas (mm)	Tracción		Flexión	
		R_t (MPa)	E_t (MPa)	R_b (MPa)	E_b (MPa)
MR1	5,15	14,6	456	29,7	2030
MR2	3,33	15,6	483	31,3	2134
MR3	1,90	16,8	500	33	2416

Inicialmente se realizó un análisis con el álabe de material compuesto de matriz polimérica y refuerzos de partículas de madera recuperada. Lamentablemente para las

condiciones de carga máxima de trabajo el álabe falla, ya que se obtiene un factor de seguridad aproximado de 0,7.

Tabla 2.14.b Propiedades del material compuesto de matriz de poliéster con refuerzo de fibra de vidrio MAT E600 [Miravete, 2007]

Matriz	Refuerzo	$E_{X/Y}$ (MPa)	G_{XY} (MPa)	$Rt_{X/Y}$ (MPa)	$Rt'_{X/Y}$ (MPa)	ν_{xy}
Poliéster	MAT E600	7733	2880	100	100	0,3426

Para dar solución a esto, manteniendo la condición de bajo peso, se procedió a colocarle un revestimiento de fibra de vidrio MAT-E600, con el fin de aumentar la resistencia del álabe.

A continuación se muestran los resultados del análisis por elementos finitos, para el álabe.

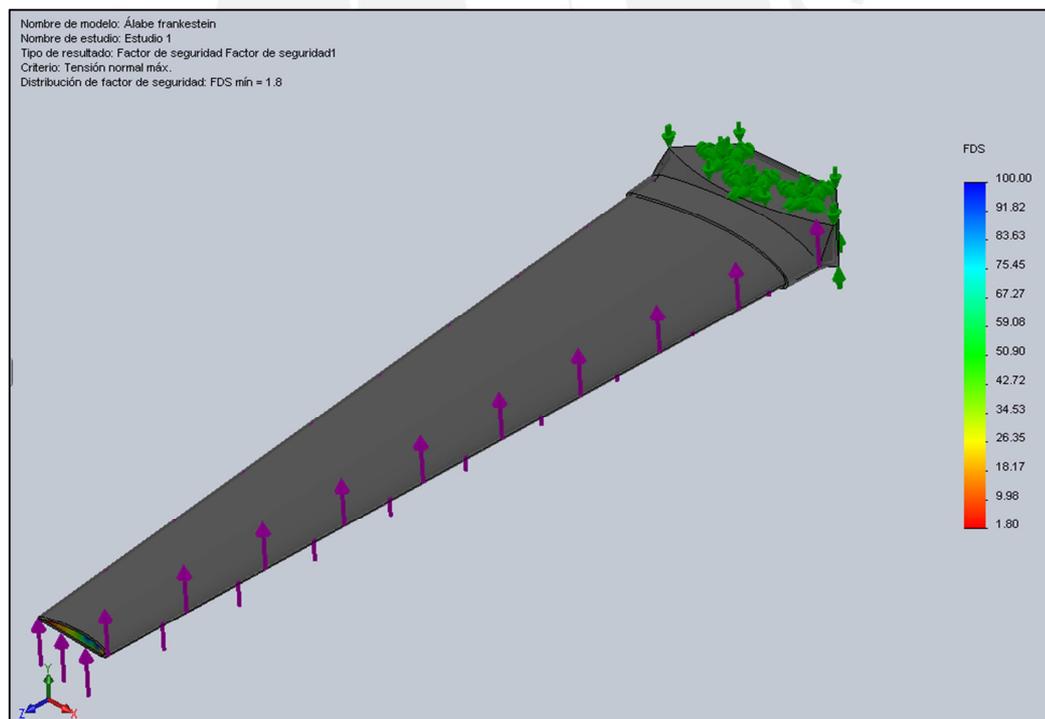


Figura 2.10.a Factor de seguridad obtenido para el álabe revestido con 2 capas de fibra MAT-E600 a una velocidad de río de 1,5 m/s (condiciones críticas de operación)

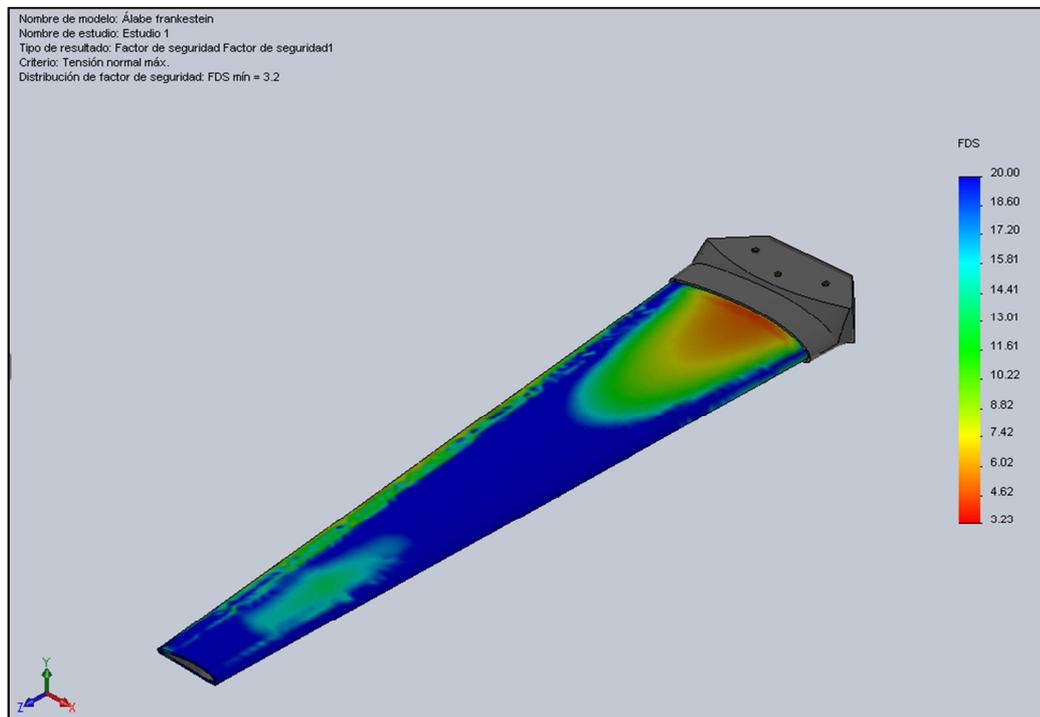


Figura 2.10.b Factor de seguridad obtenido para el revestimiento del ábabe con 2 capas de fibra MAT-E600 a una velocidad de río de 1,5 m/s (condiciones críticas de operación)

El factor de seguridad más bajo obtenido es de 1,8, el cual pertenece al alma del ábabe compuesto por polipropileno reforzado con madera recuperada (ver figura 2.10.a).

El análisis es para para una velocidad del río de 1,5 m/s.

Este análisis (ver figura 2.10.b) muestra el factor de seguridad obtenido para el revestimiento de fibra de vidrio MAT-E600 y resina de poliéster.

Para las condiciones de operación óptimas se obtiene un factor de seguridad de aproximadamente 4,7 asegurándonos de manera satisfactoria su funcionamiento (ver figura 2.11.a)

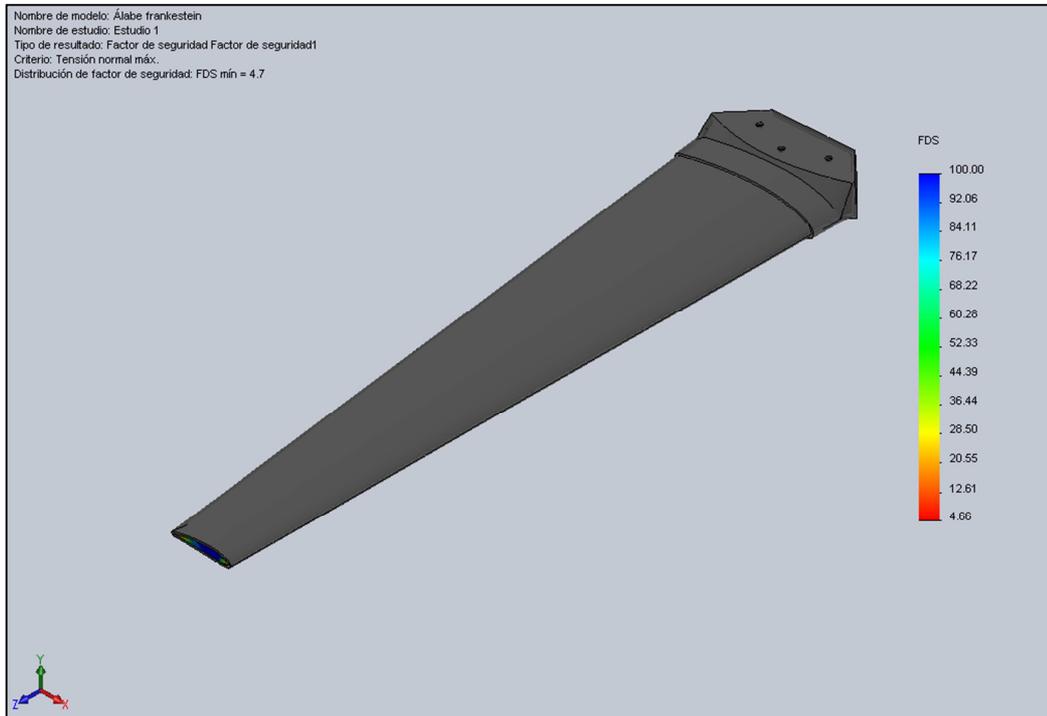


Figura 2.11.a Factor de seguridad obtenido para el álabes revestido con 2 capas de fibra MAT-E600 a una velocidad del río de 1 m/s (condiciones óptimas de operación)

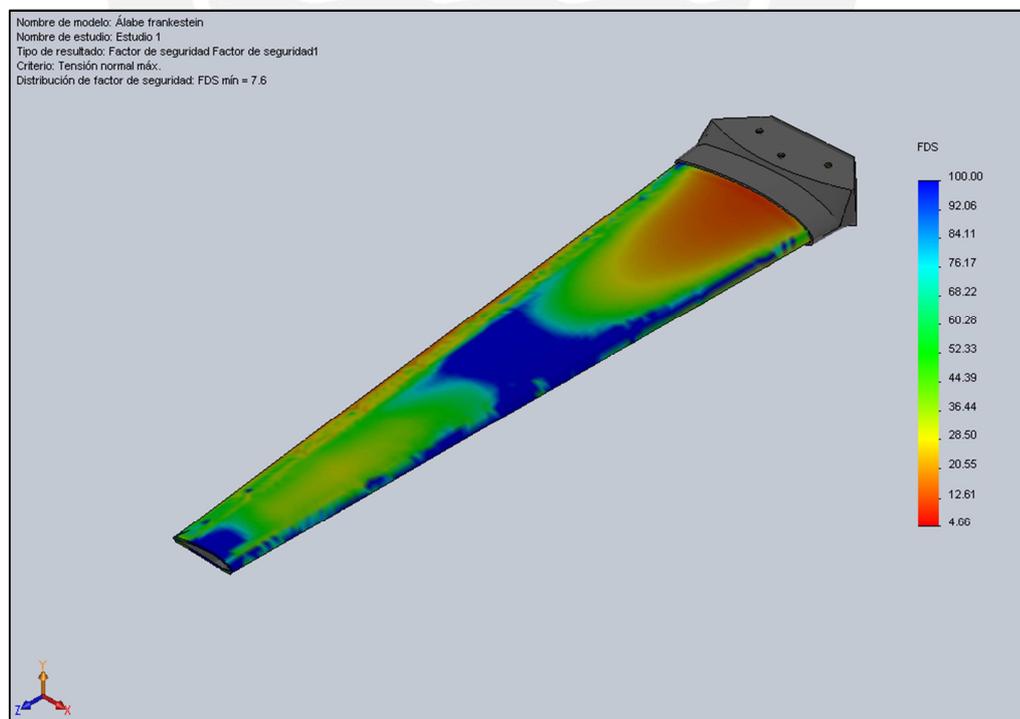


Figura 2.11.b Factor de seguridad obtenido para el álabes revestido con 2 capas de fibra MAT-E600 a una velocidad del río de 1 m/s (condiciones óptimas de operación)

Esto quiere decir que tanto para la velocidad del río de 1m/s como para la de 1,5 m/s el álabe diseñado no fallará por resistencia.

Cabe resaltar que las velocidades de operación de la turbina de río están entre 1 y 1,3 m/s, dando como resultado potencias de salida de 210 y 486 W respectivamente, siendo estas suficientes para cumplir con la demanda de carga de baterías sin que los álabes fallen por resistencia mecánica.

Como se mencionó anteriormente, para el diseño mecánico de los álabes y del eje de transmisión se considerará los valores de fuerza máxima en el álabe, con el fin de asegurarnos un excelente desempeño de los componentes de la turbina para las velocidades de operación óptima.

2.2.2 Diseño mecánico del eje de transmisión

Se cuenta con ejes huecos de transmisión de acero de 1 ½" el cual esta acoplado al generador. (APROTEC).

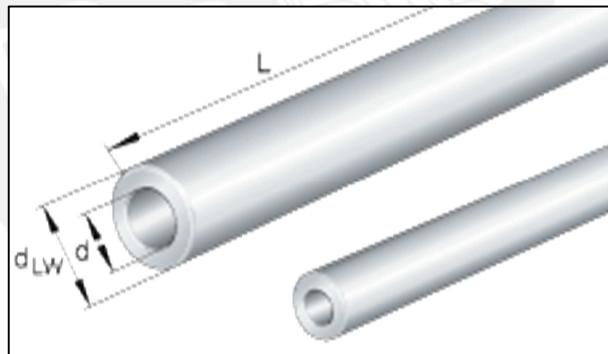


Figura 2.12 Esquema de tubos concéntricos

Este tubo será encapsulado por otro tubo hueco de 2 ½", con el fin de brindarnos un soporte para el tubo de menor diámetro.

Con la utilización de ejes huecos reducimos el peso de nuestra turbina de río y conjuntamente el costo de este.

El tubo de menor diámetro con el fin de girar libremente en el tubo de 2 ½" se apoyará sobre dos rodamientos de contacto angular y un taco de madera (que hace la función de bocina).

Ambos rodamientos de contacto angular serán colocados fuera del agua en el extremo derecho del eje, y el taco de madera irá dentro del agua en el extremo izquierdo del eje. Esta técnica es utilizada en los peque-peques de la Amazonía peruana.

Tantos los tubos como los demás componentes de acero serán recubiertos con pintura epóxica con el fin de evitar la corrosión al contacto con el agua; la elección del tipo de recubrimiento depende del tiempo de vida que se quiera dar a la turbina. Para mayor información del Kit de pintura epóxica y del procedimiento a emplear Ver Anexo 8: *Kit de pintura epóxica*.

Antes de realizar nuestro diagrama de fuerzas, determinaremos una longitud para el eje.

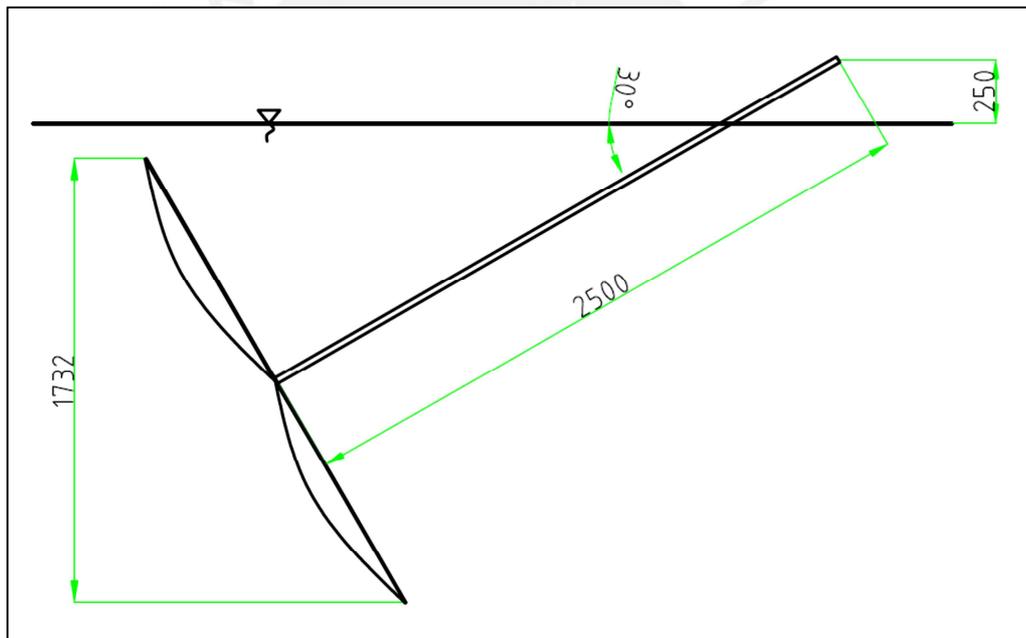


Figura 2.13 Esquema de la turbina de río con un rotor de diámetro de 2m

La longitud del eje ha sido determinada básicamente por la geometría de la turbina. (ver figura 2.13).

A. Dimensionamiento y cálculos de resistencia del eje

Para realizar el diagrama de fuerzas que actúan en el eje, primero se necesita obtener la fuerza de empuje total en los álabes del rotor. Para ello se suma la fuerza de empuje a lo largo de toda la pala ΔS (N) (ver tabla 2.8).

Por lo tanto:

$$SF = \sum \Delta S \cdot 3$$

Donde 3 representa el número total de álabes.

Fuerza de empuje resultante:

$$SF = 2597 \text{ N}$$

Se determina el torque desarrollado por el rotor (ver tabla 2.10).

$$Torque_{rotor} = 182,5 \text{ N.m}$$

Disposición de las fuerzas que producen torque en el rotor (ver figura 2.14).

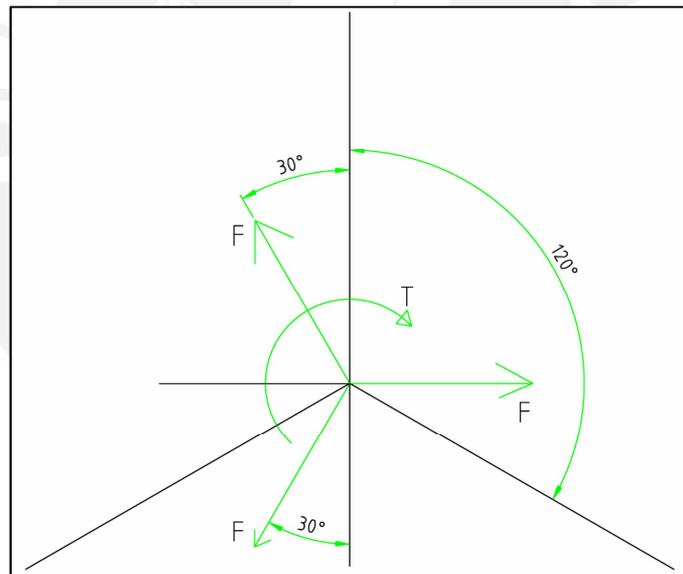


Figura 2.14 Fuerza tangencial en los álabes

Al descomponer la fuerza F en cada álabe esta se elimina tanto en el eje "x" como en el eje "y".

Por lo tanto las fuerzas presentes será la fuerza de empuje, torsión y el peso de cada componente.

Luego de identificar las fuerzas actuantes se procede a realizar el cálculo de resistencia del eje.

Para determinar las características técnicas de los tubos. Ver Anexo 2: *Ficha técnica de tubos A53 Sch 40*.

Directamente se puede obtener el peso de cada tubo de acero galvanizado Schedule 40 ya que está en función de la longitud de este.

Aquí se calcula de manera aproximada el peso del tubo de 1 ½" (Ver Anexo 2: *Ficha técnica de tubos A53 Sch 40*) y el peso de cada tramo de eje, considerando la densidad del acero de 7850kg/m³.

$$W1=98 \text{ N} \quad (\text{Tubo de } 1 \frac{1}{2}'')$$

$$W2=10,2 \text{ N} \quad (\text{Eje sólido izquierdo})$$

$$W3=9,5 \text{ N} \quad (\text{Eje sólido derecho})$$

$$Wt= 98 +10,2 +9,5 = 117,7 \text{ N}$$

$$Wt \approx 118 \text{ N}$$

Luego se descompone por el *cos* (30°) y por el *seno* (30°) respectivamente, ya que el eje de propulsión se instalará inclinado 30° con respecto al nivel de la balsa.

$$Wt_x = 118. \text{sen}(30^\circ) = 59 \text{ N}$$

$$Wt_y = 118. \text{cos}(30^\circ) = 102 \text{ N}$$

Así mismo consideraremos el efecto del peso del rotor de la turbina sobre el eje de transmisión (ver plano del rotor).

$$\begin{aligned} Vol_{rot} &= \left(\frac{\pi(0,2)^2}{4} - \frac{\pi(0,057)^2}{4} \right) 0,004 + \left(\frac{\pi(0,057)^2}{4} - \frac{\pi(0,03)^2}{4} \right) 0,036 \\ &+ \left(\frac{\pi(0,2)^2}{4} - \frac{\pi(0,009)^2}{4} \right) 0,004 = 0,000306 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

$$W_{rot} = 23,63 \text{ N}$$

$$W_{rotx} = 23,63. \text{sen}(30^\circ) = 11,8 \text{ N}$$

$$W_{roty} = 23,63. \text{cos}(30^\circ) = 20,5 \text{ N}$$

En este resultado no se considera el peso de los álabes ya que es despreciable a comparación de los demás elementos.

Considerando que el peso y la longitud del eje sólido izquierdo y el peso del eje sólido derecho son muy semejantes (ver W_2 , W_3 y figura 2.15.a) se puede asumir que el centro de gravedad del eje de transmisión está en el medio de este.

Para el diagrama de fuerzas (ver figura 2.15.b) primero analizaremos el tubo de 1 ½" (tubo que transmite el torque del rotor) y luego el tubo de 2 ½", que tiene la función de soporte y protección del tubo de menor diámetro.

A.1 Analizando el eje de transmisión

A.1.1 Analizando estáticamente

$$\sum M_0 = 0$$

$$F_1(107) + F_2(2381) - 102(1248) - 20,5(31) = 0 \quad (a)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_1 + F_2 = 122,5 \quad (b)$$

Entonces:

$$F_1 = 72 \text{ N} \quad F_2 = 50,5 \text{ N} \quad F_3 = 2667,8 \text{ N}$$

Según el Anexo 2: *Ficha técnica de tubos A53 Sch 40*, se tiene:

$$de = 48,3 \text{ mm}$$

$$e = 3,68 \text{ mm}$$

$$di = 40,9 \text{ mm}$$

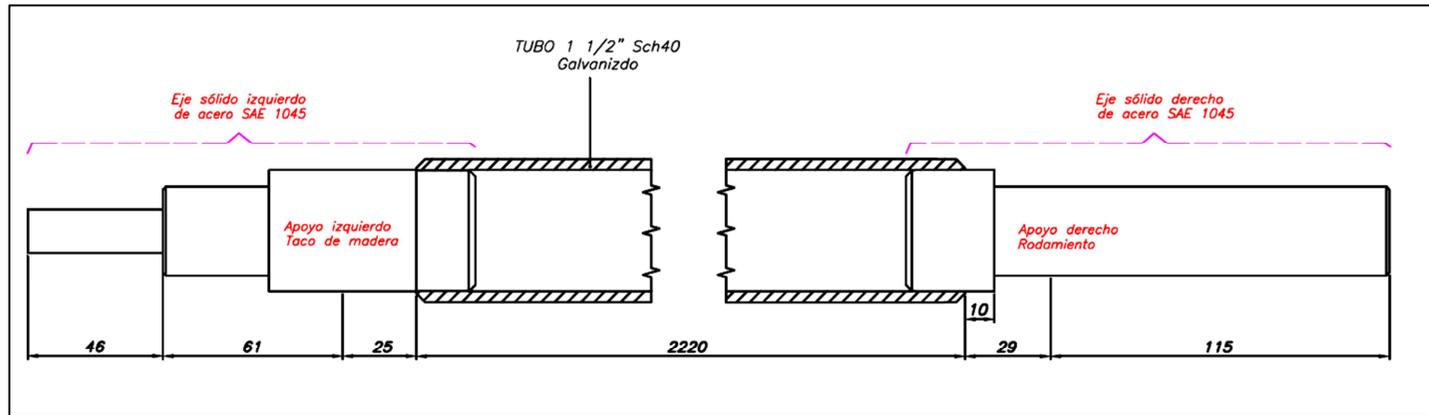


Figura 2.15.a Eje de transmisión dimensionado

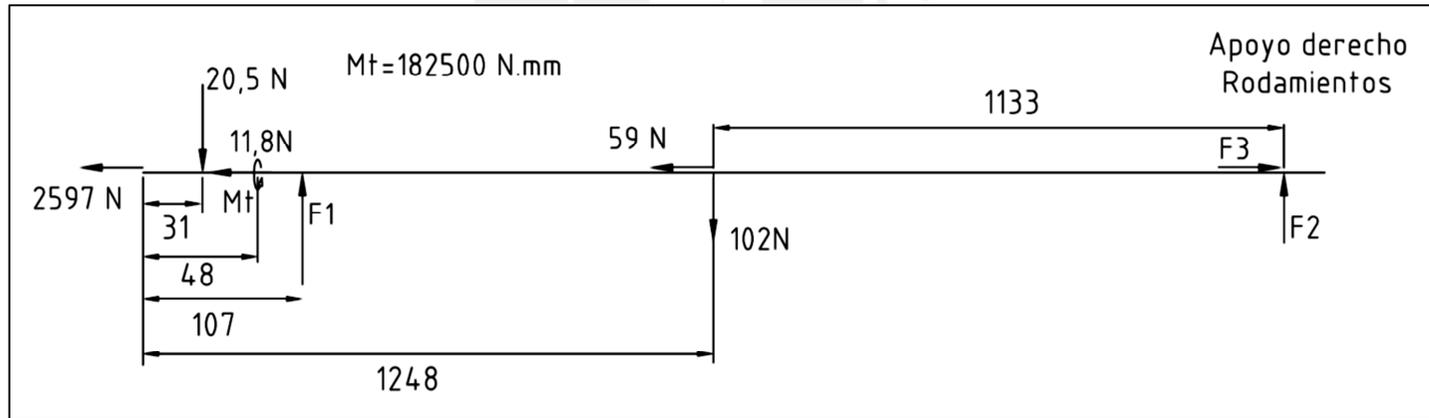


Figura 2.15.b Diagrama de cuerpo libre del tubo de 1 1/2"

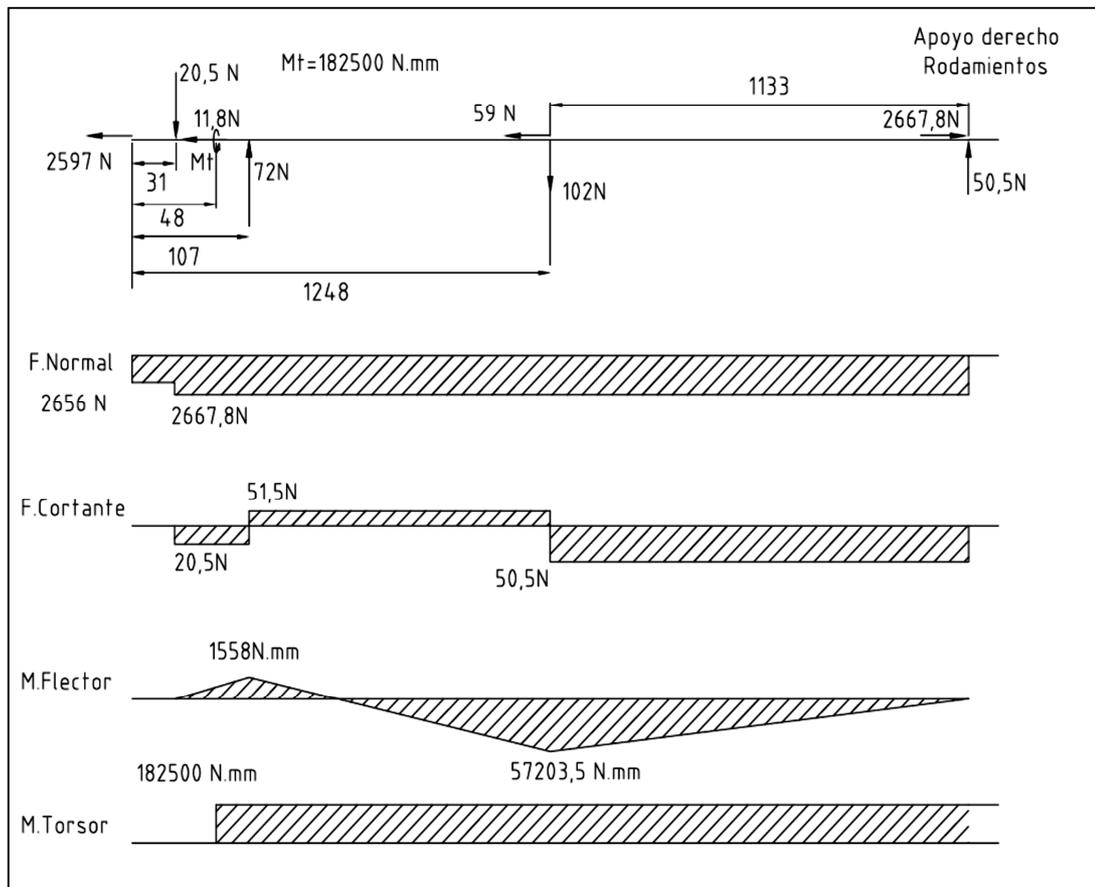


Figura 2.16 Diagrama de fuerzas y momentos del tubo de 1 1/2"

Por lo tanto determinamos los esfuerzos de tracción, de flexión y de torsión ya que la fuerza cortante es despreciable.

A.1.2 Cálculo por fatiga y factor de seguridad a la fluencia

- **Para la zona más crítica de máximos esfuerzos**

Por motivos prácticos se despreció el peso de los álabes ya que son ligeros. Como se ve en el diagrama de fuerzas la zona más crítica es en la zona en donde se tiene un momento flector de 57,203 N.m.

Entonces:

Torsión

Se considera de carácter estático

$$\tau_{tm} = \tau_{ts} = \frac{16 \cdot de \cdot M_t}{\pi \cdot (de^4 - di^4)} = 17 \text{ MPa}$$

Tracción

Se considera de carácter estático

$$\sigma_{tm} = \sigma_{ts} = \frac{2667,8}{\pi \cdot (de^2 - di^2)/4} = 5,15 \text{ MPa}$$

Flexión

Se considera alternante puro

$$\sigma_{fa} = \sigma_{fs} = \frac{32 \cdot de \cdot M_f}{\pi \cdot (de^4 - di^4)} = 10,64 \text{ MPa}$$

Se aprecia en los resultados que los valores obtenidos son bajos, pero de todas maneras se realizará la comprobación por fatiga.

Para determinar los factores que afectan la fatiga del eje, se considerara las condiciones más desfavorables posibles.

Consideraciones:

$$\sigma_B < 400 \text{ MPa}$$

- Coeficiente de superficie, $c_s=0,8$ (acabado de desbaste tosco)
- Coeficiente de tamaño, aproximar al diámetro exterior , $c_t=0,7$
- Coeficiente de temperatura, $c_{temp}=1$ (T^0 del río aproximadamente es 12°C)
- Coeficiente de confiabilidad del 90% entonces $c_c=0,897$
- Factor de carga, $c_{carga} = 1$ (Para flexión).
- Factor de concentración: como no hay cambios de sección entonces $\beta=1$

Esfuerzo equivalente medio o estático

Para flexión: $\sigma_{fm}=0 \text{ MPa}$

Para tracción: $\sigma_{tm}=5,15 \text{ MPa}$

Para torsión: $\tau_{tm}=17 \text{ MPa}$

Esfuerzo equivalente según von Misses será:

$$\sigma_{mequi} = \sqrt{(\sigma_{fm} + \sigma_{tm})^2 + 3\tau_{tm}^2} \quad (24)$$

$$\sigma_{mequi} = 30 \text{ MPa}$$

Esfuerzo equivalente alternante

Para flexión:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta}{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot c_{carg} \cdot c_c} \right) \sigma_{fa} \quad (25)$$

Como $\sigma_{fa} = 10,64 \text{ MPa}$ entonces $\sigma'_{fa} = 21,18 \text{ MPa}$

Para torsión y tracción

$$\tau'_{ta} = 0 \quad \text{y} \quad \sigma'_{ta} = 0$$

Esfuerzo equivalente según von Misses será:

$$\sigma'_{a\text{equi}} = \sqrt{(\sigma'_{fa} + \sigma'_{ta})^2 + 3\tau'_{ta}^2} \quad (26)$$

$$\sigma'_{a\text{equi}} = 21,18 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad a la fatiga

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_{mequi}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{a\text{equi}}}{\sigma_{Alt}} \quad (27)$$

Según la ficha técnica del producto de aceros Arequipa (Ver Anexo 2: Ficha técnica de tubos A53 Sch 40) se tiene una resistencia a la tracción como mínimo de:

$$\sigma_B = 330 \text{ MPa}$$

Por lo tanto para aceros se tiene que: $\sigma_{Alt} = 0,5(\sigma_B)$

$$\sigma_{Alt} = 165 \text{ MPa}$$

Reemplazando los valores se tiene:

$$FS=4,5$$

Factor de seguridad a la fluencia

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{seq}}, \quad \sigma_F \approx 205 \text{ MPa}$$

Dónde:

$$\sigma_{seq} = \sqrt{(\sigma_{fs} + \sigma_{ts})^2 + 3\tau_{ts}^2} = 33,5 \text{ MPa} \tag{28}$$

$$FS=6,1$$

- **Para el resalte derecho e izquierdo del eje**

Ubicado a una distancia de 19 mm del apoyo derecho (ver figura 2.17.a)

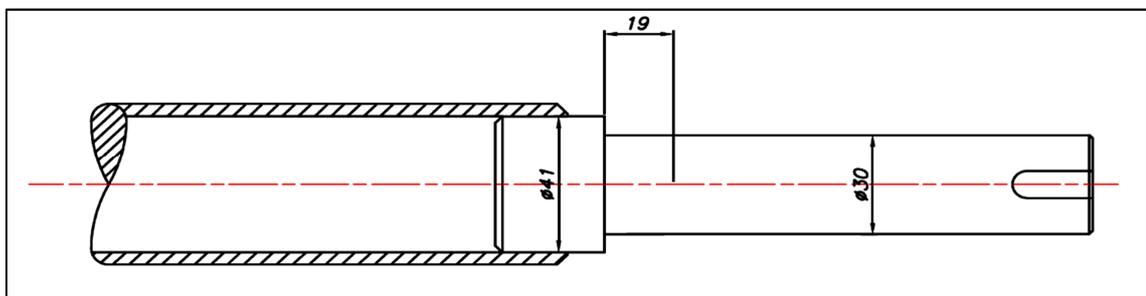


Figura 2.17.a Extremo derecho del eje a 19mm del apoyo

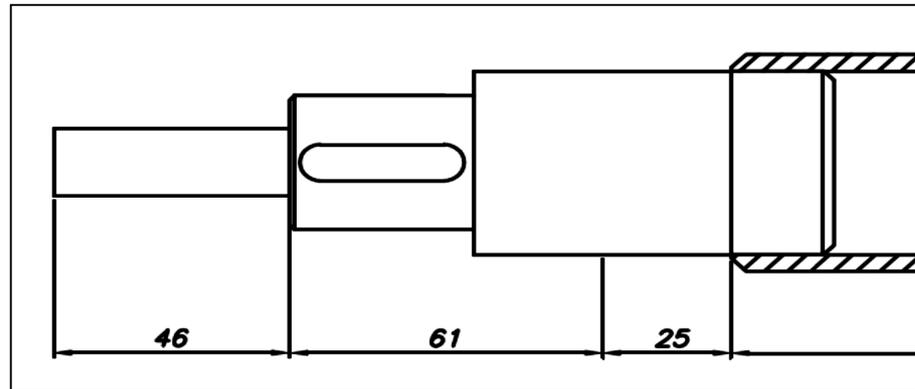


Figura 2.17.b Extremo izquierdo del eje

El diámetro del eje asumido de manera empírica es de 30mm, ya que para ubicar los rodamientos de apoyo, el diámetro de la pista interna del rodamiento tiene que ser múltiplo de 5.

La estimación del diámetro del eje se realiza por resistencia de materiales y en primera instancia se puede usar un cálculo simplificado y rápido donde no se incluyen los factores que incrementan los esfuerzos; pero sin embargo estos factores son tomados en cuenta al asumir un factor de seguridad a la fatiga más alto.

Por lo tanto comprobaremos la resistencia tanto el eje sólido izquierdo como el derecho.

Teoría de falla de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f)^2 + 3(\alpha_0 \tau_t)^2} \leq \sigma_{adm} \quad (29)$$

Es decir:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{32M_f}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left[\alpha_0 \left(\frac{16M_{t1}}{\pi d^3}\right)\right]^2} \leq \frac{\sigma_{falt}}{FS} \quad (30)$$

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{falt}}{(\sqrt{3})\tau_{tpuls}} \quad (31)$$

Para la fabricación del eje sólido del extremo derecho se va a utilizar un acero AISI/SAE 1045 con las siguientes propiedades mecánicas (ver tabla 2.15.a).

Tabla 2.15.a Propiedades mecánicas del material del eje derecho

Material*	$\sigma_{falt}(MPa)$	$\tau_{tpuls}(MPa)$	$\sigma_B(MPa)$
AISI/SAE 1045	350	210	650

***Propiedades mecánicas** Ver Anexo 3: Propiedades mecánicas. AISI/SAE 1045

Y para la fabricación del eje sólido del extremo izquierdo (sumergido en el agua) se va a utilizar del mismo modo un acero SAE 1045 (ver tabla 2.15.a).

- **Para el eje sólido derecho (Ver figura 2.17 a)**

Entonces reemplazando en la fórmula (31)

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{falt}}{(\sqrt{3})\tau_{tpuls}} = 0,96$$

Tabla 2.15.b Valores de flexión y torsión en la sección

Sección	Flexión(N.mm)	Torsión(N.mm)	FS
Eje sólido derecho	959,3	182500	4

Del mismo modo reemplazando en la fórmula (30)

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{32M_f}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left[\alpha_0\left(\frac{16M_{t1}}{\pi d^3}\right)\right]^2} \leq \frac{\sigma_{falt}}{FS}$$

Reemplazando los valores en la ecuación y despejando “d”.

$$d > 26,04 \text{ mm.}$$

Comprobamos de manera aproximada que el valor para de 30 mm considerado anteriormente cumple satisfactoriamente.

- **Para el eje sólido izquierdo (Ver figura 2.17 b)**

Entonces reemplazando en la fórmula (31)

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{falt}}{(\sqrt{3})\tau_{tpuls}} = 0,83$$

Tabla 2.15.c Valores de flexión y torsión en la sección más crítica

Sección	Flexión(N.mm)	Torsión(N.mm)	FS
Eje sólido izquierdo	676,5	182500	4

Del mismo modo reemplazando en la fórmula (30)

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{32M_f}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left[\alpha_0\left(\frac{16M_{t1}}{\pi d^3}\right)\right]^2} \leq \frac{\sigma_{falt}}{FS}$$

Reemplazando los valores en la ecuación y despejando "d".

d>26,0 mm.

Comprobamos que el valor para de 30 mm considerado anteriormente cumple satisfactoriamente. Hay que saber que la sección del eje es cónica, por lo tanto el diámetro promedio del eje sólido izquierdo es de 35,4mm es por ello que no fallará de ninguna manera (ver la figura 2.17.c).

Como se mencionó anteriormente al asumir factor de seguridad alto se incluyen los concentradores de esfuerzos.

Cabe mencionar que la fórmula aproximada (31) está en función de σ_{falt} , τ_{tpuls} y para nuestro caso el tanto el momento torsor como la fuerza normal son considerados con comportamiento constante y no pulsante.

Ya que el momento flector presente en ambas secciones es bajo, solo se podría considerar que son zonas en donde está presente una fuerza normal de tracción y un momento torsor.

Por ello no será necesario realizar un cálculo específico por fatiga en ambas secciones.

Cabe resaltar que este es un análisis aproximado de nuestro eje, las dimensiones del eje son utilizadas por APROTEC para la fabricación de este tipo de turbinas de río, para potencia similares.

Luego de determinar el diámetro requerido como mínimo para el eje sólido izquierdo se procede a modificar la geometría final de este, con el motivo de asegurar el alineamiento adecuado del rotor compuesto por los álabes y la brida de sujeción (técnica utilizada para asegurar el alineamiento de poleas). Al modificar la geometría del eje izquierdo (sólido cónico), no se verá afectada considerablemente la resistencia mecánica de esta, ya que al contrario, la sección transversal será mayor a lo calculado anteriormente a lo largo de todo el cono (ver figura 2.17.c).

Por si se desea realizar un nuevo diseño se puede utilizar como referencia la norma DIN 1448: Dimensiones estandarizadas orientativas de ejes cónicos. Cabe resaltar que se requiere un eje corto y compacto.

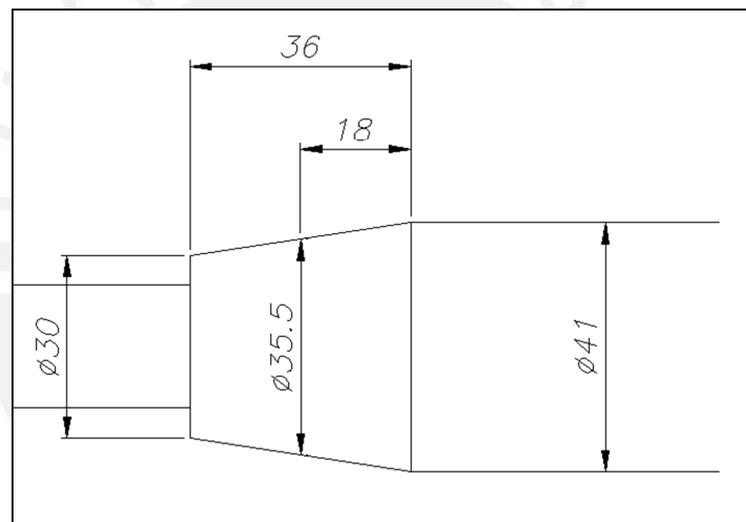


Figura 2.17.c Eje izquierdo con sección cónica

A.1.3 Cálculo de deformaciones en el eje

Una vez calculados los principales esfuerzos en el eje, se procede a calcular las deflexiones producidas por la acción de las fuerzas, tanto el peso como fuerzas externas.

Para esto se utilizan fórmulas aplicativas, las cuales se basan en la geometría y la ubicación de las cargas.

Para simplificar el procedimiento de cálculo se despreciará el efecto de la carga puntual de 20,5 N ya que el efecto del peso del eje es más significativo debido a la esbeltez y la amplia separación entre los apoyos.

El peso del rotor de aproximadamente de 20,5 N en la dirección “y” no producirá una flecha significativa ya que está ubicada a una distancia de apoyo de 7,6 cm (ver figura 2.16).

Resultaría:

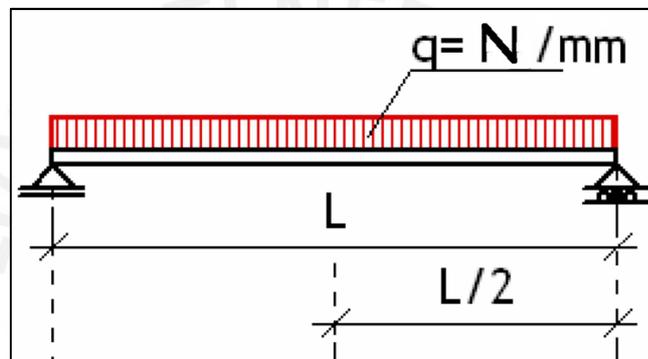


Figura 2.18 Esquema del DCL de una viga con dos apoyos a una distancia “L” [Veas, Verónica 2000]

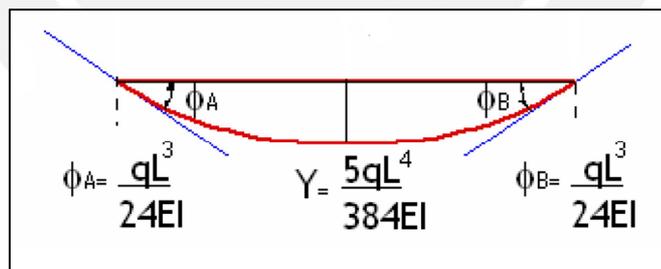


Figura 2.19 Esquema de deformaciones [Veas, Verónica 2000]

Con la ayuda de la figura 2.15.a y 2.15.b se puede calcular de manera aproximada el valor de “q”.

$$q = 102N/2496 \text{ mm} = 0,0408 \text{ N/mm}$$

$L = 2274 \text{ mm}$ (Distancia entre apoyos, despreciar la longitud continua al apoyo izquierdo)

$$E = 2,1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$I = \frac{\pi \cdot (d^4 - di^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (48,3^4 - 40,9^4)}{64} = 129791 \text{ mm}^4$$

Para determinar el valor de la inercia se toma como referencia la geometría del punto de máxima flexión. (La sección de un tubo).

Por lo tanto de la figura 2.19 se determina el Y_{max} (Deflexión máxima).

$$Y_{max} = \frac{5 \cdot q \cdot L^4}{384EI} = \frac{5 \cdot (0,0408) \cdot (2274^4)}{384 \cdot (2,1 \times 10^5) \cdot (129791)} = 0,52 \text{ mm}$$

Para los valores obtenidos, sabemos que la flecha admisible por metro de longitud entre apoyos es de 0,5 mm, para este caso sería una flecha admisible de 1,24 mm. Por lo tanto la flecha de 0,52 no excede de 1,24mm.

$$\phi A = \frac{q \cdot L^3}{24 \cdot E \cdot I} = \frac{0,0408 \cdot (2274^3)}{24 \cdot (2,1 \times 10^5) \cdot (129791)} = 7,3 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

Asimismo la inclinación admisible (ϕ_{adm}) para apoyos de rodamientos rígidos de bola es de $1 \times 10^{-3} \text{ rad}$, por lo que el valor obtenido no supera dicho (ϕ_{adm}).

Por consiguiente el eje no fallará por deformaciones.

A.1.4 Consideraciones dinámicas en el eje

Ya realizado el cálculo de la flecha máxima, se procede a calcular la velocidad crítica del eje y verificar si este fallará por un exceso de velocidad.

“Para comprobar esto se debe considerar que la velocidad de giro de operación del eje tiene que ser menor a las dos terceras partes de la velocidad crítica del mismo” [Sassarini, 2009].

$$n_{cr} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{f_{max}}}$$

Donde n_{cr} , es la velocidad angular crítica del eje, g es la aceleración de la gravedad y f_{max} es la flecha máxima producida en el eje en este caso por el peso del eje de transmisión.

$$n_{cr} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{9800}{7,3 \times 10^{-4}}} = 34988,3 \text{ rpm}$$

La velocidad máxima de rotación de la turbina es de 62 rpm (ver tabla 2.2), la cual es mucho menor que las dos terceras partes de la velocidad crítica.

A.2 Analizando el tubo exterior de soporte

A.2.1 Cálculo de resistencia del tubo de soporte

Para el determinar el peso del tubo externo, asumiremos que el centro de gravedad está aproximadamente a la mitad del tubo de soporte. Esto es debido a que los elementos como los rodamientos y la caja de rodamientos no son considerablemente pesados en comparación con el tubo de acero

Peso del tubo Schedule 40 de 2 ½". Ver Anexo 2: *Ficha técnica de tubos A53 Sch 40*

$$W_2 = Long. (8,62) = 2,29(8,62) \approx 194N$$

$$de_2 = 73 \text{ mm}$$

$$e_2 = 5,16 \text{ mm}$$

$$di_2 = 62,68 \text{ mm}$$

Para el peso de la caja de rodamientos asumiremos una densidad del acero de 7850kg/m³.

$$W_c = Vol. (Densidad)$$

$$Vol = \frac{\pi(0,092)^2}{4}(0,074) - \left(\frac{\pi(0,092)^2}{4} - \frac{\pi(0,063)^2}{4} \right) (0,02) - \frac{\pi(0,055)^2}{4}(0,025) - \frac{\pi(0,072)^2}{4}(0,049) = 0,00162 \text{ m}^3$$

$$W_c = Vol(7850) \approx 13 \text{ N}$$

$$WT = 194 + 13 = 207 \text{ N}$$

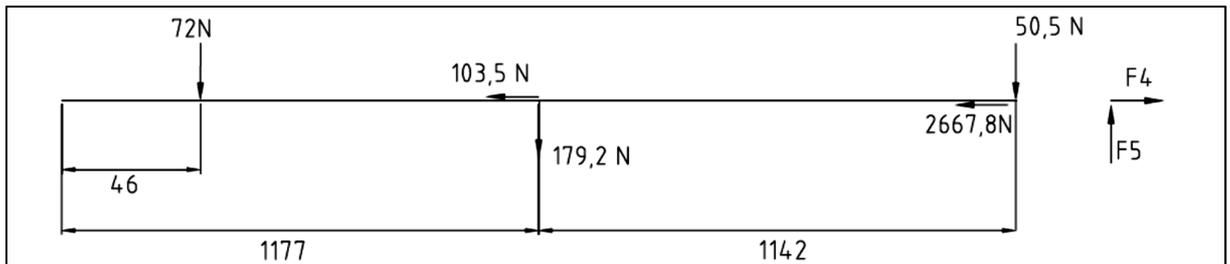


Figura 2.20 Diagrama de cuerpo libre del tubo soporte de 2 1/2"

La fuerza F_4 y la fuerza F_5 son fuerzas absorbidas por la estructura que va a recibir a la turbina.

Cabe resaltar que el diseño de la estructura no se va a realizar en el presente trabajo, pero estas fuerzas son de suma importancia para poder diseñar la estructura.

$$F_4 = 2771,3 \text{ N}$$

$$F_5 = 301,7 \text{ N}$$

El diagrama de esfuerzos que se muestra en la figura 2.22 se verá modificada dependiendo de la ubicación de la estructura (F_4 y F_5)

Por lo tanto la sección más crítica es en la caja de rodamientos, ya que es aquí donde se va a fijar la estructura de acero (ver figura 2.20 y 2.21)

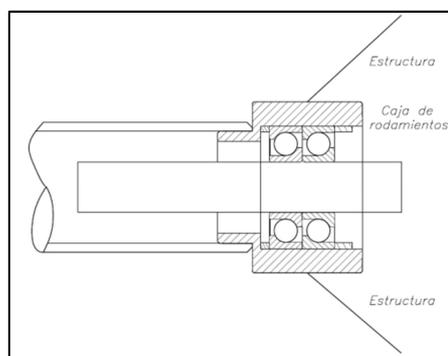


Figura 2.21 Unión del tubo de soporte con la estructura

Es sobre la caja de rodamientos donde se va a sujetar la estructura por lo tanto será la zona más cargada.

Hay que considerar que la selección de los tubos de 1 ½" y 2 ½" ha sido seleccionada basada en la geometría del eje de transmisión.

Es por ello que se tiene como resultado altos factores de seguridad.

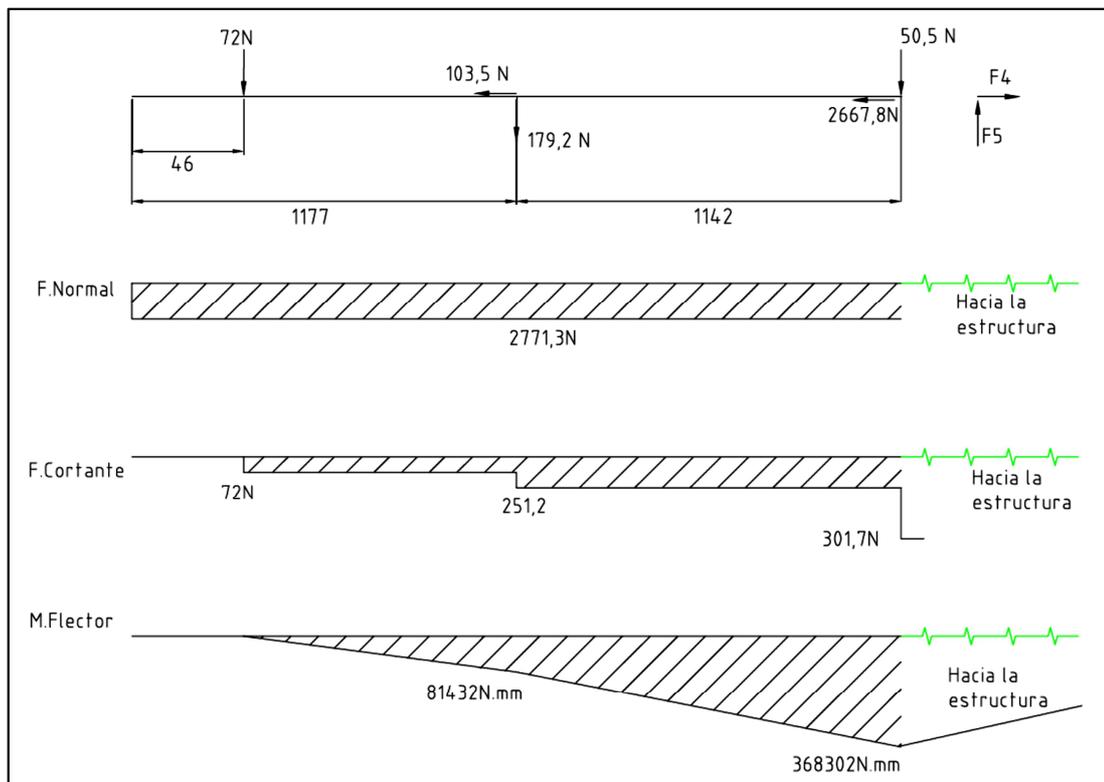


Figura 2.22 Diagrama de fuerzas y momentos

Debido a que el tubo exterior va a servir solo de soporte. No será necesario un análisis por fatiga de este elemento.

Cabe resaltar que la sección de mayor esfuerzo (ver figura 2.22) está ubicada en la zona de la caja de rodamientos la cual está unida mediante soldadura a la estructura.

La caja de rodamientos se ha diseñado con el motivo de soportar y alojar a los rodamientos de bolas de contacto angular.

El dimensionamiento ha sido básicamente geométrico con el fin de alojar los rodamientos ya seleccionados con anterioridad.

La caja de rodamientos está hecha acero con una sección transversal muy robusta por el cual no será necesario realizar un cálculo de esfuerzos ya que es evidente (lo demuestran los cálculos previos con secciones de menor dimensión) que no fallara estáticamente.

Lo que sí es importante es realizar un cálculo de deformaciones en el eje

A.2.2 Cálculo de deformaciones en el eje

Del mismo modo que en el punto A.1.3, se procede a calcular las deflexiones presentes en el tubo de soporte.

Caso 1:

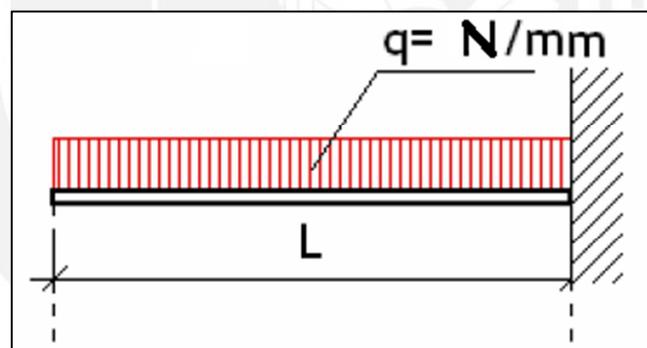


Figura 2.23 Esquema del DCL de una viga en voladizo [Veas, Verónica 2000]

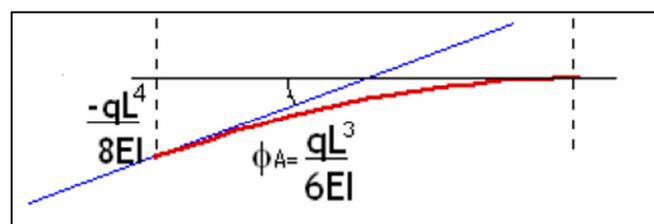


Figura 2.24 Esquema de deformaciones [Veas, Verónica 2000]

Con la ayuda de la figura 2.22 se puede calcular de manera aproximada el valor de “q”.

$$q = 179,2N/2354 \text{ mm} = 0,076 \text{ N/mm}$$

$L = 2319 \text{ mm}$ (Distancia desde el punto medio de los rodamientos hasta el la punta del turbo soporte del otro extremo)

$$E = 2,1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$I = \frac{\pi \cdot (d^4 - di^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (73^4 - 62,68^4)}{64} = 636315 \text{ mm}^4$$

$$Y_{max1} = \frac{q \cdot L^4}{8 \cdot E \cdot I} = \frac{(0,076) \cdot (2319^4)}{8 \cdot (2,1 \times 10^5) \cdot (636315)} = 2,1 \text{ mm}$$

Caso 2

Por motivos prácticos se asumirá que la carga puntual de 72 N es aplicada en el extremo. No afectará el resultado considerablemente ya que está ubicado a tan solo 4 cm del extremo (ver figura 2.22).

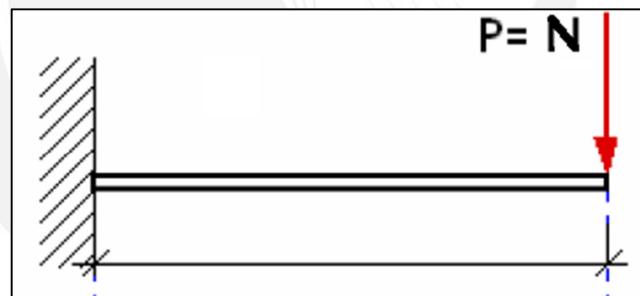


Figura 2.25 Esquema del DCL de una viga en voladizo con una carga puntual [Veas, Verónica 2000]

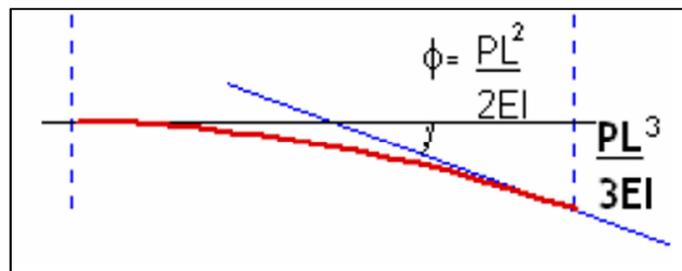


Figura 2.26 Esquema de deformaciones para una carga puntual [Veas, Verónica 2000]

$$P = 72 \text{ N}$$

$L = 2319 \text{ mm}$ (Distancia desde el punto medio de los rodamientos hasta el la punta del turbo soporte del otro extremo)

$$E = 2,1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$I = \frac{\pi \cdot (d^4 - di^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (73^4 - 62,68^4)}{64} = 636315 \text{ mm}^4$$

$$Y_{max2} = \frac{P \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{(72) \cdot (2319^3)}{3 \cdot (2,1 \times 10^5) \cdot (636315)} = 2,2 \text{ mm}$$

Al sumar ambos efectos por el método de superposición se tiene la deformación total.

$$Y_{tot} = Y_{max1} + Y_{max2}$$

$$Y_{tot} = 2,1 + 2,2 = 4,3 \text{ mm}$$

En el caso de ejes y árboles se tiene una deflexión admisible de $0,5 \text{ mm}$ por metro de longitud, en este caso la única función del tubo soporte como su nombre lo dice es albergar los componentes del eje de transmisión. Es por este motivo que se puede aceptar mayores deflexiones. Cabe resaltar que la deflexión admisible está relacionada con la trascendencia e importancia que tiene la máquina a diseñar. La deflexión máxima se puede reducir realizando un diseño adecuado de la estructura de que lo va a soportar.

B. Cálculo de las uniones por chaveta

El uso de chavetas permite transmitir el torque generado por los álabes de la turbina

Según DIN 6885.

Tabla 2.16 Datos necesarios para el cálculo de la chaveta

Sección	$d(\text{mm})^*$	$Mt(\text{N.mm})$	$Padm(\text{MPa})$
Eje.lzq.	35,5	182500	90

*Diámetro medio de la sección cónica del eje sólido izquierdo. (Ver figura 2.17.c)

Del Anexo 4: DIN 6885-Chavetas paralelas se obtiene el ancho, la altura de la chaveta y la penetración de la chaveta en el eje.

$$b=10 \text{ mm}$$

$$h=8 \text{ mm}$$

$$t1=4,7 \text{ mm}$$

$$t = h - t1 \quad (32)$$

Por lo tanto:

$$t= 3,3\text{mm}$$

$$Lef = \frac{2Mt}{d.t.Padm} \quad (\text{mm}) \quad (33)$$

$$Ltot = Lef + b \quad (\text{mm}) \quad (34)$$

Reemplazando los datos en la ecuación (33).

Se obtiene:

$$Lef = 34,8 \text{ mm}$$

$$Ltot = 44,8 \text{ mm}$$

El resultado es una chaveta de aproximadamente 45 mm ya que es una dimensión estandarizada según DIN 6885.

Ya que necesitamos un diseño compacto para nuestro rotor, haremos uso de 2 chavetas.

$$\text{Por lo tanto, } Lef = \frac{34,8}{2} = 17,4 \text{ mm}$$

$$Ltot = 27,4 \text{ mm}$$

Según DIN 6885 se selecciona una chaveta de 28 mm de longitud (Longitud de chaveta estandarizada).

Chaveta seleccionada: A10 x 8 x 28 DIN 6885.

Del mismo modo para el acople del eje de transmisión con el generador y/o sistema de transmisión (engranajes, fajas, cadenas etc.) se utilizará una unión por chaveta considerando un diámetro del eje de 30mm con las mismas cargas ya que el momento torsor es constante a lo largo del eje de transmisión.

Del Anexo 4: DIN 6885-Chavetas paralelas se obtiene el ancho, la altura de la chaveta y la penetración de la chaveta en el eje.

$$b=8 \text{ mm}$$

$$h=7 \text{ mm}$$

$$t_1=4,1 \text{ mm}$$

$$t = h - t_1$$

Por lo tanto:

$$t= 2,9\text{mm}$$

$$L_{ef} = \frac{2Mt}{d.t.Padm} \quad (\text{mm})$$

$$L_{tot} = L_{ef} + b \quad (\text{mm})$$

Reemplazando los datos en la ecuación.

Se obtiene:

$$L_{ef} = 46 \text{ mm}$$

$$L_{tot} = 54,6 \text{ mm}$$

El resultado es una chaveta de aproximadamente 56 mm ya que es una dimensión estandarizada según DIN 6885.

Ya que necesitamos un diseño compacto para nuestro rotor, haremos uso de 2 chavetas.

Por lo tanto, $L_{ef} = \frac{46}{2} = 23 \text{ mm}$

$L_{tot} = 31 \text{ mm}$

Según DIN 6885 se selecciona una chaveta de 32 mm de longitud (Longitud de chaveta estandarizada).

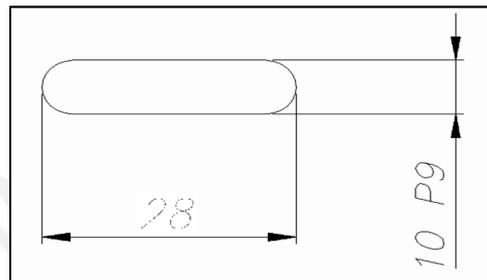


Figura 2.27.a Dimensión de la chaveta del eje que va acoplado al rotor

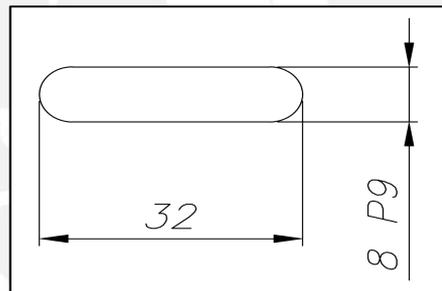


Figura 2.27.b Dimensión de la chaveta del eje que va acoplado al generador

Para la configuración geométrica de los cubos, se toma consideración según la tabla 2.17.

Tabla 2.17 Recomendaciones de la geometría del cubo de acero según DIN 6885

Pieza	Lc	Dc
Cubo de acero	(1 a 1,3) d	(1,6 a 2) d
Cubo de fierro fundido	(1,5 a 2) d	(2 a 2,2) d

Por lo tanto el cubo de acero tendrá las siguientes dimensiones (ver tabla 2.16).

$$L_c = 1(35,5) = 35,5 = 36 \text{ mm}$$

$$D_c = 1,6(35,5) = 56,8 = 57 \text{ mm}$$

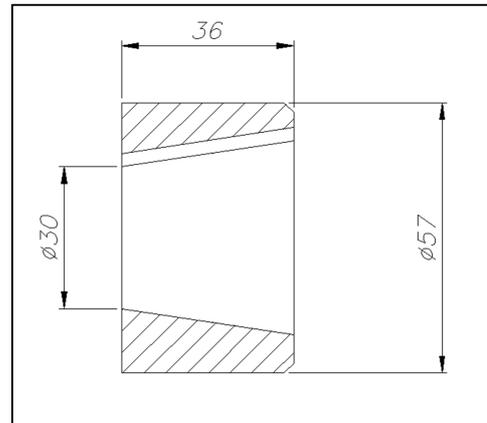


Figura 2.28 Dimensiones del cubo del rotor

C. Selección de los rodamientos

Para que el eje del rotor este sostenido en la posición correcta relativa a la corriente del río y permitir que este gire libremente se necesita colocar rodamientos o cojinetes. Se tiene que sostener el eje en cada extremo por un rodamiento montado sobre una estructura, al menos uno de los rodamientos debe permitir algún movimiento axial para soportar la flexión de la estructura.

El eje inclinado va a estar apoyado en un par de rodamientos de bolas de contacto angular por encima del agua (ver figura 2.29).

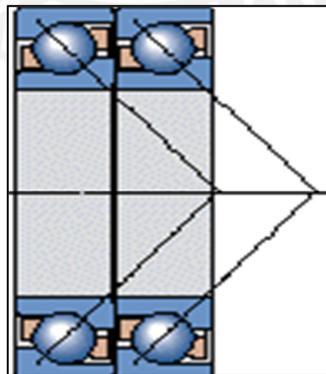


Figura 2.29 Disposición en tándem de los rodamientos en el extremo derecho fuera del agua
[SKF, 2011]

En una disposición en tándem las líneas de carga son paralelas y las cargas radiales y axiales se dividen por igual entre los rodamientos [SKF, 2011].

En el otro extremo se colocará un apoyo de madera, ya que este solo soportará una carga radial de aproximadamente 72N.

Utilizar un apoyo de madera es una solución económica y apropiada para estos tipos de turbinas, ya que están sumergidas en el agua.

Del Anexo 5: *Rodamientos apareados de contacto angular*, se toman los datos necesarios para calcular la vida útil del rodamiento seleccionado

Tabla 2.18 Datos para la selección del rodamiento

Rodamiento	Código*	Cdin (kN)	Co (kN)	ϵ	X	Y	Np (r.p.m)
Contacto Angular en Tándem	2x7306 BEC BY	55,9	42,5	1,14	0,35	0,57	65

***Considerar que el eje donde van a ser montados tiene un diámetro de 30mm**

Las fuerzas actuantes sobre el par de rodamientos (ver figura 2.16).

$$F_a = 2667,8 \text{ N}$$

$$F_r = 50,5 \text{ N}$$

Entonces:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2667,8}{50,5} = 52,8$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{2667,8}{42500} = 0,063$$

Como $\epsilon < F_a/F_r$

$$P = X.F_r + Y.F_a = 1538,3 \text{ N}$$

Ahora hallamos las horas de servicio del rodamiento.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60.(65)} \left(\frac{C_{din}}{P} \right)^3 = 12310279 \text{ horas}$$

Asumiendo que la turbina trabajará durante las 24 horas al día, obtenemos que el rodamiento posea una vida útil de 512928 días.

El óxido y el poco mantenimiento de estos rodamientos pueden reducir considerablemente la vida útil del rodamiento, obligando al recambio de estos.

La lubricación con grasa será muy importante para el buen desempeño de los rodamientos

Cabe resaltar que para fijar axialmente los rodamientos al eje de sólido derecho, se utilizará un anillo de fijación con un prisionero.

La máxima carga axial que puede soportar la fijación por anillo y prisionero es aproximadamente 20% de la carga dinámica del rodamiento.

Por lo tanto:

$$Frnillo \approx 0,2. (55,9) \approx 11,2kN$$

Y la fuerza máxima axial en el rotor es de aproximadamente $2,7 kN$

D. Cálculo de los cordones de soldadura

D.1 Eje sólido derecho AISI/SAE 1045-tubo Schedule 40 Grado A

Para el cálculo de las uniones soladas (ver figura 2.30), se considera que la unión soldada estará sometido a una fuerza de tracción y un momento torsor constante.

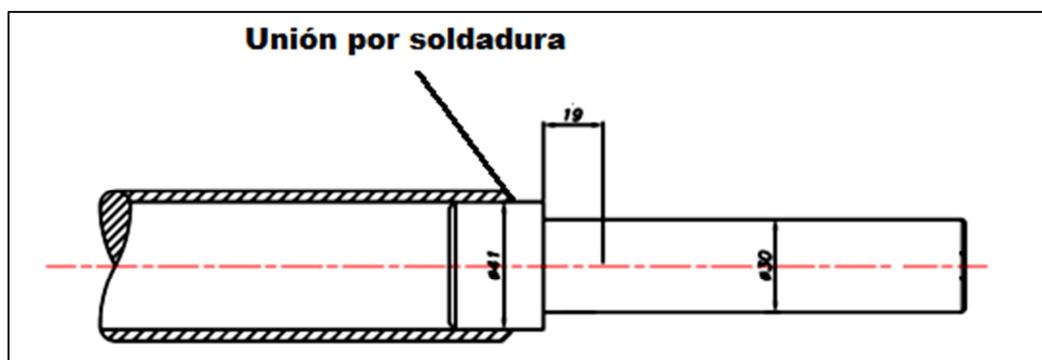


Figura 2.30 Eje sólido derecho unido por soldadura a un tubo Schedule 40

En esta sección el momento flector y la fuerza cortante no son soportados por el cordón de soldadura, sino por la rigidez en la unión entre el tubo y el eje sólido.

Cabe resaltar que tanto el momento flector como la fuerza cortante antes mencionada son sumamente bajas en esta sección.

Las fuerzas considerables que va a ser resistida por el cordón de soldadura son la fuerza de tracción y el momento torsor. Ambas fuerzas a excepción del momento flector son consideradas estáticas, no varían en el tiempo.

Por lo tanto asumimos los siguientes casos:

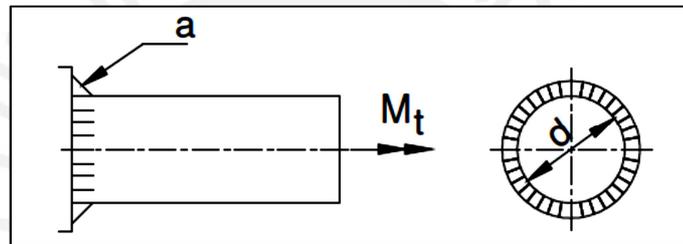


Figura 2.31.a Casos Asumidos para determinar los esfuerzos en el cordón de soldadura

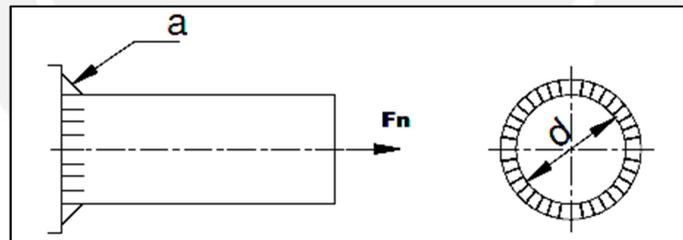


Figura 2.31.b Casos Asumidos para determinar los esfuerzos en el cordón de soldadura

Para torsión (Ver figura 2.25.a):

$$t_{at} = \frac{Mt \cdot r}{I_o} \quad (MPa) \quad (35. a)$$

$$I_o = \frac{\pi \cdot ((d + 2a)^4 - d^4)}{32} \quad (mm^4) \quad (35. b)$$

$$\frac{d}{2} \leq r \leq \frac{(d + 2a)}{2} \quad (mm) \quad (35. c)$$

Tabla 2.19 Datos necesarios para el cálculo de la unión soldada

Unión	Fuerza normal(N) <i>F_n</i>	Momento Torsor (N.mm)	σ_F^* (MPa) ASTM A53	σ_F^* (MPa) AISI 1045	<i>d</i> (mm)	<i>FS_R</i>
Eje sólido derecho con tubo Schedule 40 Grado A	2667,8	182500	205	390	41	2,5

*Ver Anexo 2: Ficha técnica de tubos A53 Sch 40 y Anexo 3: Propiedades mecánicas. AISI/SAE 1045

Cabe resaltar que para calcular resistencia de una unión soldada entre dos materiales base diferente se toma en cuenta las propiedades mecánicas del material menos resistente.

Tubo de acero: ASTM A53

Eje sólido del extremo izquierdo: Acero AISI/SAE 1045

Eje sólido del extremo derecho: Acero AISI/SAE 1045

Se asumirá un valor inicial de $a=3mm$ para posteriormente verificar su resistencia.

Reemplazando en la ecuación (35.b) tenemos:

$$I_o = \frac{\pi \cdot ((d + 2a)^4 - d^4)}{32} = 2,016 \times 10^5 \text{ mm}^4$$

Para un “*r*” máximo (ecuación 35.c)

$$r = \frac{(d + 2a)}{2} = 23,5 \text{ mm}$$

Reemplazando ambos resultados en la ecuación (35.a)

$$t_{at} = \frac{Mt \cdot r}{I_o} = 21,3 \text{ MPa}$$

Para tracción (Ver figura 2.25.b):

$$n_n = \frac{F_n}{A_n} \tag{36.a}$$

$$A_n = \frac{\pi \cdot ((d + 2a)^2 - d^2)}{4} \quad (36.b)$$

Por lo tanto de la ecuación (36.a y 36.b)

$$A_n = \frac{\pi \cdot ((d + 2a)^2 - d^2)}{4} = 414,7 \text{ mm}^2$$

$$n_n = \frac{F_n}{A_n} = 6,5 \text{ MPa}$$

Para elementos de máquinas sometidos a esfuerzos estáticos,

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{Adm} \quad (37.a)$$

$$\sigma_{Adm} = \frac{v \cdot v_2 \sigma_F}{FS_R} \quad (37.b)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{n^2 + 1,8(t_n^2 + t_a^2)} \quad (37.c)$$

Determinamos los factores v, v_2 Ver Anexo 6: Uniones soldadas

$$v = 0,8$$

$$v_2 = 0,5$$

Por lo tanto:

$$\sigma_{Adm} = \frac{v \cdot v_2 \sigma_F}{FS_R} = 32,8 \text{ (MPa)}$$

Reemplazando los resultados obtenidos anteriormente en la ecuación (37.c) y aplicamos la desigualdad de la ecuación (37.a)

$$\sigma_{eq} = \sqrt{n^2 + 1,8(t_n^2 + t_a^2)} = 29,3 < 32,8 \quad (\text{MPa})$$

Por ende un cordón de soldadura con $a = 3 \text{ mm}$ resistirá satisfactoriamente las cargas presentes en el eje de transmisión.

D.2 Eje sólido izquierdo AISI/SAE 1045-tubo Schedule 40 Grado A

Del mismo modo para el eje sólido izquierdo de acero inoxidable aplicamos las fórmulas utilizadas anteriormente.

Tabla 2.20 Datos necesarios para el cálculo de la unión soldada

Unión	Fuerza normal(N) F_n	Momento Torsor (N.mm)	σ_F (MPa) ASTM A53	σ_F (MPa) AISI 304L	d (mm)	FS_R
Eje sólido izquierdo con tubo Sch 40	2667,8	182500	205	390	41	2,5

Se asumirá un valor inicial de $a=3mm$ para posteriormente verificar su resistencia.

Como se ve en la tabla 2.20, la fuerza normal presente en esta sección del eje es similar a la fuerza presente en la sección calculada anteriormente, por lo que no será necesario verificar la resistencia del cordón ya que este no fallará.

D.3 Unión entre tubo de soporte Schedule 40 y la caja de rodamientos.

La unión por cordón de soldadura ha sido diseñada con el fin de resistir solo el peso del tubo de soporte ya que la fuerza de tracción ejercida por la fuerza de empuje de los álabes va a ser resistida por la estructura metálica. (No se realizará el diseño de la estructura en el presente trabajo).

Para la unión entre estas piezas bastará con algunos puntos de soldadura (ver figura 2.21).

CAPITULO 3

PLANOS Y COSTOS DE FABRICACIÓN

3.1 PLANOS DE FABRICACIÓN

Como resultado del capítulo 2, se obtienen los planos de ensamble y los planos de despiece.

La presentación de los planos están estandarizados según la norma ISO 216.

A continuación, se listan los planos en la tabla 3.1

Tabla 3.1 Listado de planos de la turbina

Nº Lámina	Título	Formato	Medidas (mm)
1	Anillo separador interno	A4	210 x 297
2	Anillo separador externo	A4	210 x 297
3	Anillo de sujeción	A3	297 x 420
4	Soporte del eje de transmisión	A3	297 x 420
5	Álabe aerodinámico	A3	297 x 420
6	Disco de sujeción	A3	297 x 420
7	Tapa de tubo soporte	A3	297 x 420
8	Eje de transmisión	A2	420 x 594
9	Brida de sujeción	A2	420 x 594
10	Turbina tipo <i>propeller</i>	A1	594 x 841

3.2 COSTOS DE FABRICACIÓN

3.2.1 Proceso de fabricación de los álabes de la turbina tipo *propeller*

El propósito principal es mostrar cómo se realiza la construcción de los álabes del rotor de la turbina *propeller* utilizando plásticos reciclados reforzados con madera recuperada.

La gran mayoría de empresas que fabrican álabes ya sea de aerogeneradores o turbinas de río emplean materiales compuestos, como por ejemplo la fibra de vidrio.

La fibra de vidrio posee muy buenas propiedades mecánicas, buena resistencia a la fatiga, entre otros.

El objeto de aplicar un material compuesto de matriz polimérica con refuerzo de partículas de madera reciclado es reducir sustancialmente el costo de la materia prima en comparación con la fibra de vidrio y colaborar con el medio ambiente.

Como se mencionó en el capítulo anterior el álabe diseñado tendrá un alma de material compuesto de matriz polimérica (en este caso el polipropileno) reforzada con partículas de madera capirona y dos capas de fibra de vidrio MAT-E600 con matriz de poliéster, de aproximadamente 2,8 mm de espesor mejorando de esta manera las propiedades mecánicas del álabe.

Por lo tanto, la fabricación del álabe constará de dos procesos diferentes los cuales son:

- a) Fabricación del alma del álabe mediante moldeo por compresión
- b) Recubrimiento del álabe con capas de fibra de vidrio y poliéster

a) Fabricación del alma del álabe mediante moldeo por compresión

En la actualidad, los mecanismos de moldeo más utilizados por las industrias transformadoras de plásticos son los sistemas por compresión, transferencia e inyección.

“Para la fabricación del alma del álabe se selecciona el moldeo por compresión, ya que este no modificará ni dañará mecánica ni físicamente las fibras naturales; mientras que los otros dos mecanismos sí, debido a que la carga debe de ingresar al molde de manera forzada” [Lucana, 2008].

El éxito o fracaso en el proceso de fabricación mediante moldeo, se basa principalmente en el diseño y construcción del molde.

El molde tiene que tener la capacidad de producir un número elevado de piezas, siendo estas un duplicado exacto de dichas piezas. [Lucana, 2008].

Finalmente para el trabajo, los parámetros de operación así como los de presión y temperatura están determinados por las características físicas de los materiales de la matriz y del refuerzo del compuesto.

En general el ciclo de moldeo por compresión consta de los siguientes pasos:

1. Limpiar y lubricar el molde con el desmoldante adecuado. Luego se introduce el molde en el horno a una temperatura de 120°C por 15 minutos.
2. Pesar las partículas de madera y granza de PP en proporciones establecida con el espesor promedio del álabe (ver capítulo 1.5.2 ecuaciones 18, 19, 20 y 21). Mezclar de manera homogénea y colocarlo en el molde.
3. Introducir en el horno el molde con la cantidad de mezcla establecida en el paso 2, a una temperatura de 170°C por un lapso de 15 minutos.
4. Retirar el molde cargado del horno y prensarlo de forma gradual hasta las 20 Tn en función del tiempo de enfriamiento (ver tabla 1.8). Durante el prensado el enfriamiento es por convección forzada de aire. Se puede utilizar un ventilador.
5. Transcurrido el tiempo de prensado, el molde se enfría en agua a temperatura ambiente (aproximadamente 20°C), para luego desmoldar el álabe.

La temperatura del molde a la cual se va a llevar para fundir la carga (polipropileno y partículas de madera capirona) y la presión aplicada son factores muy importante en el proceso.

“Hay que tener en cuenta poner en la cavidad del molde la cantidad exacta de polímero que se necesita, ya que una cantidad en defecto puede dar lugar a piezas porosas con baja densidad y con malas propiedades mecánicas, mientras que una cantidad en exceso puede dar lugar a excesivas rebabas y, además, constituye un derroche inútil de material y dinero” [Anguita, 1975].

El diseño de y construcción del molde están fuera de los alcances del presente trabajo, para una mayor información del tema consultar “Diseño de un molde para la fabricación de probetas de materiales compuestos de matriz plástica y refuerzos de fibras naturales mediante compresión térmica” [Lucana, 2008].

En la figura 3.1 se muestra un esquema general del proceso de moldeo, con calentamiento mediante resistencia eléctrica y enfriamiento de la pieza.

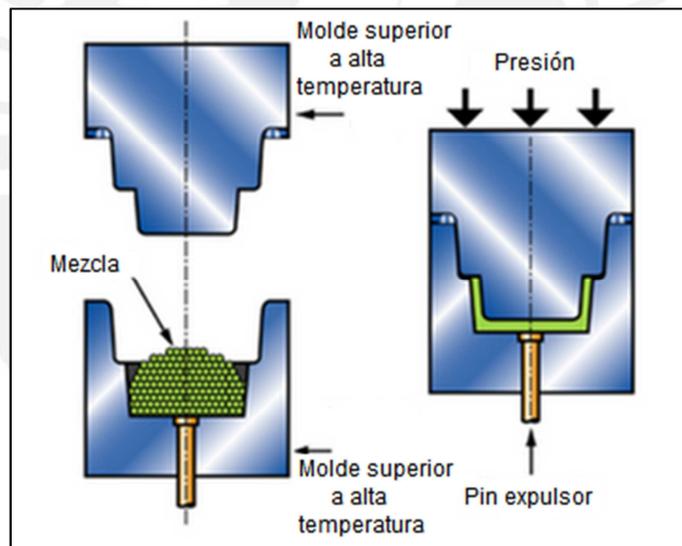


Figura 3.1 Esquema general del proceso de moldeo para el polipropileno y partículas de madera recuperada

b) Recubrimiento del álabe con capas de fibra de vidrio y poliéster

En un inicio los álabes del rotor iban a estar fabricados en su totalidad del material compuesto de matriz polimérica y reforzada con partículas de madera capirona.

Luego del análisis del álabe por elementos finitos y analizar los resultados se vio la posibilidad de recubrir los álabe con capas de fibra de vidrio.

Luego del análisis del álabe en combinación con ambos materiales compuestos, se decidió colocar 2 capas de fibra de vidrio MAT-E600 y así cumplir con las exigencias.

El recubrimiento del álabe se basa en la combinación de una resina líquida de poliéster en contacto con la fibra de refuerzo (fibra de vidrio MAT-E600).

El proceso de recubrimiento del álabe con fibra de vidrio, es un proceso totalmente manual que no precisa de personal especializado para su utilización.

Sin embargo para obtener el máximo rendimiento de la fibra es necesario dominar la técnica de aplicación.

En el presente trabajo se describirán de manera sencilla los materiales involucrados y los pasos a seguir para realizar el recubrimiento de manera óptima.

Antes de trabajar con la fibra de vidrio y resina hay que tener ciertas precauciones:

- Buena ventilación, de preferencia lugares abiertos
- Utilizar guantes y mascarilla descartable (para manipular fibra)
- Utilizar ropa con mangas largas para cubrir la piel de los brazos

Materiales

- Resina líquida de poliéster
- Iniciador
- Catalizador
- MAT de fibra de vidrio MAT-E600
- Acetona
- Brocha o rodillo
- Tijera
- Mascarillas
- Guantes

Para el proceso de recubrimiento del álabe se siguen los siguientes pasos:

1. Se recorta el MAT de fibra de vidrio con la forma del álabe.
2. Se prepara la resina de poliéster

Se mezcla la resina de poliéster con el catalizador, el cual provoca una reacción química que endurece la resina.

Aproximadamente se mezclan de 7 a 10 gotas de catalizador por cada 250ml de resina.
3. Se coloca con la ayuda de una brocha o rodillo una primera capa de resina sobre la superficie del álabe.
4. Inmediatamente se coloca sobre el álabe la primera capa de fibra de vidrio MAT-E600A, la impregnación de la fibra sobre el álabe se completa con más cantidad de resina sobre el mismo.
5. Colocar las otras dos capas restantes (esperar que seque bien la anterior) repitiendo los pasos 3 y 4.
6. Y finalmente limpiar las imperfecciones.

3.2.2 Costos de fabricación

Para entender de una manera más sencilla los costos totales de fabricación del rotor, eje de transmisión y soporte, este subcapítulo se divide en costos de materiales y costos de manufactura.

En primer lugar, los costos de los materiales necesarios con sus respectivos distribuidores de cada pieza, seguidamente se describen los procesos y costos de manufactura más importantes.

Tabla 3.2 Resumen de gastos totales

ELEMENTO	COSTO (S/.)	COSTOS (%)
Materiales	670,60	63,16
Manufactura	291,14	27,42
Otros	100	9,42
TOTAL	1061,74	100

Tabla 3.3 Costo de materiales de la turbina

DESCRIPCIÓN	COSTO UNITARIO (\$./m)	CANT. (m)	COSTO TOTAL (\$)	COSTO TOTAL (S./)
Tubo de 1 ½"	4,67	2,25	10,5	
Tubo de 2 ½"	11,58	2,35	27,21	
TOTALES			37,71	101,81

DESCRIPCIÓN	COSTO UNITARIO (S./)	Cant.	COSTO TOTAL (S./)
Pernos de acero	1,30	13	16,9
Rodamientos	120	2	240
Anillo de sujeción SAE 1045 57,15 mm x 38 mm	5,07	1	5,07
Anillo de separación /acero 57,15 mm x 38 mm	5,07	1	5,07
Brida de acero SAE 1045 (Disco)260 mm x 1,25"	69,44	1	69,44
(Cubo) Acero SAE 1045 65 mm x 39 mm	5,42	1	5,42
Barra de acero SAE 1045 1 ¾" x 182 mm	11,2	1	11,2
Barra de acero SAE 1045 1 ¾" x 182 mm	11,2	1	11,2
Barra de acero SAE 1045 110 x 95 mm	37,6	1	35,6
Fibra de vidrio MAT-600 Por álabe	12,3/kg	3	20,28
Resina de poliéster Aprox. por álabe	19,95/kg	3	48
Álabes de material compuesto	13,51	3	40,53
Kit de pintura Epóxica	60,08	1	60,08
TOTALES			568,79

Tabla 3.4 Costo de manufactura totales

DESCRIPCIÓN		MATERIAL	CANT.	PROCESO DE FABRICACIÓN	TIEMPO DE FABRICACION (HORAS)	COSTOS POR HORA (\$)	COSTO UNITARIO (\$)	COSTO TOTAL (\$)
Eje de transmisión	Eje izquierdo	AISI 1045	1	Torno	1	9,091	9,091	9,091
			1	Fresadora	1/2	12,727	6,363	6,363
	Eje derecho	AISI 1045	1	Torno	1	9,091	9,091	9,091
			1	Fresadora	1/2	12,727	6,363	6,363
	Anillos separadores	AISI 1045	2	Torno	1/2	9,091	4,54	4,54
Anillo de sujeción	AISI 1045	1	Torno	1	9,091	9,091	9,091	
Eje soporte	Caja de rodamientos	AISI 1045	1	Torno	2	9,091	18,18	18,18
Brida de sujeción	Cubo de brida	AISI 1045	1	Torno	1	9,091	9,091	9,091
			1	Fresadora	1	12,727	12,727	12,727
	Disco de brida	AISI 1045	1	Torno	1	9,091	9,091	9,091
	Plato de sujeción	AISI 1045	1	Torno	1/2	9,091	4,54	4,54
Rotor	Alabes	MAT-600	3	Recubrimiento manual	1	2,182	2,182	6,546
Turbina	Turbina	-	1	Pintado	1	3,12	3,12	3,12
						TOTAL	103,47	107,83
						TOTAL	S/.	291,14

Para un cambio de S/.2,7/dólar americano a la fecha del 01 de diciembre del 2011

El costo aproximado de un álabe fabricado en su totalidad en fibra de vidrio y resina poliéster en el mercado es de \$ 40 estadounidenses, los álabes diseñados en el presente trabajo tiene un costo aproximado de \$ 17 estadounidenses.



CONCLUSIONES

1. Se ha diseñado una turbina tipo *propeller* de eje inclinado a 30° con el plano horizontal, 2m de diámetro y tres álabes con perfil NACA 4412 en su sección transversal; capaz de desarrollar una potencia máxima en el eje de 1,1 kW.
2. La turbina *propeller* fue diseñada para velocidades de corriente libre máxima de 1,5 m/s, con una capacidad de carga correspondiente de hasta 15 baterías de 100Ah. El coeficiente de potencia C_p estimado para la velocidad máxima es igual a 0,3; el cual se encuentra comprendido en el rango esperado: 0,2 a 0,59.
3. La linealización realizada, tanto del ángulo de instalación como de la cuerda del álabes, simplifica considerablemente el proceso de fabricación y, por tanto, disminuyen sustantivamente los costos sin afectar de manera significativa la potencia desarrollada por el rotor de la turbina.
4. La resistencia del álabes, moldeado solo con material compuesto de matriz polimérica y refuerzo de partículas de madera recuperada, resultó insuficiente para la máxima velocidad de corriente libre.
5. El recubrimiento de los álabes moldeados, con dos capas de fibra de vidrio y resina poliéster, mejora las propiedades mecánicas de los mismos permitiendo un buen desempeño de estos álabes ante las condiciones de máximas velocidades del río.
6. La fabricación en serie de los álabes de polipropileno reforzados con partículas de madera, los cuales serían finalmente recubiertos con fibra de vidrio y resina poliéster, reducirán los costos y tiempos de fabricación en comparación a los álabes fabricados en su totalidad con fibra de vidrio y resina poliéster.
7. Todos los componentes diseñados de la turbina *propeller* pueden ser fabricados en pequeños talleres locales, permitiendo tanto un sencillo montaje y desmontaje de la misma así como su fácil mantenimiento.

RECOMENDACIONES

1. Luego de una futura fabricación la turbina *propeller*, es imprescindible realizar ensayos de campo con el fin de comprobar su correcto funcionamiento.
2. Es importante seguir el trabajo de investigación en el comportamiento de estos tipos de turbinas a largo plazo, especialmente en ríos cuyos caudales varían considerablemente durante épocas de lluvias y sequías.
3. Debe hacerse un seguimiento del funcionamiento de estos tipos de turbinas frente al arrastre de sólidos flotantes como piedras, ramas, etc.
4. La rigidez del tubo soporte se puede mejorar considerablemente realizando un correcto diseño de la estructura que lo soportaría.
5. En el presente trabajo solo se realiza el diseño de la turbina *propeller*, faltando así el diseño de la transmisión, el acople del generador y el diseño de la estructura metálica que lo va a soportar.

BIBLIOGRAFÍA

- **[A.R, 2011]** A.R. Jha, Ph.D. (2011). Wind Turbine Technology. Editorial CRC Press. Estados Unidos.
- **[Aceros Arequipa, 2011]** Aceros Arequipa del Perú (2011). Lima. Perú.
[Fecha de consulta: 22 mayo 2011]. Disponible en:
<http://www.acerosarequipa.com/>
- **[Acosta, 1996]** Acosta Sullcahumán, Julio Arnaldo (1996). Diseño de un sistema de bombeo de 120 m/día a una altura de 30 m, mediante turbina de corriente libre. Tesis de licenciatura en Ciencias e Ingeniería con mención en Ingeniería Mecánica. Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima. Perú.
- **[Acosta, 2008]** Acosta Sullcahumán, Julio Arnaldo (2008). Ingeniería de materiales 2, polímeros y compuestos. Material de enseñanza. Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima. Perú.
- **[Acosta, 2010]** Acosta Sullcahumán, Julio Arnaldo (2010). Compuestos de polietileno de alta densidad (HDPE) reciclado reforzados con partículas de madera capirona recuperada [Diapositivas]. Lima. Perú.
- **[Anguita, 1975]** Anguita Delgado, Ramón (1975). Moldeo por compresión y transferencia. Madrid. España.
- **[Aprotec]** Tecnología Apropiada <<http://www.aprotec.org/pages/Aqua.html>>
- **[Arequisa, 2011]** Arequisa S.A.C. Calidad en energía (2011). Lima. Perú.
[Fecha de consulta: 22 mayo 2011]. Disponible en: <http://www.arequisa.com/>
- **[Askeland, 2004]** Askeland Donald y Pradeep Phulé (2004). Ciencia e Ingeniería de los materiales. Editorial Thomson. Cuarta edición. México.
- **[Boschetti, 2010]** Boschetti, Pedro (2010). El perfil-Fluido Dinámico [Diapositivas]. Material de enseñanza. Caracas.

- **[Bohler, 2011]** Aceros Bohler del Perú (2011). Lima. Perú. [Fecha de consulta: 13 junio 2011]. Disponible en: <http://www.bohlerperu.com/>
- **[Chumioque, 2008]**.Chumioque Quezada, Roberto Carlos (2008). Construcción de Rotores de Aspas para el Aerogenerador.
- **[Di Prátula, 2009]** Dr.Ing. Di Prátula, Horacio (2009). Características de las turbinas eólicas [Diapositivas].Material de enseñanza. México DF
- **[Franquesa, 2009]** Franquesa Voneschen, Manuel (2009). Introducción a la teoría de las turbinas eólicas Cataluña. España.
- **[Gonzales, 2007]** Gonzales, Francisco (2007). Perfil Aerodinámico empleados en Turbinas de Viento.
- **[Heredia, 2009]** Heredia Sánchez, Luis Felipe (2009). Construcción y ensayo de una rueda hidráulica de corriente libre de 2m de diámetro. Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico. Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima. Perú.
- **[Ingram, 2005]** Ingram, Grant (2005). Wind Turbine Blade Analysis using the Blade Element Momentum Method. Material de enseñanza.
- **[Jaramillo, 2010]** Dr. Jaramillo Delgado, Oscar Alfredo (2010). Tendencia tecnológicas y aplicaciones de la energía eólica para la generación eléctrica [Diapositivas].Material de enseñanza. México.
- **[Juvinall, 1991]** Juvinall C., Robert (1991). Fundamentals of Machine Component Design. Editorial Wiley. Inglaterra.
- **[Manwell, 2002]** Manwell, J.F., McGowan, J.G. y Rogers, A.L. (2002). Wind Energy Explained Theory, Design and Application. Editorial Wiley. Inglaterra.
- **[Maldonado, 2005]** Maldonado Quispe, Francisco (2005). Diseño de una turbina de río para la generación de electricidad en el distrito de Mazán - Región Loreto. Monografía técnica para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico de fluidos. Universidad Nacional Mayor de San Marcos. Lima. Perú.

- **[Miravete, 2007]** Miravete, Antonio (2007). Materiales Compuestos. Tomo I. Reverté S.A. Barcelona. España.
- **[Ramirez, 2002]** Ramirez, Saúl y Escobar, Rafael (2002). Turbinas de río una alternativa energética para la Amazonía. HIDRORED. Argentina, 2002, número 2, pp 11-15.
- **[Rodríguez, 2008]** Rodríguez Hernandez, Jorge (2008). Resistencia de Materiales 2. Material de enseñanza. Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima. Perú.
- **[Samsonov, 2006]** Dr.Samsonov, Vassili (2006). Aerodinámica y control de turbinas eólicas. Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima. Perú.
- **[Sánchez, 2001]** Sánchez Campos, Teodoro y Ramírez Atahui, Saúl (2001). Desarrollo tecnológico de micro generadores eólicos. Lima. Perú.
- **[Sassarini, 2009]** Sassarini Bustamante, Patricio Alonso (2009). Diseño aerodinámico de un aerodeslizador ligero con capacidad para dos pasajeros. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima. Perú.
- **[Scarabino, 2008]** Scarabino, Ana, Martínez del Pezzo, Andrés y Menghini, Matías (2008). Diseño y construcción de un aerogenerador de 1.5Kw. Universidad Nacional de La Plata. Argentina.
- **[Subauste, 2007]** Subauste P, Roberto (2007). Aerodinámica Conceptual. Material de enseñanza. Santa Cruz.
- **[Utili, 2005]** Utili Martínez, Luigi (2005). Estudio y diseño preliminar de un vehículo aeronáutico de despegue y aterrizaje vertical. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima. Perú.
- **[Verdant power, 2006]** Verdant power Canada ULC (2006). Water Current Turbines for River Applications. Canada.
- **[Wind energy department center]** *Métodos aerodinámicos para diseño en el aerogenerador [Diapositivas].* Navarra.