

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

**Diseño de un aerogenerador vertical Savonius-curvado para ensayos
experimentales con velocidades de 4 m/s a 8 m/s**

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

MICHELLE STEFANIE WONG GARCIA

ASESOR: Luis Chirinos Garcia

Lima, Junio del 2015

Resumen

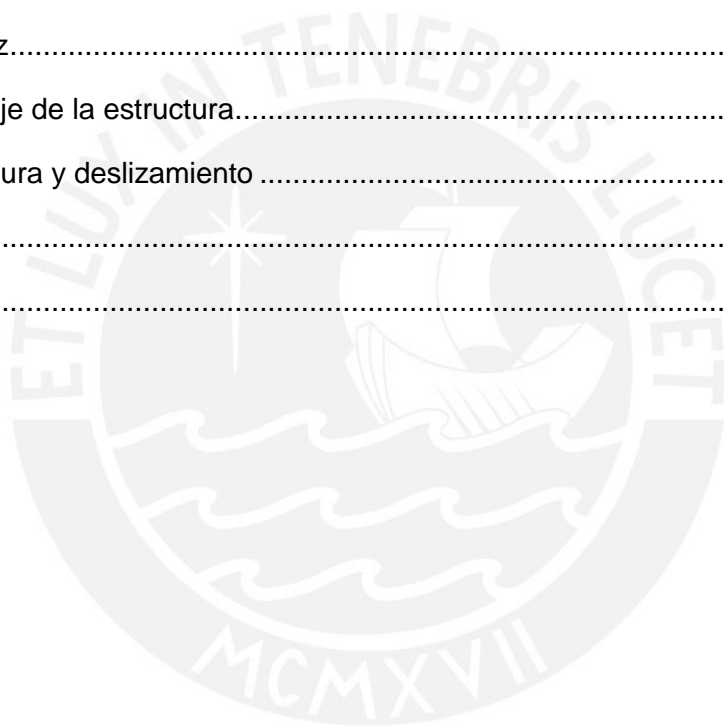
La energía eólica en el Perú emplea en un 100% aerogeneradores de eje horizontal para la generación de energía eléctrica. El uso de aerogeneradores de eje vertical no se promueve para la construcción de granjas eólicas debido a la baja eficiencia de sus rotores; sin embargo, su geometría favorece su aplicación para la generación de energía en aplicaciones domésticas. El rotor de eje vertical Savonius fue desarrollado con la finalidad de poder generar electricidad a velocidades tan bajas como 5 m/s. Sin embargo, sus alabes no permiten una sustentación del movimiento del rotor a velocidades tan bajas. Como consecuencia, se desarrolló el rotor Savonius-curvado que genera un mayor torque; debido a que, tiene mayor número de puntos de contacto entre el rotor y el viento.

Esta tesis se propone el diseño de un aerogenerador vertical Savonius-curvado, para su ensayo en un túnel de viento de 50 x 50 cm de área de sección de ensayo, para la determinación de sus coeficientes de desempeño para velocidades desde 0.5 m/s a 30 m/s. Se realizara los planos mecánicos del rotor y del sistema de sujeción que se empleara para posicionar el rotor en el túnel de viento. Además, se planteara el protocolo de ensayo para determinar el torque y la velocidad del rotor experimentalmente.

Tabla de contenido

Nomenclatura	5
Introducción	10
Objetivos.....	11
Capítulo 1: Generalidades	12
1.1 Energía Eólica en el Perú	12
1.2 Aerogeneradores de eje vertical	15
1.3 Selección del aerogenerador Savonius Curvado	18
Capítulo 2: Diseño del rotor	21
2.1 Parametros de diseño	21
2.1.1 Número de etapas	22
2.1.2 Influencia del <i>Aspect Ratio</i>	24
2.1.3 Influencia de las <i>End Plates</i>	27
2.1.4 Influencia del <i>Overlap Ratio</i> y el <i>Bucket Spacing</i>	30
2.1.5 Influencia del Eje y otros accesorios	32
2.1.6 Influencia del número de Reynolds	33
2.1.7 Influencia de la intensidad de la turbulencia.....	35
2.1.8 Influencia del Blockage Ratio	36
2.1.9 Influencia de la inclinación del rotor	37
2.1.10 Influencia de la geometría del álabe.....	38
2.2 Diseño del eje del rotor.....	41
2.2.1 Cálculo de resistencia del eje.....	44
2.2.2 Cálculo de los rodamientos.....	54
2.2.3 Cálculo de las uniones atornilladas.....	61
2.2.4 Cálculo de la soldadura.....	64
2.2.5 Análisis Vibracional.....	65
2.3 Método de cálculo de desempeño del rotor	66

2.4 Material y Montaje del rotor	71
Capítulo 3: Diseño de la estructura según el protocolo de ensayo	73
3.1 Antecedentes de protocolo de ensayo.....	73
3.2 Protocolo de ensayo.....	76
3.2.1 Equipos e Instrumentos	76
3.3 Diseño de sistema de sujecion	78
3.3.1 Cálculo de las vigas	78
3.3.2 Cálculo de la soldadura.....	81
3.3.3 Rigidez.....	83
3.3.4. Montaje de la estructura.....	84
3.3.5 Volcadura y deslizamiento	86
Conclusiones	87
Bibliografía.....	89



Nomenclatura

ω : velocidad angular del prototipo en rad/s

D : diámetro del prototipo en m

U : velocidad del flujo de aire en m/s

D_f : diámetro del *end plate* en m

d : diámetro del álabe en m

e_f : es el bucket spacing en m

e : espacio entre álabes o *overlap* en m

A : aspect ratio

H : altura del rotor en m

β : overlap ratio

Re : número de Reynolds

μ : viscosidad dinámica del fluido en kg/ms

ρ : densidad del fluido en kg/m³

B : radio de bloqueo

H : altura del rotor en m

D : diámetro del prototipo en m

H_w : altura de la salida del túnel de viento en m

W : ancho de la salida del túnel de viento en m

C_p : coeficiente de potencia

P_m : potencia mecánica en W

P_w : potencia del aire en W

P_w : potencia del viento en W

A : área proyectada del rotor en m^2

P_m : potencia mecánica en W

T : torque en N.m

F : fuerza que actúa en el rotor en N

r : radio de la polea en m

C_n : coeficiente de arrastre

F_n : Fuerza de arrastre en N

U_o : Velocidad del fluido m/s

A_d : área transversal al flujo en m^2

τ_{adm} : esfuerzo admisible en Pa

σ : esfuerzo por flexión en Pa

τ : esfuerzo por torsión en Pa

σ : esfuerzo por flexión en Pa

M : momento flector en N.m

I : momento de inercia del eje en $kg.m^2$

c : radio de la sección del eje m

τ : esfuerzo de torsión en Pa

T : momento torsor en N.m

m : peso del rotor en kg

g : gravedad en m/s^2

R : largo del rotor en m

L : largo del eje izquierdo en m

φ : deflexión angular (debido a la flexión)

γ : deflexión (debido a la flexión)

θ/L : ángulo de la torsión (por unidad de longitud)

J : momento de inercia polar en m^4

G : Módulo de cizalladura en Pa

E : módulo de elasticidad del material en Pa

ν : coeficiente de poisson

L_{1m} : Vida nominal del rodamiento

a_1 : factor de ajuste de la vida para una mayor fiabilidad

a_{SKF} : factor de ajuste de la vida SKF

C : capacidad de carga dinámica en kN

P : carga dinámica equivalente del rodamiento en kN

p : exponente de la ecuación de la vida, para rodamientos de bolas en igual a 3

η_c : factor de contaminación

P_u : Límite de resistencia a la fatiga en kN

P : Carga dinámica equivalente del rodamiento en kN

ν : viscosidad real de funcionamiento en mm^2/s

ν_1 : viscosidad nominal en mm^2/s

d_m : diametro medio del rodamiento en mm

n : número de planos de corte según si es simple o doble cortadura

f_{ub} : resistencia de rotura de los tornillos, igual a 5×10^8 Pa

A_t : área del tornillo en m^2

γ_{M2} : coeficiente de minoración, para el acero estructural es 1.25

$F_{v,Ed}$: fuerza de corte que produce un esfuerzo en el tornillo en N

$F_{v,Rd}$: fuerza de corte admisible en el tornillo en N

d_t : diametro del tornillo en mm

d_t : diámetro del tornillo en m

f_u : tensión máxima de las chapas de acero en Pa

t : espesor mínimo a aplastamiento, valor de t_1 y t_2 en m

m : masa del rotor en kg

ω_n : frecuencia circular crítica en s^{-1}

U_{max} : energía potencial en J

K_{max} : energía cinetica en J

r_o : radio del álabe en m

w : deflexión en el lugar de la masa en m

n_w : velocidad angular en rpm

C_t : coeficiente de torque

\emptyset : diametro de la punta del electrodo en mm

σ_1 : esfuerzo 1 en Pa

σ_2 : esfuerzo 2 en Pa

σ_Y : esfuerzo de maximo admisible en Pa

σ_x : esfuerzos en el eje x en Pa

σ_y : esfuerzos en el eje y en Pa

τ_{xy} : esfuerzos de corte en el plano xy en Pa

σ_{Adm} : esfuerzo maximo admisible de soldadura en Pa

ν_{ca} : factor de carga

ν_2 : factor de calidad de la unión

FS_R : factor de seguridad



Introducción

La energía eólica es la energía generada a partir del viento, por lo que se la clasifica como renovable y se obtiene por medio de aerogeneradores. Esta energía renovable tiene entre sus ventajas poder instalarse en lugares aislados ya que la infraestructura necesaria para su funcionamiento es menos elaborada que la energía obtenida a partir de los hidrocarburos. Esta característica permite que la energía eólica sea promovida por el gobierno para aumentar el coeficiente de electrificación rural. Su diseño permite llevar energía a las zonas más alejadas y en cantidades más reducidas (Energía, 2013). Debido a que, permite elaborar proyectos en zonas menos pobladas o con menores requerimientos energéticos. En especial, los aerogeneradores de eje vertical son empleados individualmente para como fuente de energía complementaria, aunque debido a su baja eficiencia no son tan usados para proyectos de mayor envergadura como los aerogeneradores de eje horizontal.

El primer aerogenerador vertical fue el Darrieus Egg-beater, cuya eficiencia es casi la obtenida con un aerogenerador de eje horizontal. Sin embargo una desventaja es su dificultad de fabricación debido a la geometría de sus álabes, esto ha generado el interés de crear nuevos modelos que sean menos costosos y complejos e. g Aslam Bhutta, Hayat, Farooq, Ali, Jamil, & Hussain, 2012. Más adelante se inventó el modelo más utilizado en la actualidad, el modelo Darrieus Giromill, que si bien logró un menor costo de fabricación tenía el mismo inconveniente que su predecesor, un arranque que necesitaba de altas velocidades (Akwa, Vielmo, & Petry, 2012).

El modelo Savonius llegó más adelante y resolvió el problema que presentaba el arranque en el modelo Darrieus Giromill. Su geometría permite, a diferencia del modelo Darrieus, generar una fuerza de arrastre en la concavidad de sus álabes. Esta característica es la responsable de su arranque a bajas velocidades, pues la fuerza de arrastre genera un torque suficientemente significativo como para superar la inercia del rotor. Sin embargo, el modelo Savonius no puede competir con el modelo Darrieus en temas de aerodinamismo (Blackwell, Sheldahl, & Feltz, 1977). Bajo la premisa de obtener la ventaja de ambos tipos de rotor, se creó el prototipo de un rotor Darrieus Savonius que como dice su nombre contenía en un mismo eje ambos tipos de rotor. Su coeficiente de potencia fue de 0.36, lo cual lo convertía en un modelo muy eficiente pero muy complejo de diseñar. El rotor de

Savonius curvado sigue la misma premisa que el del rotor híbrido, su característica más atractiva se basa en su ángulo que permite que obtener la concavidad del modelo Savonius, así como el aerodinamismo del rotor Darrieus. Los coeficientes hallados para este modelo no son tan alentadores como en el del modelo híbrido (Damak, Driss, & Abid, 2013). Sin embargo, la mayor cantidad de estudios sobre este modelo radica en su flexibilidad de diseño (Saha & Rajkumar, On the performance analysis of Savonius rotor with twisted blades, 2006) (Kamoji , Kedare , & Prabhu , 2009) (Damak, Driss, & Abid, 2013) (Hassan, Iqbal, Khan, Hinchey, & Masek, 2010). El cual ha llevado a obtener una serie de recomendaciones sobre el diseño óptimo de este rotor.

Objetivos

El objetivo general de esta tesis es diseñar un aerogenerador Savonius-curvado para realizar ensayos experimentales con velocidades desde 4 m/s a 8 m/s empleando estudios experimentales sobre el diseño óptimo del rotor y el método de ensayo que mejor se acomode a las instalaciones del Laboratorio de Energía de la PUCP.

Los objetivos específicos de esta tesis son:

- Definir la geometría y características del rotor
- Definir los parámetros a ser determinados por la experimentación
- Determinar la longitud máxima y el diámetro mínimo del eje del rotor
- Definir el método de ensayo del rotor según las instalaciones del Laboratorio de Energía de la PUCP
- Diseñar la estructura de sujeción del aerogenerador

Capítulo 1: Generalidades

1.1 Energía Eólica en el Perú

La energía eólica es la energía generada a partir del viento, por lo que se la califica como renovable y se obtiene por medio de aerogeneradores (Energía, 2013). Hay aerogeneradores cuyas palas giran alrededor de un eje horizontal y otros cuyas palas giran alrededor de un eje vertical. En el caso de los aerogeneradores de eje horizontal, se colocan en grandes áreas distribuidos como muestra la Figura 2, estas distribuciones se denominan parques eólicos. Estos se colocan en zonas donde existen, con frecuencia, altas velocidades de viento. Colocar los aerogeneradores lo más apartados el uno del otro es beneficioso pues su eficiencia puede verse disminuida por la interferencia que el movimiento de los álabes causa en la velocidad del viento (Ministerio de Energía y Minas, 2001).



Figura 1: Aerogenerador de eje vertical Darrieus Eggbeater;

Los aerogeneradores se emplean para proveer de energía a las zonas más alejadas y para poblaciones medianas. En el caso específico de los aerogeneradores verticales, estos pueden generar menor cantidad de energía que su contraparte horizontal. Esto se debe a que los aerogeneradores verticales son más ineficientes que los aerogeneradores horizontales. Sin embargo, eso quiere decir que la cantidad de energía que producen puede ser usada para menores requerimientos como es el caso de poblaciones aisladas

de forma individual. Los aerogeneradores verticales no suelen ser distribuidos en parque eólicos, como muestra la Figura 1 se colocan individualmente para generar energía para una sola vivienda. Una vivienda puede emplear un aerogenerador vertical como complemento de su fuente principal de energía ya sea para emplearla al momento o almacenarla en una batería. Ese es el fin de estudiar los aerogeneradores verticales, su uso como fuente complementaria de energía para uso doméstico y/o individual.



Figura 2: Parque eólico con aerogeneradores de eje horizontal (Energía, 2013)

Tabla 1: Proyectos de energía eólica en el Perú

Proyectos de energía eólica en el Perú	Desarrollo	Numero de aerogeneradores	Tiempo de Operación
Proyecto en Yacila (Piura) (Ministerio de Energía y Minas, 2001)	Desarrollado por Electro Perú con apoyo de la cooperación técnica italiana	Seis generadores de potencias de hasta 10 kW cada uno	Desde 1986 hasta 1991
Proyecto Punta Malabrigo (La Libertad) (Ministerio de Energía y Minas, 2001)	Según el fabricante recibió mantenimiento en el 2002	Un aerogenerador de potencia total de 250 kW	Desde 1996 hasta la actualidad
Proyecto San Juan de	Hasta el año 2011 la	Un aerogenerador de	Desde 1998 hasta la

Marcona (Ica) (Ministerio de Energía y Minas, 2001)	potencia eólica ascendió a 0.7 MW, gracias a instalaciones no conectadas a la red nacional.	potencia total de 450 kW	actualidad
Central Eólica Cupisnique (La Libertad) (OSINERGMIN, 2014)	La central se encuentra ubicada en la costa peruana, entre los puertos de Malabrigo y Puémape, en las pampas de Cupisnique.	45 aerogeneradores de 1.8 MW cada uno, dispuestos estratégicamente en 6 Celdas de Transformación de 30 kV. Anualmente genera 303 mil MWh, actualmente en operación	Desde 2014 hasta la actualidad
Central Eólica Talara (Piura) (OSINERGMIN, 2014)	La central se encuentra ubicada en la costa Peruana, en el departamento de Piura, en la provincia de Pariñas, a una altura de 11 msnm, en la pampa "La Campana" a 10 km de la ciudad de Talara.	17 aerogeneradores de 1.8 MW cada uno, en operación	Desde 2014 hasta la actualidad
Central Eólica Marcona (Ica) (OSINERGMIN, 2014)	Anualmente generaría 148 mil MWh, en operación	11 aerogeneradores (8 de 3.15 MW y 3 de 2.3 MW)	Desde 2014 hasta la actualidad
Central Eólica Tres Hermanas (Ica) (Ministerio de Energía y Minas, 2001)	La central se encuentra ubicada en la costa peruana, en las cercanías al mar, en el distrito de Marcona, provincia de Nazca y departamento de Ica.	33 aerogeneradores dispuestos en alineaciones distribuidas perpendicularmente a los vientos dominantes en la zona.	Desde 2001 hasta la actualidad



Figura 3: Central Eólica Cupisnique (OSINERGMIN, Central eólica Cupisnique, 2014)

Todos los proyectos mencionados son promovidos por la ley 28749, llamada la ley de electrificación rural. La electrificación rural tiene como propósito concentrar la igualdad de los derechos ciudadanos, especialmente con el fin de brindar los servicios básicos a toda la población (Rural, 2012). La ley de electrificación rural incentiva proyectos que lleven energía eléctrica a las zonas más alejadas y aisladas del país. Esta estimula la promoción de la inversión privada, los estudios, la operación, el mantenimiento o la transferencia en propiedad que contribuyan a la realización de dichos proyectos (OSINERGMIN). Las energías renovables como las de origen solar, eólico, geotérmico, hidráulico y biomasa son de prioridad para esta ley ya que permiten el desarrollo sostenible.

1.2 Aerogeneradores de eje vertical

Tabla 2: Lista de aerogeneradores de eje vertical (Aslam Bhutta, Hayat, Farooq, Ali, Jamil, & Hussain, 2012)

Tipo de aerogenerador	Características	Ventajas	Desventajas
Rotor Darrieus –	Álabes curvados de	Adecuado para	Forma complicada

<p>Egg beater (Islam , Ting , & Fartaj , 2008)</p>	<p>sección transversal variable</p> <p>Turbina de tipo sustentación</p>	<p>aplicaciones de alta demanda de energía</p>	<p>Alto costo</p>
<p>Rotor Darrieus-Giromill (Islam , Ting , & Fartaj , 2008)</p>	<p>Turbina de tipo sustentación</p> <p>Aspas con forma de álabes de sección transversal constante</p>	<p>Simple de construir</p> <p>Bajo costo</p>	<p>Bajo torque de arranque</p> <p>Bajo coeficiente de poder en comparación con los HWAT (Aerogeneradores de eje horizontal)</p>
<p>Rotor Darrieus-VGOT (Ponta , Seminara , & Otero, 2007)</p>	<p>Turbina de tipo sustentación</p> <p>Diseño único</p> <p>Sin eje central</p> <p>Álabes se deslizan en rieles y el movimiento rotativo de la ruedas en los rieles genera la electricidad</p>	<p>Aumento del área de barrido resulta en un aumento de la energía generada sin disminuir la velocidad de rotación</p>	<p>Alto costo</p> <p>Diseño complicado</p> <p>Solo aplicable para aplicaciones de alta energia</p>
<p>Rotor Darrieus – Masgrove (Gorelov & Krivospitsky , 2008)</p>	<p>Turbina de tipo sustentación</p> <p>Rotor Darrieus</p>	<p>Capacidad de arrancar solo</p>	<p>Diseñado y probado solo para aplicaciones de bajo nivel de energia</p>

	Giromill es dividido en dos niveles desfasados 90°		
Rotor Darrieus-curvado de tres álabes (Gupta & Biswas , 2010)	Turbina de tipo sustentación Forma del álabes curvado en 30° al borde de salida	Disminución de la separación del flujo genera un mejor desempeño aerodinámico	Forma intrincada del álabes Bajo coeficiente de energía
Crossflex (Sharpe & Proven, 2010)	Turbina de tipo sustentación Varios rotores Darrieus en un solo eje	Buena integración con el edificio Buena eficiencia	Solo aplicable ara edificios altos
Rotor Savonius (Islam , Ting , & Fartaj , 2008)	Turbina de tipo arrastre Discos de medio cilindro unidos a un eje central	Buen torque de arranque	Baja eficiencia
Rotor combinado Savonius y Darrieus (Wakui , Tanzawa , Hashizume , Outa , & Usui, 2000)	Turbina de arrastre y sustentación Rotor Darrieus combinado con un rotor Savonius en el mismo eje	Buen torque de arranque y eficiencia	Diseño complejo
Dos hojas semi	Turbina de tipo	Alto coeficiente de	No aplicable para

rotativo (Zhang , Chen , & Wang , 2010)	arrastre Dos platos planos orientados en distintos ángulos unidos a un mismo eje central	potencia Capacidad de auto arranque	necesidades de alta energía
Molino de viento Sistan (Muller, Mark, Jentsch , & Stoddar, 2009)	Turbina de tipo arrastre	Buena integración con el edificio	Pobre eficiencia
Turbina Zephyr (Pope , Naterer, Dincer, & Tsang, 2010)	Turbina de tipo sustentación	Buena eficiencia	Construcción compleja Ocupa grandes áreas

1.3 Selección del aerogenerador Savonius Curvado

La selección del aerogenerador se planteó con la finalidad de determinar los coeficientes de rendimiento de un aerogenerador para bajos *Tip Speed Ratio* (TSR) por medio del ensayo en el túnel de viento. Se busco un aerogenerador con bajo TSR porque esto significa que su velocidad minima es menor a los demas aerogeneradores con mayores TSR. Esa velocidad minima permite generar energia para menores velocidades de viento. Se determinó el tipo de aerogenerador empleando el Coeficiente de potencia vs Tip Speed Ratio. El coeficiente de potencia es un indicador bastante similar a la eficiencia y el tip speed ratio es un indicador que se calcula con la velocidad del viento y la velocidad angular resultante en el rotor.

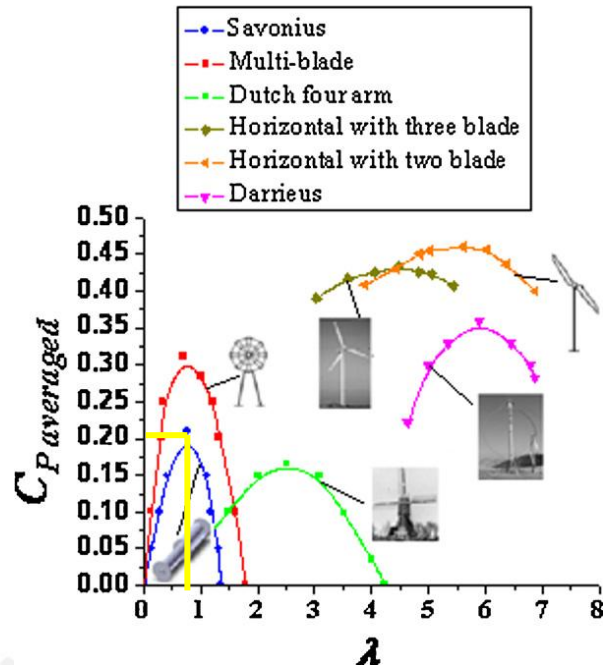


Figura 4: Curva caracteristica coeficiente de potencia vs tip speed ratio (Akwa, Vielmo, & Petry, 2012)

La fórmula para determinar el *Tip Speed Ratio* es la siguiente:

$$TSR \text{ o } \lambda = \frac{\omega D}{2U} \tag{1}$$

Donde:

ω : velocidad angular del prototipo en rad/s

D : diámetro del prototipo en m

U : velocidad del flujo de aire en m/s

Se empleó la Figura 4 para determinar el aerogenerador idóneo para TSRs bajos, de entre 0 a 2. Los TSRs bajos El aerogenerador escogido fue el rotor Savonius cuya máxima eficiencia hallada es de 0.2.

Tabla 3: Desempeño de rotores Savonius (Saha & Rajkumar, 2006)

Autor	Tipo de rotor	Dimensiones del rotor (mxm)	Velocidad del viento (mxm)	Numero de Reynolds x10 ⁵	Tip Speed Ratio	Coefficiente de Potencia %
Sheldahl et al.	Savonius	1x1.5	14	9.3	0.85	19.5
Sheldahl et al.	Savonius	1x1.5	14	8.67	0.65	15
Alexander and Holownia	Savonius	0.383x0.46	6-9	1.53-2.32	0.49	12.5
Baird and Pender	Savonius	0.076x0.06	29.2-24.6	1.04-1.25	0.78	18.1-18.5
Bergless and Athanassiadis	Savonius	0.7x1.4	8	2.8-3.7	0.7	12.5-12.8
Sivasegaram and Sivapalan	-	0.12x0.15	18	1.44	0.75	20
Bowden and Mc-Aleese	Savonius	0.164x0.162	10	0.87-1.09	0.68-0.72	14-15
Ogawa and Yoshida	S-shaped	0.175x0.3	7	0.81	0.86	17
Ogawa and Yoshida	S-shaped	0.175x0.3	7	0.81	0.86	21.2
Huda et al.	S-shaped	0.185x0.32	6.5-12.25	0.08-1.5	0.68-0.71	15.2-17.5
Huda et al.	S-shaped	0.185x0.32	12.25	1.5	0.68-0.71	17-21
Grinspan	Twisted Savonius	0.28x0.22	8.22	1.327	0.669	11.59
Raj Kumar	Twisted Savonius	0.25x0.22	8.23	1.327	0.6523	13.99

Una vez hallado el tipo de aerogenerador, se emplearon estudios específicos de este tipo de aerogenerador para determinar el tipo de rotor Savonius a ser ensayado. Se empleó la Tabla 3 para determinar los tipos de aerogeneradores Savonius existentes, ya que los ensayos entre aerogeneradores difieren en muchos aspectos, como la velocidad del viento, el número de Reynolds y las dimensiones del rotor.

Para determinar que tipo de aerogenerador vertical daba un mayor coeficiente de potencia, se empleó el estudio de (Damak, Driss, & Abid, 2013), donde se ensayaron un aerogenerador Savonius convencional y un rotor Savonius-curvado. Como se muestra en la Figura 5 el rotor Savonius-curvado es mucho más eficiente que el rotor convencional para las mismas condiciones de ensayo. Por ello se decidió construir un rotor Savonius-curvado para la determinación de sus coeficientes de desempeño (coeficiente de potencia, coeficiente de sustentación, coeficiente de torque, coeficiente de arrastre). Las dimensiones de dicho rotor se determinarán según las dimensiones del tunel de viento del Laboratorio de Energia de la PUCP, donde se realizará el ensayo para la determinación de coeficientes.

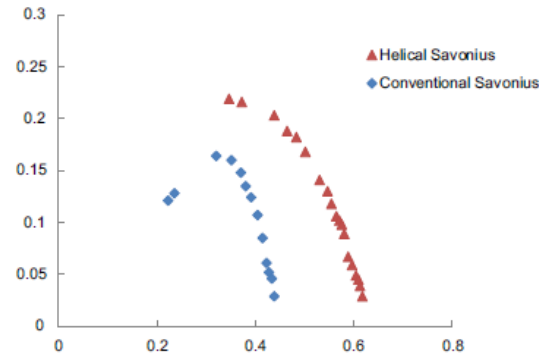


Figura 5: Comparación entre el coeficiente de potencia vs TSR de un rotor Savonius recto y un Savonius-curvado

Capítulo 2: Diseño del rotor

2.1 Parametros de diseño

El concepto del rotor Savonius se basa en un principio desarrollado por Flettner. Savonius utilizó un rotor formado cortando el cilindro de Flettner en dos a lo largo del eje central y luego colocando los dos semi cilindros de lado de modo que asemejen en forma a la letra “S”. El caso del Savonius curvado es similar; sin embargo, el área transversal del rotor se gira alrededor del eje central (Hassan, Iqbal, Khan, Hinchey, & Masek, 2010).

La variedad de configuraciones que se ha hecho al rotor Savonius desde su concepción es inmensa. Cada cambio trae consecuencias que pueden ser positivas en un sentido y negativas en otro, como el eje que aumenta la rigidez del rotor pero causa interferencia del flujo en la superficie del rotor. Como no existe un método analítico para la optimización del rotor Savonius, se realizan numerosos estudios de simulación y experimentales. Sin embargo, aún cuando un estudio emplea la misma geometría y flujo de fluido, es el método de ensayo lo que produce distintos resultados.

El diseño geométrico del rotor se basó en estudios experimentales para rotores Savonius. A continuación se presenta las distintas consideraciones de diseño que se tomaron para el rotor.

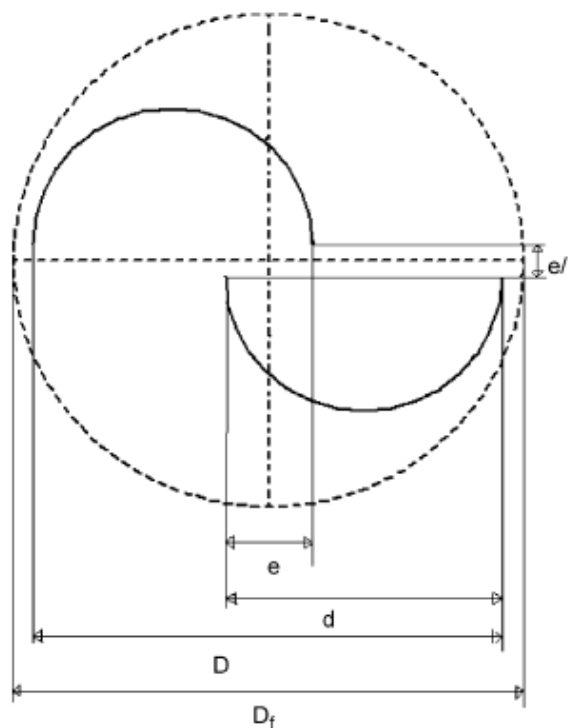


Figura 6: Esquema de un rotor de dos álabes (Saha , Thotla, & Maity , Optimum design configuration of Savonius rotor, 2008)

Dónde:

D : diámetro del prototipo en m

D_f : diámetro del *end plate* en m

d : diámetro del álabe en m

$e/$: es el bucket spacing en m

e : espacio entre álabes o *overlap* en m

2.1.1 Número de etapas

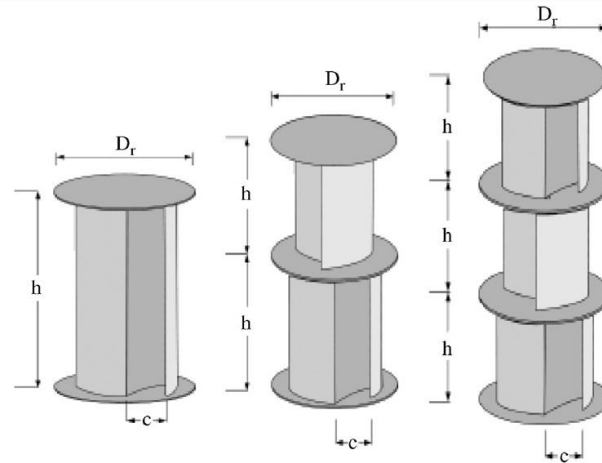


Figura 7: Rotores con distinto número de etapas (Saha , Thotla, & Maity , Optimum design configuration of Savonius rotor, 2008)

El número de etapas de un rotor Savonius curvado, según (Saha , Thotla, & Maity , 2008) se demostró que el número óptimo de etapas es 2, ya que cuando se emplean 3 etapas se produce una disminución de la eficiencia. Esto puede deberse a un incremento de la inercia del rotor. En la Figura 8 se demuestra que para velocidades de alrededor de 7 m/s se hallan coeficientes de potencia más altos que los hallados por otros estudios como (Kamoji , Kedare , & Prabhu , 2009). Si bien el rotor de 3 etapas es más eficiente que el de una etapa, el rotor de dos etapas es por una gran diferencia el rotor más eficiente. Se empleará un rotor de dos etapas y dos álabes en cada etapa. El álabe inferior estará desfasado en 180° grados del álabe superior. Como se ve en la Figura 7 el lado concavo del álabe inferior está apuntando hacia el mismo lado que el lado convexo del álabe superior. Sin importar la inclinación del álabe se respetará los 180° grados entre la parte inferior del álabe inferior y la parte inferior del álabe superior.

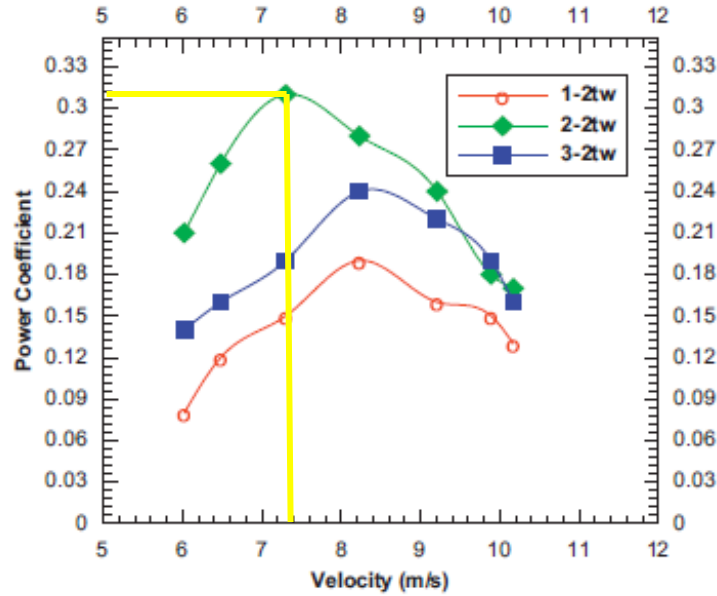


Figura 8: Coeficiente de potencia vs velocidad para rotores con distintas etapas

2.1.2 Influencia del Aspect Ratio

El *aspect ratio* se refiere al cociente de la altura del rotor entre su diámetro. Este es el aspecto que afecta decisivamente la eficiencia del rotor, ya que está muy ligada al área transversal del rotor (Akwa, Vielmo, & Petry, 2012). Los Savonius con grandes *aspect ratios* tienen pocas pérdidas debido al efectos del final de los álabes. Por lo tanto, se llega a un consenso en emplear el mayor número posible en el *aspect ratio*. Sin embargo, el valor más recomendado es el 4 (Saha, Thotla, & Maity, 2008). El *aspect ratio* se calcula según la siguiente fórmula:

$$A = \frac{H}{D} \tag{2}$$

Donde:

A: aspect ratio

H: altura del rotor en m

D : diámetro del prototipo en m

En la Figura 9 se muestra el coeficiente de potencia para varios rotores con distintos *aspect ratios* (Mahmoud , El-Haroun, Wahba, & Nasef, 2012). Se observa que para un *aspect ratio* de $\alpha = 5$, se obtiene un valor máximo y para $\alpha = 0.5$ un valor mínimo. Aunque a partir del radio de aspecto igual a 2, ya se obtienen curvas bastante cercanas entre sí por lo que se considera como un valor más que aceptable (Akwa, Vielmo, & Petry, 2012).

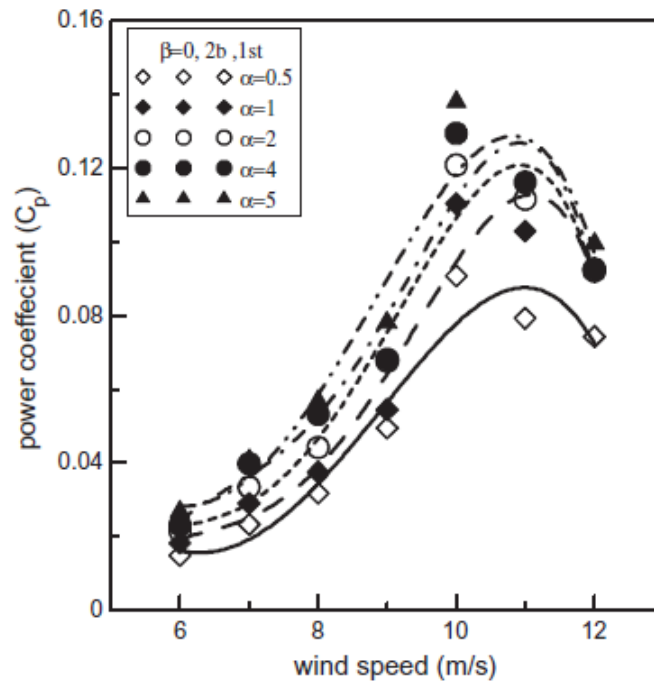


Figura 9: Variación del coeficiente de potencia según la velocidad del viento para diferentes *aspect ratios* para rotores Savonius (Mahmoud , El-Haroun, Wahba, & Nasef, 2012)

Para el caso del rotor Savonius curvado, (Kamoji , Kedare , & Prabhu , 2009) demostró que según la *aspect ratio* más conveniente para el rotor sería 0.88 siendo el coeficiente de potencia para este *ratio* mayor que para valores como 1.17. En este caso con el rotor curvado no necesariamente se cumpliría la premisa de que a mayor *aspect ratio* es más eficiente el rotor.

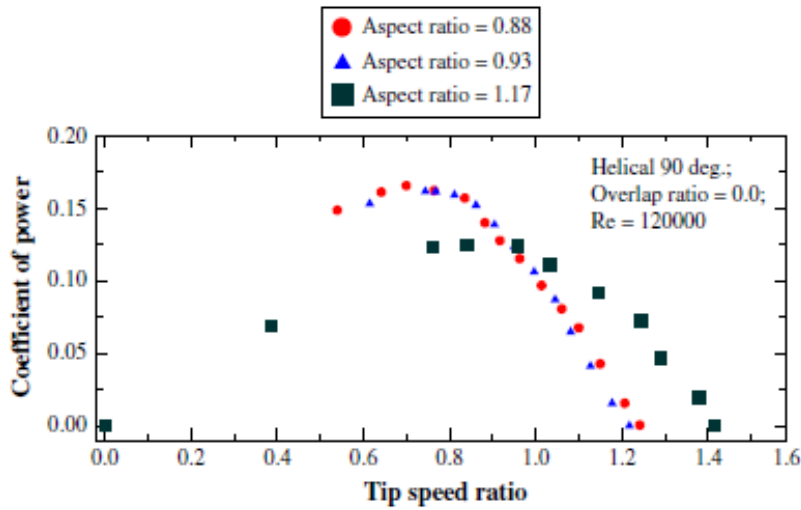


Figura 10: Coeficiente de potencia vs Tip Speed Ratio para un rotor helicoidal de 90 grados (Kamoji , Kedare , & Prabhu , 2009)

Asimismo, (Saha , Thotla, & Maity, 2008), utilizó distintas configuraciones de rotores Savonius para determinar los parámetros óptimos de diseño. En la Figura 11, en la leyenda “sc” es rotor semicircular y “tw” es rotor curvado. Se considera solo los rotores de 2 etapas según escogido para el rotor. Según la Figura 11, se evidencia que para velocidades alrededor de 7 m/s se hallará el máximo coeficiente de potencia para el rotor Savonius curvado de 2 etapas, como confirma el dato hallado previamente.

Tabla 4: Cálculo de las dimensiones del rotor

<i>H</i>	460 mm
<i>D</i>	304 mm
<i>A</i>	1.5

Si se desea que el rotor tenga una altura máxima de 460 mm, ya que la salida del túnel es de 14 pulgadas de lado. Entonces el valor de *D* será igual a 304 mm.

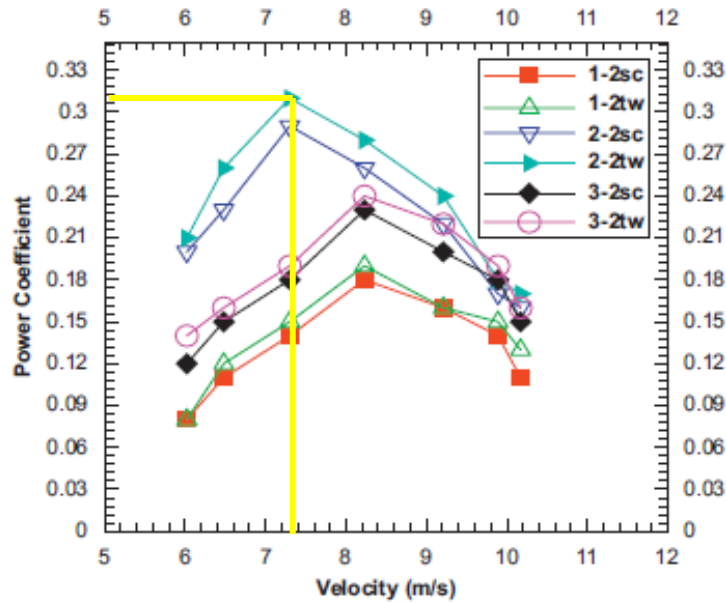


Figura 11: Coeficiente de potencia vs velocidad de viento para distintos rotores Savonius (Saha , Thotla, & Maity , 2008)

2.1.3 Influencia de las *End Plates*

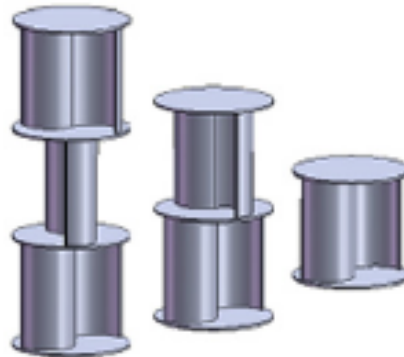


Figura 12: End plates (Akwa, Vielmo, & Petry, 2012)

La adición de *end plates* puede mejorar significativamente el coeficiente de potencia del rotor. Estas son placas circulares que se colocan a ambos lados del rotor como muestra la Figura 12. Los *end plates* previenen que el aire en la zona cóncava del rotor escape y así se mantenga una buena relación de presión entre el lado cóncavo y convexo del álabe a lo largo del rotor. (Akwa, Vielmo, & Petry, 2012). Se recomienda que el ancho de la placa

sea despreciable y que el diámetro de la placa sea 110% mayor al diámetro del rotor (Saha , Thotla, & Maity, 2008).

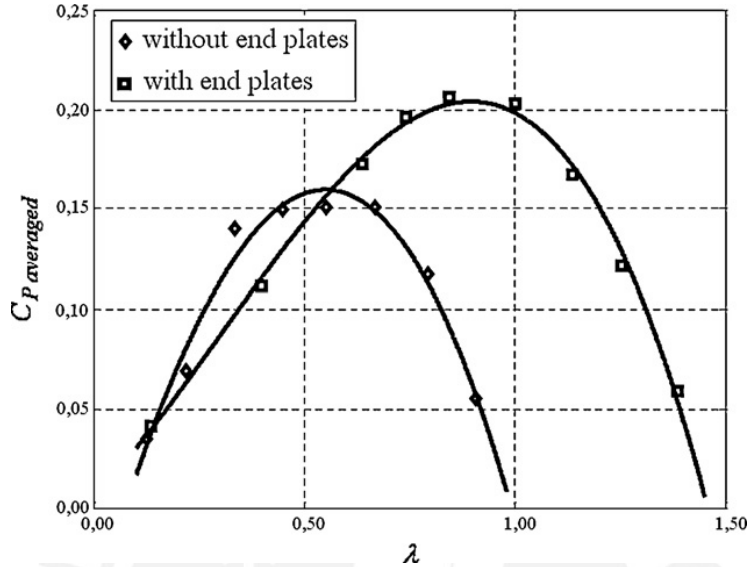


Figura 13: Efecto del uso de *end plates* en rotores Savonius (Akwa, Vielmo, & Petry, 2012)

Los investigadores (Jeon, Jeong, Pan, & Ryu, 2014) realizaron un estudio específicamente para determinar el efecto de los *end plates* para un rotor Savonius helicoidal. Como muestra la Figura 14 se analizaron distintos tipos de *end plates*. La Figura 15 demuestra que el rotor #4 que tiene el *end plate* utilizado convencionalmente es el más óptimo para obtener mayores valores de coeficiente de potencia y de torque.

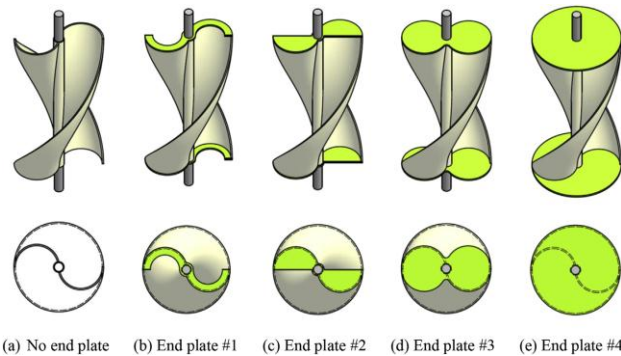
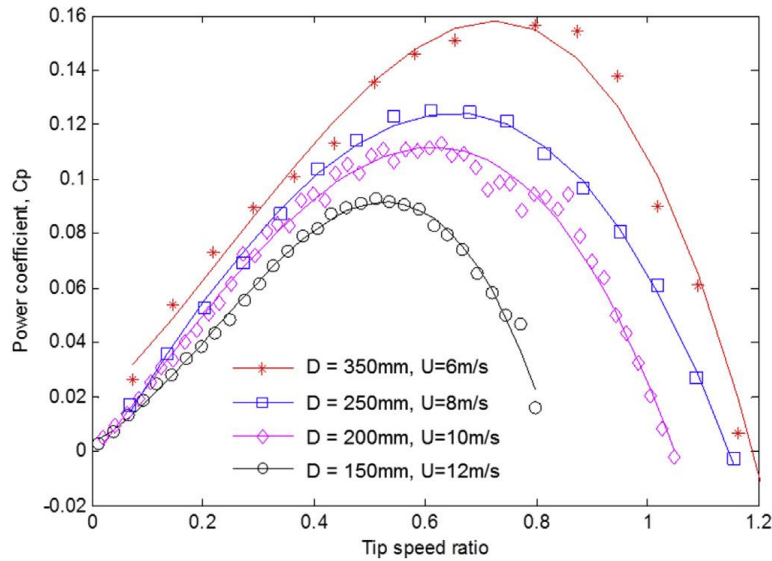


Figura 14: Vista de Savonius helicoidales con diversas formas y tamaños de *end plates* (Jeon, Jeong, Pan, & Ryu, 2014)



(a) The power coefficient

Figura 15: El coeficiente de potencia no corregido vs tip speed ratio de distintos rotores Savonius con diversos *end plates* (Jeon, Jeong, Pan, & Ryu, 2014)

Los investigadores (Altan & Atilgan, 2010) realizó un estudio sobre la utilización de un dispositivo que denominó cortina, que consistía de placas como demuestra la Figura 16.

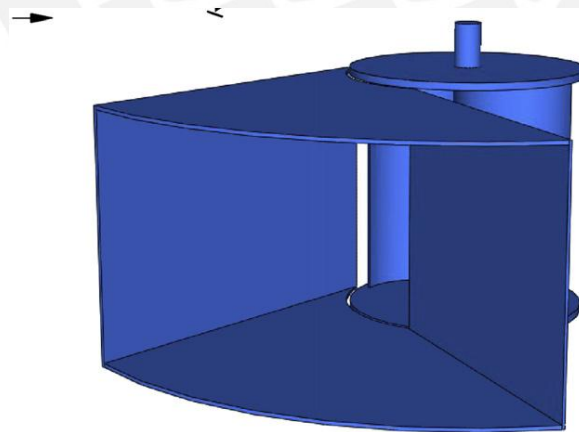


Figura 16: Diseño de cortina (Altan & Atilgan, 2010)

Los estudios experimentales demostraron que el coeficiente de potencia aumenta significativamente con la utilización de la cortina como demuestra la Figura 17, los

gráficos publicados por (Altan & Atilgan, 2010) se realizaron con rotores que contaban con *end plates*.

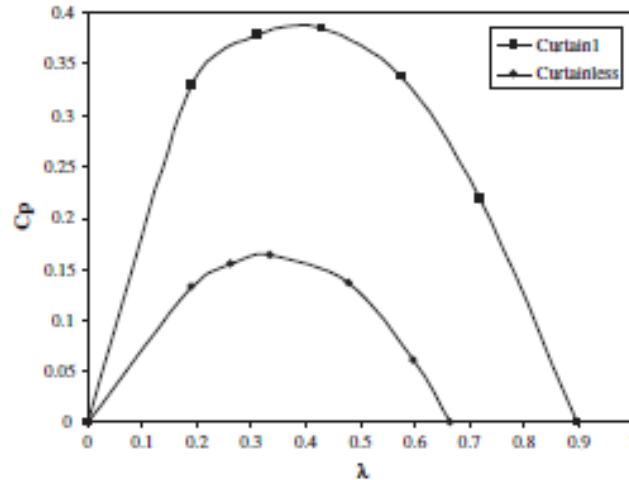


Figura 17: Comparación entre rotores con o sin cortina (Altan & Atilgan, 2010)

2.1.4 Influencia del *Overlap Ratio* y el *Bucket Spacing*

Para el *overlap ratio* y el *bucket spacing* no existe un consenso sobre el valor óptimo. La mayoría de estudios concluye que el *bucket spacing* debe tener el valor de 0 para álabes semicirculares. Para el *overlap ratio* no existe un valor óptimo definido, pero según (Fujisawa , 1992), el valor es de 15% del ancho del *chord*, este es el ancho o diámetro de uno de los álabes. Los investigadores (Blackwell, Sheldahl, & Feltz, 1977) concluyeron que el valor del *overlap ratio* debe oscilar entre 10 y 15%. La ecuación del *Overlap Ratio* es la siguiente:

$$\beta = \frac{e}{d} \quad (3)$$

Donde:

β : overlap ratio

d : diámetro del álabe en m

e : espacio entre los álabes o *overlap* en m



Figura 18: Descripción gráfica del *overlap ratio* y el *buckets spacing* (Akwa, Vielmo, & Petry, 2012)

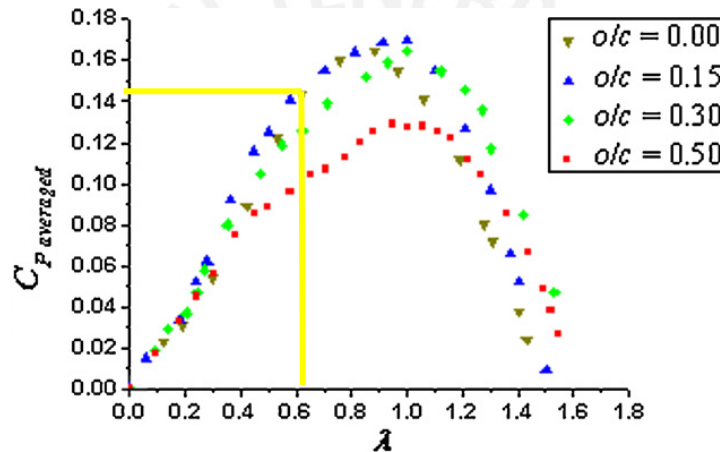


Figura 19: Efecto de distintos *overlap ratio* en el rotor Savonius (Akwa, Vielmo, & Petry, 2012)

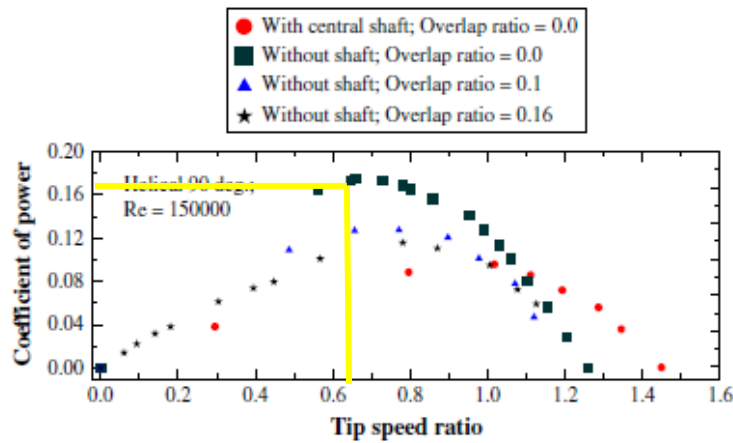


Figura 20: Coeficiente de potencia vs Tip Speed Ratio de distintos rotores Savonius curvados (Kamoji , Kedare , & Prabhu , 2009)

Si bien las Figura 18, Figura 19 y Figura 20 Figura 20son el resultado de la compilación de diversos estudios, se decidió finalmente emplear el estudio de (Kamoji , Kedare , & Prabhu , 2009) que ensayaron un rotor helicoidal. Considerando el Tip Speed Ratio esperado del rotor en la Figura 20, se decidió utilizar un Overlap Ratio de 0 m. En conclusión, el rotor no tendrá *bucket spacing* ni *overlap*.

2.1.5 Influencia del Eje y otros accesorios

De acuerdo a (Kamoji , Kedare , & Prabhu , 2009) el uso de un eje en los rotores Savonius tiene como principal objetivo el aumentar la rigidez de la estructura del rotor. A pesar de ello su uso no se recomienda en vista que interfiere con el flujo de aire, sin embargo, para contrarrestar este efecto, en caso sea estructuralmente necesario colocar un eje, se debe aumentar el *overlap ratio* y el *bucket spacing*. En el caso particular del presente trabajo, el prototipo para el laboratorio no tendrá eje.

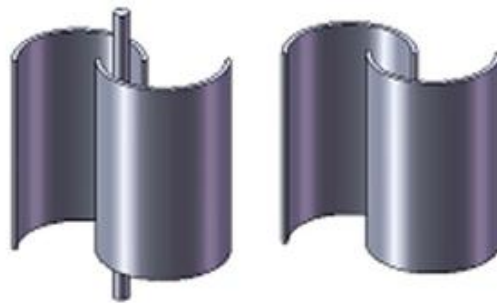


Figura 21: Rotor con y sin eje (Akwa, Vielmo, & Petry, 2012)

Otros accesorios como los *valves* son pequeños agujeros en los álabes que permiten el paso del aire del lado convexo al lado cóncavo como se muestra en la Figura 22. Este paso de aire reduce la fuerza de arrastre cuando el viento impacta el lado convexo del álabes. Estas *valves* fueron ensayadas por (Saha , Thotla, & Maity, 2008) quienes obtuvieron un aumento del coeficiente de potencia de 0.26 a 0.31 para un rotor Savonius recto de 2 etapas y tres álabes. Para el cálculo teórico no se considerará el uso de *valves* ya que no podrían ser claramente interpretadas por el método de cálculo. Sin embargo se colocarán *valves* en el prototipo de uso en el laboratorio.

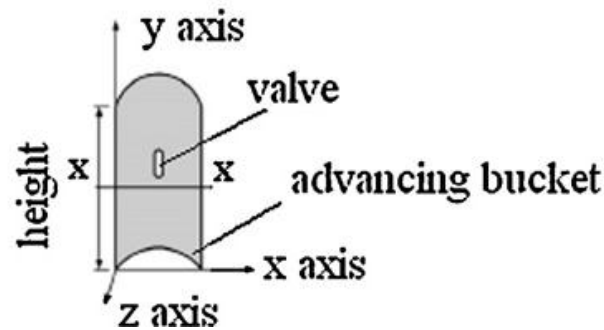


Figura 22: Valves en álabes (Akwa, Vielmo, & Petry, 2012)

2.1.6 Influencia del número de Reynolds

El número de Reynolds afecta el efecto de separación de la capa límite en los álabes. El aumento del número retrasa la separación en el lado convexo del álabes, especialmente para ángulos de posición de entre 0 a 180° (Blackwell, Sheldahl, & Feltz, 1977). Este retraso reduce la presión en el lado convexo del álabes. Esto se debe al incremento de la presión (recuperación) que ocurre en el rotor, incrementando así la fuerza de sustentación en esos determinados ángulos donde ocurre el fenómeno y por tanto, aumenta el torque del rotor. La ecuación del número de Reynolds es la siguiente:

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (4)$$

Donde:

Re: número de Reynolds

U: velocidad del flujo de aire en m/s

D: diámetro del prototipo en m

μ : viscosidad dinámica del fluido en kg/ms

ρ : densidad del fluido en kg/m³

En la Figura 23 se aprecia el estudio realizado por (Akwa, Vielmo, & Petry, 2012) empleando *computational fluid dynamics* para determinar el efecto del número de Reynolds en un rotor estatico en posición 0°. En la gráfica se observa como el aumento del número de Reynolds es aún más significativo que tan solo el aumento de la velocidad. Además, se observa que para Tip Speed Ratios menores a uno, como el esperado de este diseño, el incremento es aún más significativo.

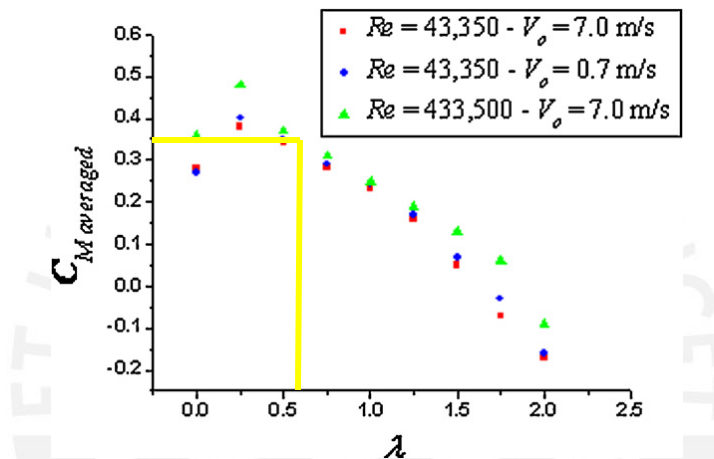


Figura 23: Influencia del número de Reynolds en el coeficiente de torque (Akwa, Vielmo, & Petry, 2012)

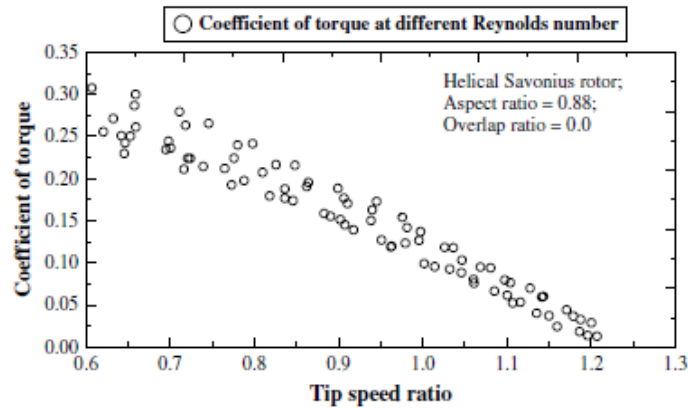


Figura 24: Coeficiente de torque para distintos numeros de Reynolds según el Tip Speed Ratio (Kamoji , Kedare , & Prabhu , 2009)

(Kamoji , Kedare , & Prabhu , 2009) publicó la donde se muestra el coeficiente de torque para distintos números de Reynolds según el Tip Speed Ratio para un rotor de *aspect ratio* igual a 0.88 y *overlap ratio* igual a 0.

2.1.7 Influencia de la intensidad de la turbulencia

La intensidad de la turbulencia del aire que llega al aerogenerador o del aire que sale del aerogenerador caracteriza la calidad del flujo de aire alrededor del rotor. La baja calidad de flujo o el flujo turbulento afectan el desempeño del rotor. (Akwa, Vielmo, & Petry, 2012) muestra en la figura el efecto de la intensidad de turbulencia en el coeficiente de potencia para tres estudios distintos (Blackwell, Sheldahl, & Feltz, 1977) (Cochran , Banks , & Taylor, 2004) (Akwa J. , 2010). Se evidencia que el aumento de la turbulencia disminuye el coeficiente de potencia.

Tabla 5: Efecto de la turbulencia en el coeficiente de potencia (Akwa, Vielmo, & Petry, 2012)

Autor	Tipo de estudio	intensidad de turbulencia	Coeficiente de potencia
Blackwell et al.	Tunel de viento de sección cerrada	1.4	0.24
Cochran et al.	Simulacion por elementos finitos	1	0.26
Cochran et al.	Simulacion por elementos finitos	10	0.23
Akwa	Simulacion por elementos finitos	1	0.25
Akwa	Simulacion por elementos finitos	10	0.2

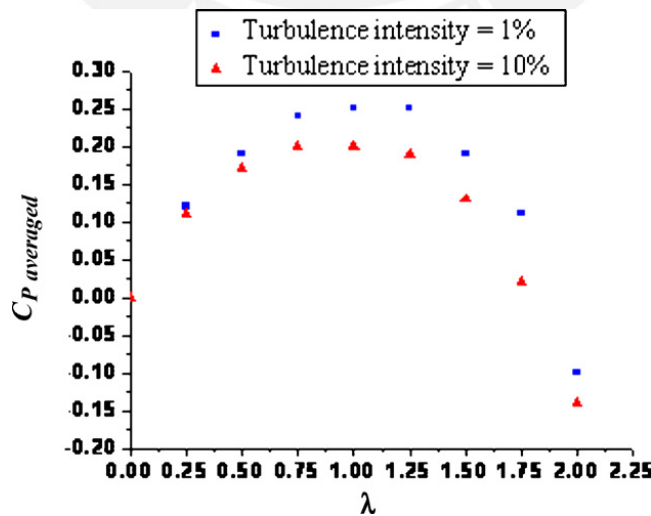


Figura 25: Coeficiente de potencia vs Tip Speed Ratio para diferentes intensidades de turbulencia (Akwa, Vielmo, & Petry, 2012)

El trabajo de (Akwa J. , 2010) muestra la influencia de la turbulencia en el desempeño de un rotor Savonius, ver Figura 25.

2.1.8 Influencia del Blockage Ratio

El radio de bloqueo es un parámetro de diseño que solo se emplea cuando se realiza un experimento en el túnel de viento, ya que es un parámetro que delimita el tamaño del rotor según el túnel que se emplee. Esto permite una medición de datos más fidedigna a la realidad. La ecuación para el radio de bloqueo es la siguiente:

$$B = \frac{HD}{H_w W} \quad (5)$$

Donde:

B: radio de bloqueo

H: altura del rotor en m

D: diámetro del prototipo en m

H_w: altura de la salida del túnel de viento en m

W: ancho de la salida del túnel de viento en m

Cuando se coloca un rotor en un túnel de viento se produce un bloqueo en el flujo de aire que altera la velocidad del viento, que usualmente se conoce como velocidad del viento promedio en la sección de ensayo vacío. Por ello, se debe hallar una forma de corregir dicha disrupción.

El investigador (Ross , 2010) unificó los estudios de (Pope & Harper, 1966) y (Maskell , 1965) sobre el efecto de bloqueo. La Figura 26 muestra los datos obtenidos de un

experimento de un rotor Savonius en un túnel de viento donde se probó prototipos con distintos efectos de bloqueo.

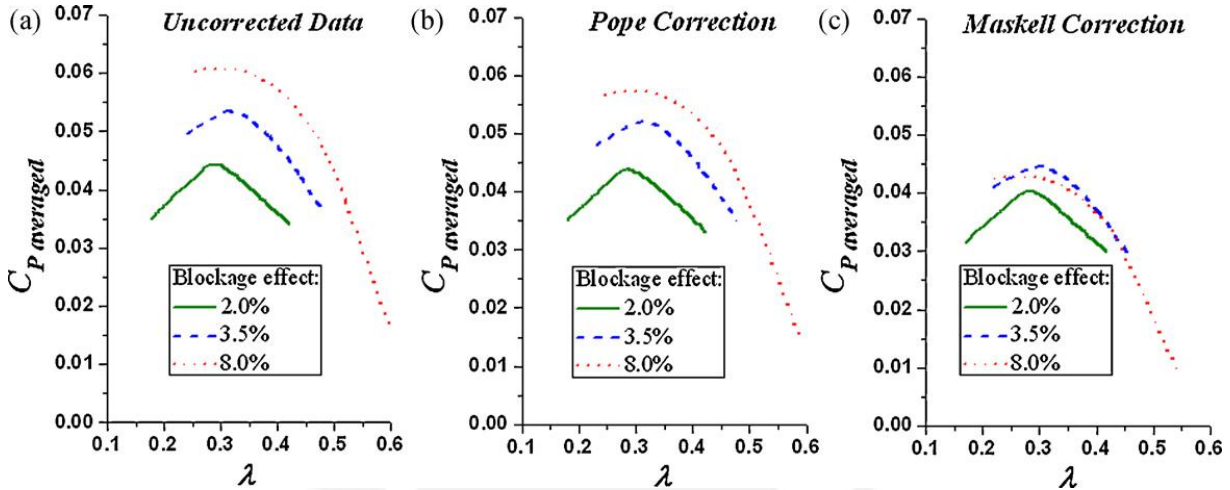


Figura 26: Efecto de la corrección del radio de bloqueo (Ross , 2010)

Se tomara la corrección de (Pope & Harper, 1966) como la definitiva. Para el rotor ya calculado para mejorar el aspect ratio se obtuvo un efecto de bloqueo del 16%. Esto se debe a que se prefiere sacrificar un poco de potencia en el efecto de bloqueo que modificando el aspect ratio, que tiene mayor importancia para el cálculo del coeficiente de potencia.

Tabla 6: Cálculo del Blockage Ratio

H	0.48
D	0.304
Hw	0.5
W	0.5
B	58%

2.1.9 Influencia de la inclinación del rotor

Para determinar la inclinación que tendrá el rotor curvado, se empleó la Figura 27 para determinar el ángulo óptimo que tendrá el rotor. Según (Saha & Rajkumar, 2006) el

ángulo óptimo de inclinación del rotor debe ser de 12.5°. Este estudio midió rotores con inclinaciones de 10 a 25°. Si bien la inclinación más común es la de 45° (Kamoji , Kedare , & Prabhu , 2009) se decidió emplear las recomendaciones de (Saha & Rajkumar, 2006) por tener los datos analizados para mayor cantidad de ángulos de inclinación. Por tanto se empleará un ángulo de 15° como concluyo óptimo por (Saha & Rajkumar, 2006) para velocidades de viento bajas.

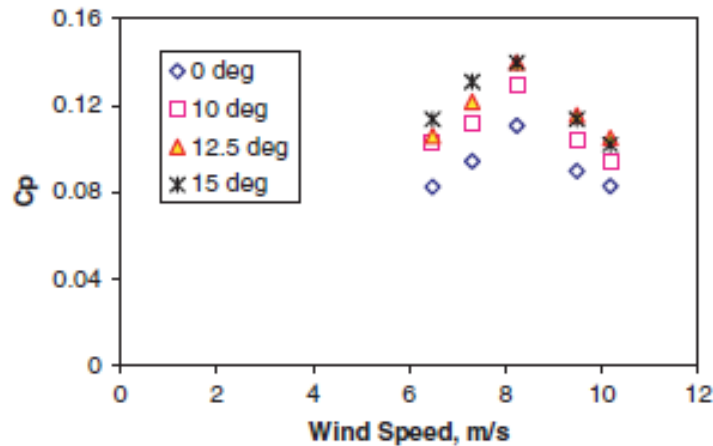


Figura 27: Coeficiente de potencia vs velocidad del viento para distintos ángulos de inclinación (Saha , Thotla, & Maity , Optimum design configuration of Savonius rotor, 2008)

2.1.10 Influencia de la geometría del álabes

Para la selección del álabes se busca tener el mayor coeficiente de potencia posible. El cual se rige por la siguiente fórmula:

$$C_p = \frac{P_m}{P_w} \quad (6)$$

Donde:

C_p : coeficiente de potencia

P_m : potencia mecánica en W

P_w : potencia del aire en W

La potencia del aire se determina de la siguiente manera:

$$P_w = \frac{1}{2} \rho A U^3 \quad (7)$$

Donde:

P_w : potencia del viento en W

ρ : densidad del fluido en kg/m^3

A : área proyectada del rotor en m^2

U : velocidad del flujo de aire en m/s

Y la potencia mecánica se determina de la siguiente forma:

$$P_m = T \omega \quad (8)$$

Donde:

P_m : potencia mecánica en W

T : torque en N.m

ω : velocidad angular en rad/s

Para la determinación del torque se empleará la fórmula empleada por (Mahmoud , El-Haroun, Wahba, & Nasef, 2012), donde se utilizó una polea para balancear la fuerza que impacta el rotor con pesas y así determinar el torque estático.

$$T = Fr \quad (9)$$

Donde:

T : torque en N.m.

F : fuerza que actúa en el rotor en N

r : radio de la polea en m

Por consiguiente, para elevar el coeficiente de potencia se debe elevar el torque que es proporcional a la fuerza que actúa sobre el rotor. Para hallar la fuerza que actúa en el rotor se puede utilizar la diferencia de presión que experimenta el rotor en su lado cóncavo y convexo o se puede emplear un coeficiente de arrastre. La fuerza de arrastre normal se halla integrando la diferencia de presiones entre el lado cóncavo y convexo del rotor. Se integra la diferencia de presiones, Δp , por un diferencial de área. La integración se hará para los límites de 0 a π , que abarca la superficie semi circular del álabe.



$$F_n = \int_0^{\pi} \Delta p \frac{d}{2} \cos \Phi d\Phi = \sum_{i=1}^{12} \Delta p_i \frac{d}{2} \cos \Phi_i \Delta \Phi_i \quad (10)$$

Para hallar la diferencia de presiones (Adhikary, Islam, & Ali, 2013) midió la diferencia de presiones en distintos puntos del álabe y luego se halló el coeficiente de arrastre a partir de las mediciones. Para ello se empleó la siguiente fórmula:

$$C_n = \frac{F_n}{\frac{1}{2}\rho U_o^2 A_d}$$

(11)

Donde:

C_n : coeficiente de arrastre

F_n : Fuerza de arrastre en N

ρ : densidad del fluido en kg/m^3

U_o : Velocidad del fluido m/s

A_d : area transversal al flujo en m^2

2.2 Diseño del eje del rotor

Para poder ensayar el rotor se le colocará un eje a ambos lados de los *end plates*, posterior e inferior. De la misma manera que la Figura 28, se soldará el eje a una pequeña placa circular de metal que se empernará a los *end plates*.

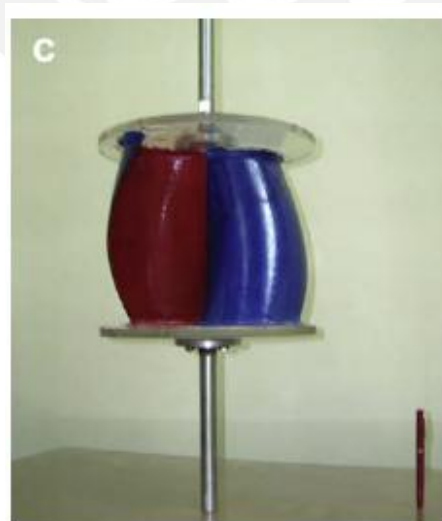


Figura 28: Rotor unido a eje de acero (Kamoji , Kedare , & Prabhu , 2009)

El eje será de sección circular sin cambios de sección, para poder hacer el cálculo de las medidas mínimas permisibles en el eje se utilizará los valores experimentales hallados por (Saha , Thotla, & Maity , 2008). Para hallar la fuerza que ejerce el viento se empleará el rotor de 2 etapas y dos álabes y un álabes con rotación de 12.5°. Si bien el rotor propuesto por (Saha , Thotla, & Maity, 2008) es más grande que el calculado en esta tesis es el rotor más similar al que se pretende diseñar.

El experimento de (Saha , Thotla, & Maity, 2008) tiene las siguientes características:

Altura del rotor $H = 0.244 \text{ mm}$

Densidad del aire $\rho = 1.204 \text{ kg/m}^3$

Area proyectada $A_d = 0.0377 \text{ mm}$

La Figura 29 muestra las curvas de coeficiente de potencia vs velocidad del viento de una variedad de rotores. La Figura 30 muestra las curvas de velocidad angular vs velocidad del viento de una variedad de rotores. En la Figura 29 y la Figura 30, se empleará la curva de 2-2tw, que significa rotor de Savonius twisted de 2 etapas y 2 álabes.

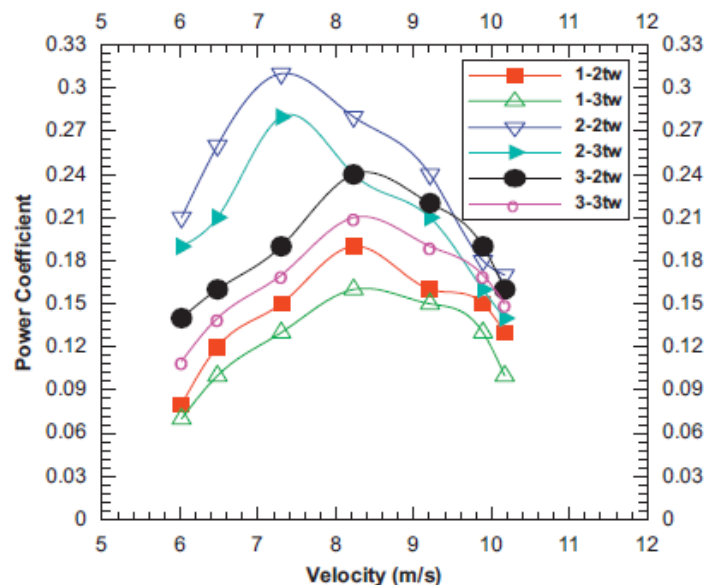


Figura 29: Coeficiente de potencia vs velocidad del viento (Saha , Thotla, & Maity , 2008)

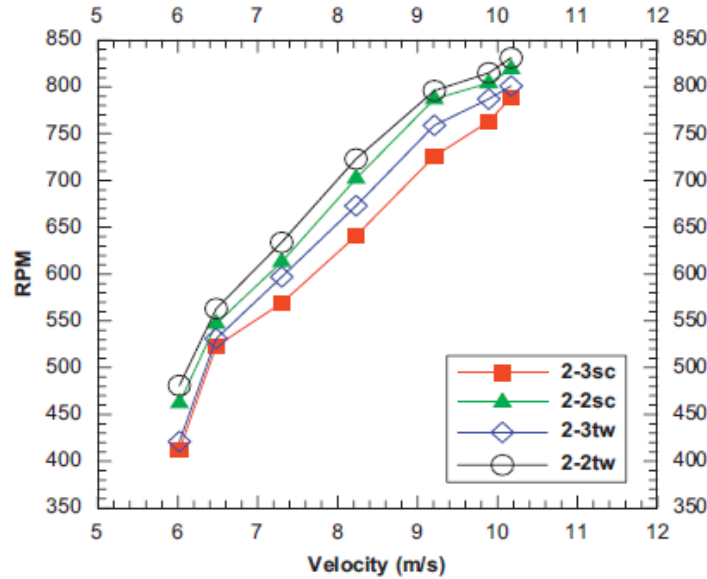


Figura 30: Velocidad angular vs velocidad del viento (Saha , Thotla, & Maity, 2008)

Los puntos de las curvas se utilizaron para hallar el torque máximo que podría ejercer el viento sobre el rotor. Para determinar el torque se utilizará la siguiente fórmula:

$$P_m = P_w \times C_p = \frac{1}{2} \rho A_d U^3 \times C_p$$

$$P_m = T \omega = \frac{1}{2} \rho A_d U^3 \times C_p$$

$$T = \frac{1}{2} \frac{\rho A_d U^3 \times C_p}{\omega}$$

Tabla 7: Cálculo del máximo torque

Velocidad del viento	Cp	Velocidad angular (RPM)	Velocidad angular (rad/s)	Torque (N.m)
6	0.21	480	50.26	0.020
6.5	0.255	560	58.64	0.027
7.5	0.31	640	67.02	0.044

8.4	0.285	735	76.96	0.049
9.4	0.24	800	83.77	0.054
10	0.19	825	86.39	0.049
10.2	0.18	840	87.96	0.049

El máximo torque es igual a:

$$T = 0.054 \text{ N.m}$$

2.2.1 Cálculo de resistencia del eje

Se diseñará el eje según torsión y flexión utilizando el máximo esfuerzo de corte admisible, según la siguiente fórmula (Hibbeler, 2006):

$$\tau_{adm} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (12)$$

Donde:

τ_{adm} : esfuerzo admisible en Pa

σ : esfuerzo por flexión en Pa

τ : esfuerzo por torsión en Pa

El esfuerzo por flexión se halla por la siguiente fórmula:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (13)$$

Donde:

σ : esfuerzo por flexión en Pa

M : momento flector en N.m

I : momento de inercia del eje en kg.m²

c : radio de la sección del eje m

El esfuerzo por torsión se halla por la siguiente fórmula:

$$\tau = \frac{Tc}{J} \quad (14)$$

Donde:

τ : esfuerzo de torsión en Pa

T : momento torsor en N.m

I : momento de inercia polar del eje en kg.m²

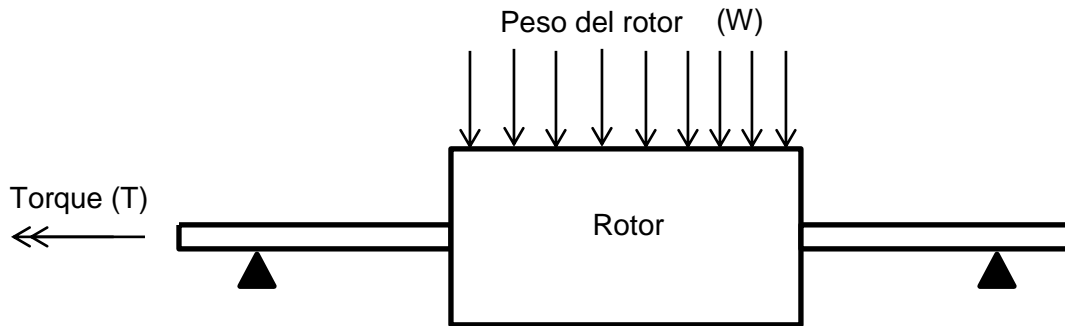
c : radio de la sección del eje m

Por lo tanto para hallar el radio del eje se emplea la siguiente fórmula:

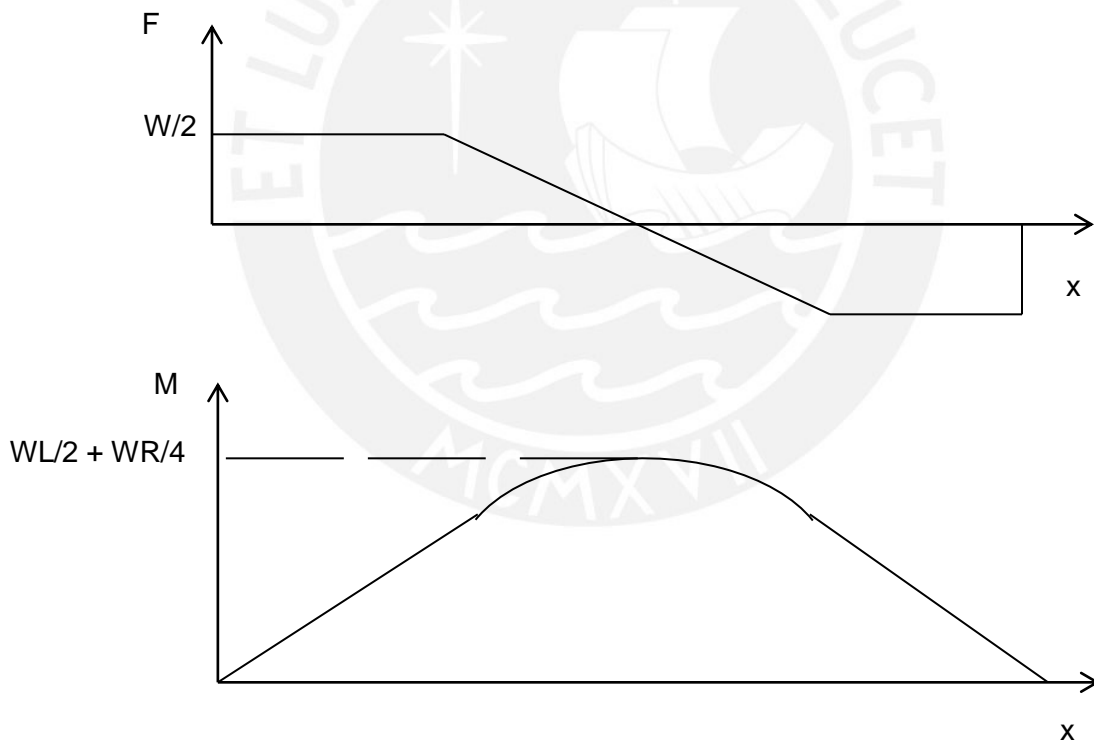
$$\tau_{adm} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{Mc}{2I}\right)^2 + \left(\frac{Tc}{J}\right)^2} \quad (15)$$

$$c = \left(\frac{2}{\pi\tau_{adm}} \sqrt{M^2 + T^2}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (16)$$

Para obtener el valor del momento flector se considerará el diagrama de cuerpo libre del rotor y el eje.



La distribución de fuerzas en el eje será de la siguiente manera:



La máxima fuerza y momento sobre el eje será:

$$F = W = mg = 3.856 \times 9.81 = 37.83 \text{ N}$$

$$M = W \frac{L}{2} + W \frac{R}{4} = 37.83 \times 0.54 \times 0.5 + 37.83 \times 0.48 \times 0.25 = 14.75 \text{ N.m}$$

Donde:

m : peso del rotor en kg

g : gravedad en m/s^2

R : largo del rotor en m

L : largo del eje en m

El peso del rotor se consideró para un rotor hecho de acero SAE 1020, sin embargo, aún no se define el material definitivo del rotor. Se planteó emplear una impresora 3D para imprimir el rotor pero también se considero utilizar planchas de acero. Pero se tomó el uso de metal en su construcción, ya que este es más pesado que el plástico y por tanto, hace al cálculo, crítico.

El valor del largo del eje izquierdo tentativamente será de 0.1 m, en caso los cálculos lo consideren un eje muy largo se cambiara el valor. El largo del eje izquierdo será igual al largo del eje del lado derecho.

Además, se considerara los efectos de deformación de la flexión y la torsión en el eje, se consideran los valores admisibles de tales deformaciones según la siguiente Tabla 8:

Tabla 8: Deformaciones permisibles de arboles (Ivanov, 1984)

Deformación		Aplicación	Deformación permisible
Deflexión (debida a la flexión)	y	Deflexión máxima en árboles que soportan ruedas dentadas	$[y] = (0.0002... 0.0003)L$ donde L es la distancia entre apoyos
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas cilíndricas	$[y] = (0.01... 0.03)m$ donde m es el módulo de transmisión
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas cónicas e hipoidales	$[y] = (0.005... 0.007)m$ donde m es el módulo de transmisión
		Deflexión máxima en los arboles de los motores asíncronos	$[y] = 0.1h$ donde h es la holgura entre el rotor y el estator
		Deflexión máxima en arboles de ventiladores	$[y] = (0.0003... 0.0005)D$ donde D es el diámetro del rotor
Deflexión angular (debida	ϕ	En el sitio de asiento de ruedas	$[\phi] = 0.001 \text{ rad}$

a la flexión)		dentadas	
		En un cojinete	$[\phi] = 0.001 \text{ rad}$
		En el asiento de rodamientos de bolas	$[\phi] = 0.001 \text{ rad}$
		En el asiento de rodamientos cilíndricos	$[\phi] = 0.001 \text{ rad}$
		En el asiento de rodamientos cónicos	$[\phi] = 0.001 \text{ rad}$
		En el asiento de rodamientos esféricos	$[\phi] = 0.001 \text{ rad}$
Ángulo de torsión (por unidad de longitud)	θ/L	Grúas desplazables y portátiles	$[\theta/L] = 0.0045 \dots 0.006 \text{ rad/m}$
		Husillos de tornos y taladros	$[\theta/L] = 0.00175 \text{ rad/m}$
		Arboles medios de destinación general	$[\theta/L] = 0.009 \text{ rad/m}$
		Arboles de cardanes de vehículos ($d = 30 \dots 50 \text{ mm}$)	$[\theta/L] = 0.005 \dots 0.007 \text{ rad/m}$

Según la Tabla 8, se tomará los siguientes valores para el cálculo del eje:

Deflexión angular (debido a la flexión): $\varphi = 0.001 \text{ rad}$

Deflexión (debido a la flexión): $\gamma = 0.0004 D = 0.1216 \text{ mm}$

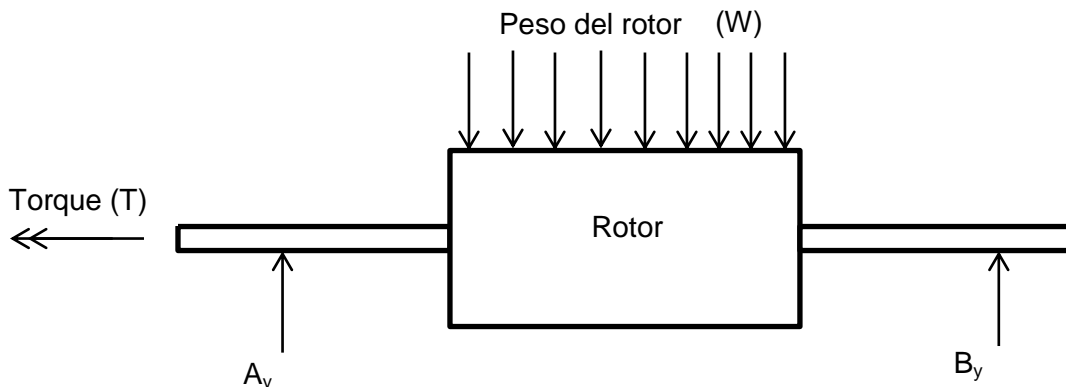
Ángulo de la torsión (por unidad de longitud): $\theta/L = 0.009 \text{ rad/m}$

Donde:

D : diámetro del rotor del aerogenerador en m

L : largo del eje en m

Primero se planteará el diagrama de cuerpo libre del eje



Donde:

$$T = 0.054 \text{ N.m}$$

$$M_{\text{máximo}} = 14.75 \text{ N.m}$$

$$W = 37.83 \text{ N}$$

La sumatoria de fuerzas y momentos se desarrolla de la siguiente manera:

$$\sum F = A_y + B_y - W = 0$$

$$\sum M = -A_y(2L + R) + W\left(L + \frac{R}{2}\right) = 0$$

$$A_y = B_y = \frac{W}{2} = 18.915 \text{ N}$$

Primero se determinara el radio mínimo del eje según (Hibbeler, 2006), donde el esfuerzo máximo de corte para el SAE 1020, que se escogerá como material para el eje es:

$$\tau_{adm} = 380 \text{ MPa}$$

$$c = \left(\frac{2}{\pi \tau_{adm}} \sqrt{M^2 + T^2}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{2}{\pi \times 380 \times 10^6} \sqrt{(14.75)^2 + (0.054)^2}\right)^{\frac{1}{3}} = 2.91 \text{ mm}$$

Ya que el diámetro mínimo es bastante pequeña se empleará la máxima deformación admisible para determinar el diámetro mínimo:

Si:

Ángulo de la torsión (por unidad de longitud de rotor):

$$\theta = 0.009 \times 0.48 = 0.00432 \text{ rad}$$

Y:

$$\frac{\theta}{L} = \frac{T}{JG} \quad (17)$$

Donde:

T : momento torsor en el eje en N.m

J : momento de inercia polar en m^4

G : Módulo de cizalladura en Pa

Para hallar el módulo de cizallamiento del eje se utilizará la siguiente fórmula:

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (18)$$

Donde:

E : módulo de elasticidad del material en Pa

ν : coeficiente de poisson

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} = \frac{2 \times 10^{11}}{2(1+0.3)} = 1.01 \times 10^9 \text{ Pa}$$

Para hallar el momento de inercia polar del eje se utilizará la siguiente fórmula correspondiente a la sección circular del eje:

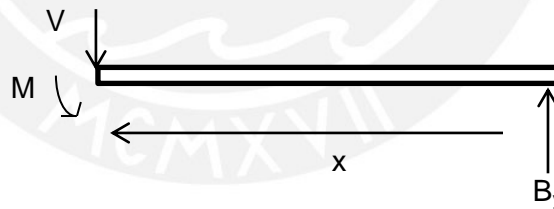
$$J = \frac{1}{2} \pi c^4 \quad (19)$$

Entonces el valor del radio mínimo por torsión será:

$$\theta = \frac{TL}{JG} = \frac{0.054 \times 0.48}{0.5\pi c^4 \times 1.01 \times 10^9} = 0.009$$

$$c = \sqrt[4]{\frac{0.054 \times 0.48}{0.009 \times 1.01 \times 10^9 \times 0.5\pi}} = 13.96 \text{ mm} \sim 14 \text{ mm}$$

Además, se considerará la deformación por flexión, se separará el eje en dos partes. A continuación se plantea el diagrama de cuerpo libre de la primera sección:



$$\frac{d^2\gamma}{dx^2} = \frac{M}{EI} \quad (20)$$

Donde:

M : momento flector del eje en m

E : módulo de elasticidad del eje en Pa

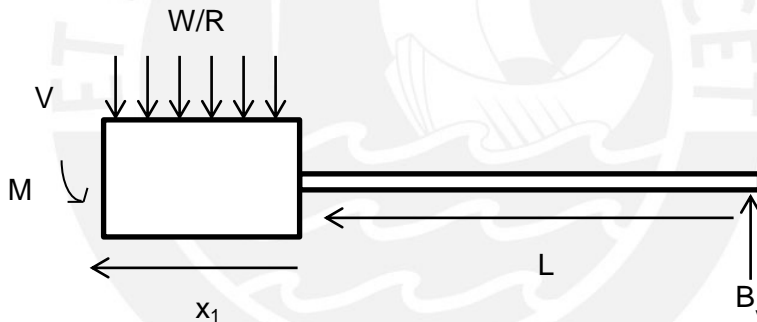
I : momento de inercia de la sección circular del eje en m^4

$$M = -B_y x = -\frac{W}{2} x$$

$$EI \frac{d\gamma}{dx} = \frac{Wx^2}{4} + C_1$$

$$EI \times \gamma = \frac{Wx^3}{12} + C_1 x + C_2$$

Para la segunda sección se tiene el siguiente diagrama de cuerpo libre:



$$M = -B_y(x_1 - L) + \frac{W}{R} x_1 \left(\frac{x_1}{2}\right)$$

$$EI \frac{d\gamma_1}{dx_1} = -B_y \left(\frac{x_1^2}{2} - Lx_1\right) + \frac{W}{R} \left(\frac{x_1^3}{6}\right) + C_3$$

$$EI \times \gamma_1 = -B_y \left(\frac{x_1^3}{6} - L \frac{x_1^2}{2}\right) + \frac{W}{R} \left(\frac{x_1^4}{24}\right) + C_3 x_1 + C_4$$

Para hallar el momento de inercia polar del eje se utilizará la siguiente fórmula correspondiente a la sección circular del eje:

$$I = \frac{1}{4} \pi c^4 = \frac{1}{4} \pi (0.014)^4 = 2.97 \times 10^{-8}$$

Deflexión angular (debido a la flexión): $\varphi = \frac{dy}{dx} = 0.001 \text{ rad}$

Deflexión (debido a la flexión): $\gamma = 0.0004 D = 0.1216 \text{ mm}$

Cuando $x = 0$ para la primera sección se hallará las deformaciones en el rodamiento. Por lo tanto:

$$C_1 = 0.001 \text{ rad}$$

$$C_2 = 0 \text{ mm}$$

Cuando $x = L = 0.1 \text{ m}$ coincide con $x_1 = 0$ entonces se obtiene.

$$C_4 = \frac{WL^3}{12} + 0.001L$$

$$C_3 = \frac{WL^2}{4} + 0.001$$

La máxima deflexión estará al medio del eje ya que las cargas son simétricas, aquí se hallará el largo máximo que puede tener el eje para no sobrepasar el límite.

Si $x_1 = R/2 = 0.24 \text{ m}$

$$\gamma_1 = \frac{1}{EI} \left[-B_y \left(\frac{x_1^3}{6} - L \frac{x_1^2}{2} \right) + \frac{W}{R} \left(\frac{x_1^4}{24} \right) + \left(\frac{WL^2}{4} + 0.001 \right) x_1 + \left(\frac{WL^3}{12} + 0.001L \right) C_4 \right]$$

$$\gamma_1 = \frac{1}{5940} \left[-18.915 \left(\frac{0.24^3}{6} - L \frac{0.24^2}{2} \right) + \frac{37.83}{0.48} \left(\frac{0.24^4}{24} \right) + \left(\frac{37.83L^2}{4} + 0.001 \right) 0.24 + \left(\frac{37.83L^3}{12} + 0.001L \right) \right]$$

$$\gamma_1 = \frac{1}{5940} (-0.032 + 0.5457L + 2.26L^2 + 3.15L^3) = \frac{0.1216}{1000}$$

$$0 = -0.754 + 0.5457L + 2.26L^2 + 3.15L^3$$

$$L = 0.39 \text{ m} = 39 \text{ mm}$$

Se condierará un eje de 35 cm de largo hasta el rodamiento y un diámetro que se escogerá según los diámetros de rodamientos disponibles.

2.2.2 Cálculo de los rodamientos

Los factores que se toman en cuenta al escoger un rodamiento. Generalmente el diámetro del eje es el que determina el diámetro del rodamiento a seleccionar; sin embargo en este caso se tiene un diámetro mínimo y se puede escoger un valor según la resistencia del rodamiento a la carga a la que será sometido. Para diámetros pequeños se puede utilizar cualquier tipo de rodamiento de bolas. Los rodamientos de agujas también se recomiendan para esta aplicación. Para diámetros mas grandes se prefiere emplear rodamientos cilíndricos, esféricos o toroidales, aunque también se pueden emplear rodamientos de bolas.

La carga que se aplicará al rodamiento es solamente radial. Para este tipo de carga se recomienda emplear rodamientos cilíndricos; sin embargo estos están diseñados para soportar altas cargas y solo se necesita utilizar un rodamiento que necesite de pequeñas cargas. Los rodamientos de bolas están diseñados para soportar cargas de pequeñas a normales por lo que se escogerán para este diseño.

Ya que el diámetro que se selecciono por torsión es de 28 mm. Se seleccionó una chumacera con rodamiento en fundición gris.

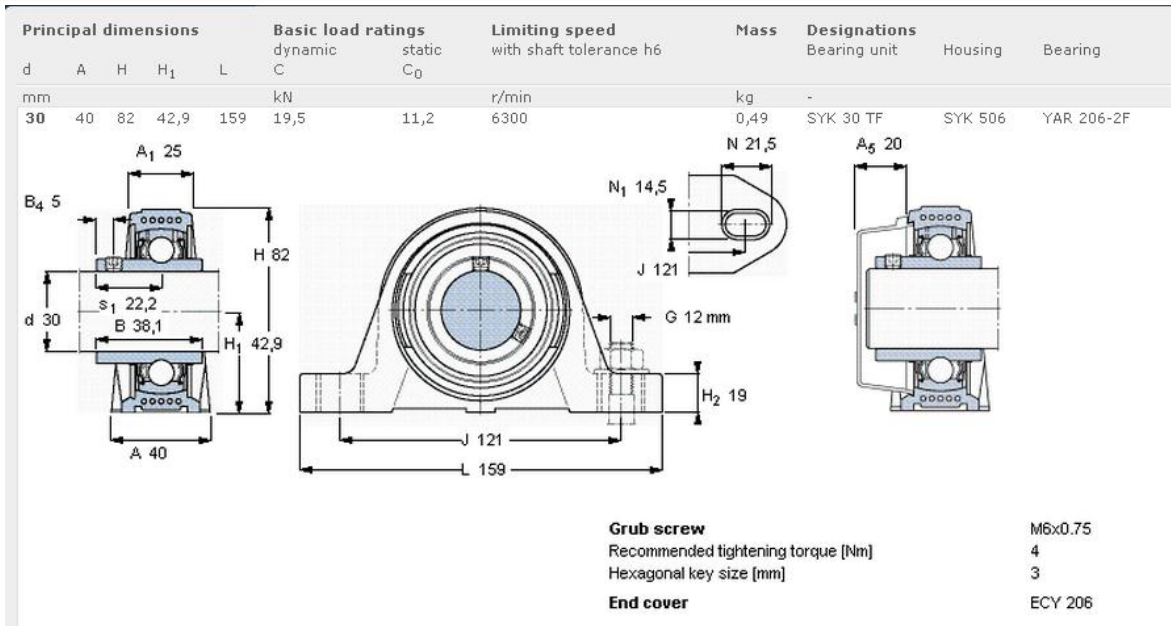


Figura 31:Ficha tecnica del rodamiento YAR 206-2F

Para calcular la vida aproximada de los rodamientos se utilizará las fórmulas proporcionadas por SKF. Para un 99% de confianza se empleará la siguiente fórmula:

$$L_{1m} = a_1 \times a_{SKF} \times \left(\frac{C}{P}\right)^p \tag{21}$$

Donde:

L_{1m} : Vida nominal del rodamiento

a_1 : factor de ajuste de la vida para una mayor fiabilidad

a_{SKF} : factor de ajuste de la vida SKF

C : capacidad de carga dinámica en kN

P : carga dinámica equivalente del rodamiento en kN

p : exponente de la ecuación de la vida, para rodamientos de bolas en igual a 3

Tabla 9: Valores del factor de ajuste de la vida util a1 (SKF Group, 2009)

Fiabilidad %	Probabilidad de fallo $\eta\%$	SKF vida nominal L_{am}	Factor a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0.62
96	4	L_{4m}	0.53
97	3	L_{3m}	0.44
98	2	L_{2m}	0.33
99	1	L_{1m}	0.21

Para hallar el valor de a_1 se empleará la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.:**

$$a_1 = 0.21$$

Para hallar el valor de a_{SKF} se empleará la Figura 33, el siguiente cálculo:

$$\eta_c \frac{P_u}{P}$$

(22)

Donde:

η_c : factor de contaminación

P_u : Límite de resistencia a la fatiga en kN

P : Carga dinámica equivalente del rodamiento en kN

Tabla 10: Factor de contaminación del rodamiento (SKF Group, 2009)

Condición	Factor η_k	
	$d_m < 100$	$d_m > 100$

Limpieza extrema	1	1
Gran Limpieza	0.8... 0.6	0.9... 0.8
Limpieza normal	0.6... 0.5	0.8... 0.6
Contaminación ligera	0.5... 0.3	0.6... 0.4
Contaminación típica	0.3... 0.1	0.4... 0.2
Contaminación alta	0.1... 0	0.1... 0
Contaminación muy alta	0	0

Estas cargas se hallan escogiendo un rodamiento, este será el YAR 203/15-2F cuya hoja técnica se muestra en la Figura 31. Para los rodamientos de bolas se recomienda que la carga sea al menos 1% de su carga dinámica básica para velocidades de giro mayores a 75% de la velocidad límite, pues el deslizamiento de las bolas dentro del rodamiento puede causar abrasión. El valor de η_c que se refiere a las condiciones de trabajo del rodamiento, se utiliza la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** para determinar el valor. Se considerará una contaminación típica. Entonces el cálculo se desarrollará de la siguiente manera:

$$\eta_c \frac{P_u}{P} = 0.3 \frac{475}{A_y} = \frac{0.3 \times 475}{18.9} = 7.53$$

El valor de κ se hallará utilizando la Figura 32

$$\kappa = \nu/\nu_1 \quad (23)$$

Donde :

ν : viscosidad real de funcionamiento en mm^2/s

ν_1 : viscosidad nominal en mm^2/s

Los valores de ν y ν_1 se hallarán de la Figura 32

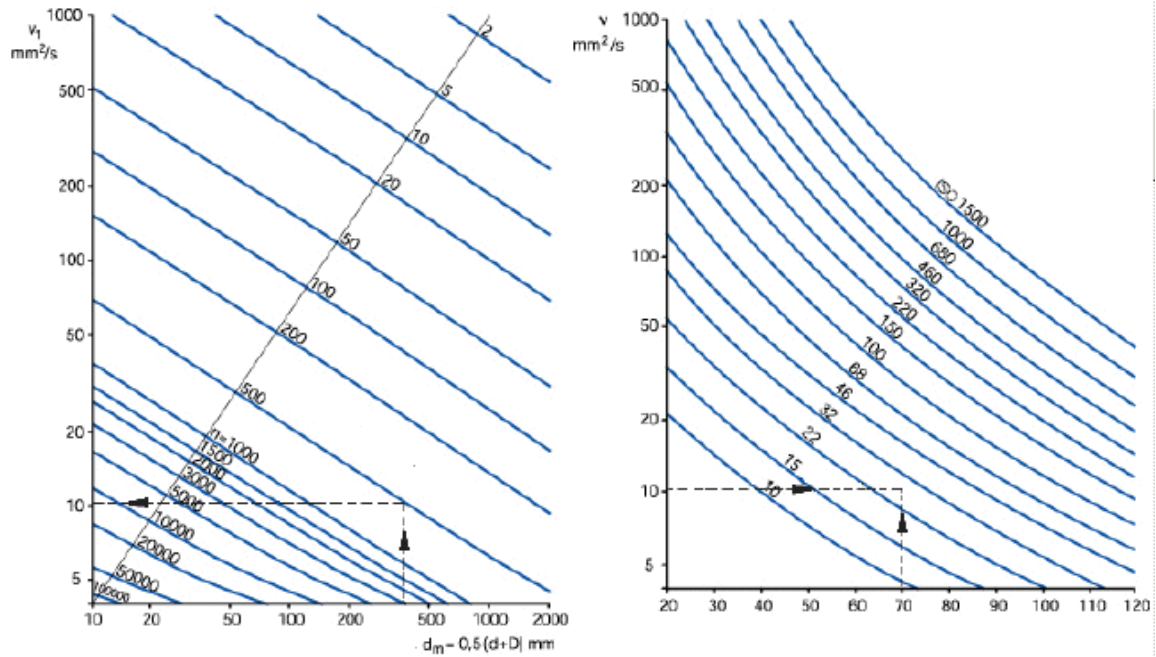


Figura 32: Diagramas de viscosidad nominal y viscosidad real de funcionamiento (SKF Group, 2009)

La velocidad de rotación que se empleará para hallar el valor será la hallada en gráficas previamente de 650 RPM. Además:

$$d_m = 0.5(d + D) = 0.5 (30 + 62) = 46 \text{ mm}$$

Donde:

d_m : diametro medio del rodamiento en mm

Entonces:

$$v_1 = 40 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Para hallar el valor de v , se emplea la Tabla 11

Tabla 11: Grados de viscosidad ISO a 40° (SKF Group, 2009)

Grado de viscosidad	media	mín	máx
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1.000	1 000	900	1 100
ISO VG 1.500	1 500	1 350	1 650

Empleando el ISO VG22 con una viscosidad media de 22 mm²/s. Para una temperatura de operación de 50°C.

$$v = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$\kappa = v/v_1 = \frac{40}{19} = 2.1$$

El valor de a_{SKF} se hallará de la Figura 33:

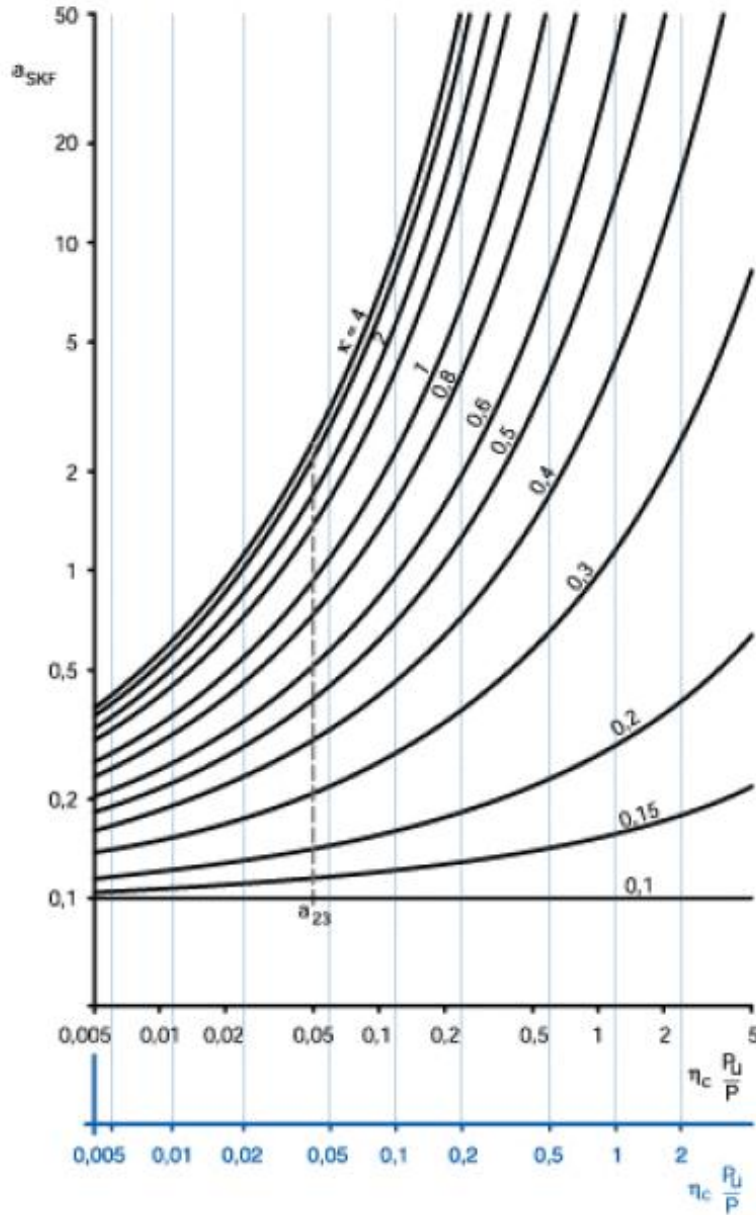


Figura 33: Valores de a_{SKF} para rodamientos radiales de bolas (SKF Group, 2009)

$$a_{SKF} = 50$$

$$L_{1m} = a_1 \times a_{SKF} \times \left(\frac{C}{P}\right)^p = 0.21 \times 50 \times \left(\frac{1560}{18.9}\right)^3 = 1.15 \times 10^{10} \text{ millones de revoluciones}$$

Por lo tanto, se concluye que el rodamiento escogido soportará la carga. Si bien el cálculo deja en evidencia que el rodamiento es demasiado grande para la carga que soporta, no se hará cambios, ya que este diámetro se calculó para soportar la carga de torsión. El cambiar su diámetro podría causar una falla por torsión.

2.2.3 Cálculo de las uniones atornilladas

Para sujetar el eje al rotor se colocará una placa de t_1 de espesor. El espesor del *end plate* del rotor será de un espesor t_2 . Como muestra la Figura 34, el eje está soldado a una placa de espesor t_1 que se emperna al *end plate* de espesor t_2 . Se desea que el *end plate* sea lo más delgado posible.

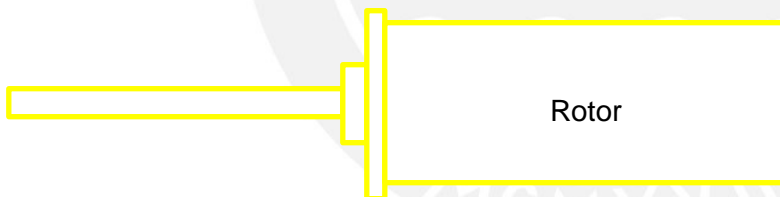


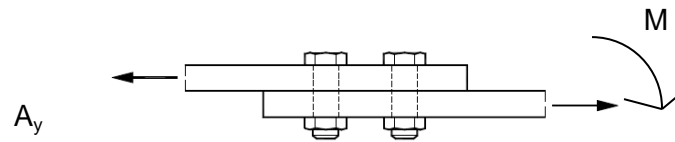
Figura 34: Lado izquierdo del rotor

La distribución de los pernos y su número se determinará según las fuerzas que deben soportar. Según cálculos anteriores, las fuerzas que producen esfuerzo en los tornillos son:

$$A_y = 18.9/2 = 9.45 \text{ N}$$

$$M = 14.75 \text{ N.m}$$

Estas fuerzas se distribuyen de la siguiente manera:



Para determinar el número de pernos y el diámetro mínimo que se empleará se comprobará los tornillos a corte. Para esto se emplearán pernos según DIN 931. La fórmula para la comprobación del perno por corte:

$$F_{v,Rd} = n \times 0.5 \times f_{ub} \times \frac{A_t}{\gamma_{M2}} \quad (24)$$

Donde:

n : número de planos de corte según si es simple o doble cortadura

f_{ub} : resistencia de rotura de los tornillos, igual a 5×10^8 Pa

A_t : área del tornillo en m^2

γ_{M2} : coeficiente de minoración, para el acero estructural es 1.25

Para cumplir las especificaciones se debe cumplir que:

$$F_{v,Ed} < F_{v,Rd} \quad (25)$$

Donde:

$F_{v,Rd}$: fuerza de corte admisible en el tornillo en N

$F_{v,Ed}$: fuerza de corte que produce un esfuerzo en el tornillo en N

$$d_t = \sqrt{\frac{4 \times F_{v,Rd} \times \gamma_{M2}}{n \times 0.5 \times f_{ub} \times \pi}} = \sqrt{1.25 \times \frac{4 \times 9.45}{5 \times 10^8 \times \pi \times 0.5}} = 0.24 \text{ mm}$$

Donde:

d_t : diametro del tornillo en mm

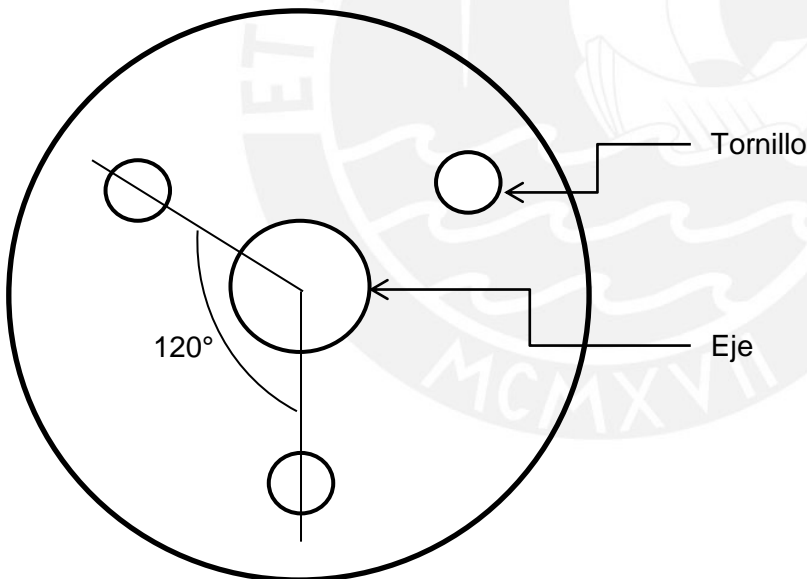
Se concluye que se emplearán:

Tornillo hexagonal con arandela estampada M3x0.5x6

Arandela ISO 7086 M3

Tuerca hexagonal ISO 4035 M3

Por motivos de rigidez se colocarán 3 tornillos según el siguiente diagrama.



Luego se determinará el ancho de la placa según el cálculo de comprobación a aplastamiento:

$$F_{bRd} = \frac{2.5 \times \alpha \times f_u \times d_t \times t}{\gamma_{M2}} \quad (26)$$

Donde:

d_t : diámetro del tornillo en m

f_u : tensión máxima de las chapas de acero en Pa

t : espesor mínimo a aplastamiento, valor de t_1 y t_2 en m

$$\alpha \leq \left\{ \frac{e_1}{3d_o}; \frac{p_1}{3d_o} - \frac{1}{4}; \frac{f_{ub}}{f_u}; 1 \right\} = \frac{f_{ub}}{f_u} \quad (27)$$

$$F_{bRd} = \frac{2.5 \times \frac{f_{ub}}{f_u} \times f_u \times d \times t}{\gamma_{M2}} = \frac{2.5 \times f_{ub} \times d \times t}{\gamma_{M2}}$$

En el caso crítico:

$$F_{bRd} = F_{v,Ed}$$

Entonces se halla el valor mínimo de t

$$t = \frac{F_{bRd} \times \gamma_{M2}}{2.5 \times f_{ub} \times d} = 9.57 \times 10^{-5} \text{ mm}$$

En conclusión, según los cálculos se usara una placa de 2 mm de espesor y 70 mm

2.2.4 Cálculo de la soldadura

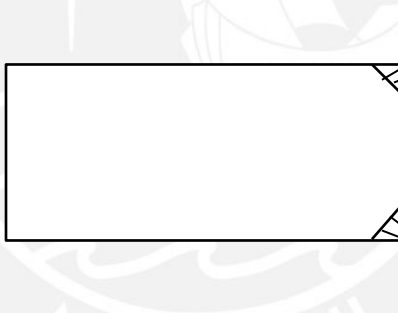
Para unir el eje a la placa que va empernada al rotor se empleará soldadura. Se consideró utilizar soldadura de filete sin embargo, según el Eurocode 3 toda soldadura con filete

debe tener un mínimo de 3 mm. Ya que las vigas tienen 3 mm de espesor se decidió utilizar soldadura de tope empleando un chaflán en el eje. Para determinar el ancho del chaflán se empleara el Eurocode según la Tabla 12.

Tabla 12: Espesor de cordón mínimo en función del espesor a soldar según el Eurocode 3

t (mm)	a _{min} (mm)
3 a 5	2
5 a 6	3
6 a 12	5
12 a 20	6
20 a 38	8
38 a 57	10
57 a 120	12
más de 120	16

Ya que el ancho de la placa es 3 mm entonces se considera un ancho de garganta de 2 mm . A continuación un dibujo donde se distribuyen las fuerzas en la soldadura.



La soldadura a tope según la norma Eurocode 3 no se calcula. De seguirse las especificaciones de la norma se concluye que el cordón soportara la

2.2.5 Análisis Vibracional

Se evaluará la frecuencia natural del eje para evitar que falle por resonancia o oscile notoriamente y altere así el experimento. Para ello se empleará la fórmula de (Piovan, 2014) para ejes soportados simplemente con un rotor en el medio.

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} \quad (37)$$

Donde contemplando los desplazamientos estaticos por flexión se pueden hallar la energía potencial y cinética máxima.

$$U_{max} = \frac{1}{2}kw^2 = \frac{1}{2}mgw \quad (38)$$

$$K_{max} = \frac{1}{2}m\dot{w}^2 = \frac{1}{2}\omega_n^2(mw^2) \quad (39)$$

Donde:

U_{max} : energía potencial en J

K_{max} : energía cinetica en J

m : masa del rotor en kg

ω_n : frecuencia circular crítica en s^{-1}

w : deflexión en el lugar de la masa en m

Entonces:

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{w}}$$

Donde w es el máximo valor permisible de deflexión del rotor:

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{w}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{9.81}{1.21 \times 10^{-4}}} = 45.2 \text{ s}^{-1}$$

2.3 Método de cálculo de desempeño del rotor

Para determinar la relación entre el coeficiente de potencia y el coeficiente de arrastre se realizará las siguientes simplificaciones.

$$C_p = \frac{P_m}{P_w} = \frac{T\omega}{\frac{1}{2}\rho AU^3} = \frac{2Fr_o\omega}{\rho U^3 DH} \quad (40)$$

Donde:

P_m : potencia mecánica en W

P_w : potencia del aire en W

T : torque en N.m

ρ : densidad en kg/m³

ω : velocidad angular en rad/s

A : área frontal en m²

r_o : radio del álabe en m

D : diámetro del rotor en m

H : altura del rotor en m

F : fuerza de arrastre en N

U : velocidad del viento m/s

La velocidad angular se halla con la siguiente manera:

$$\omega = \frac{2\pi n_w}{60} \quad (41)$$

Donde:

n_w : velocidad angular en rpm

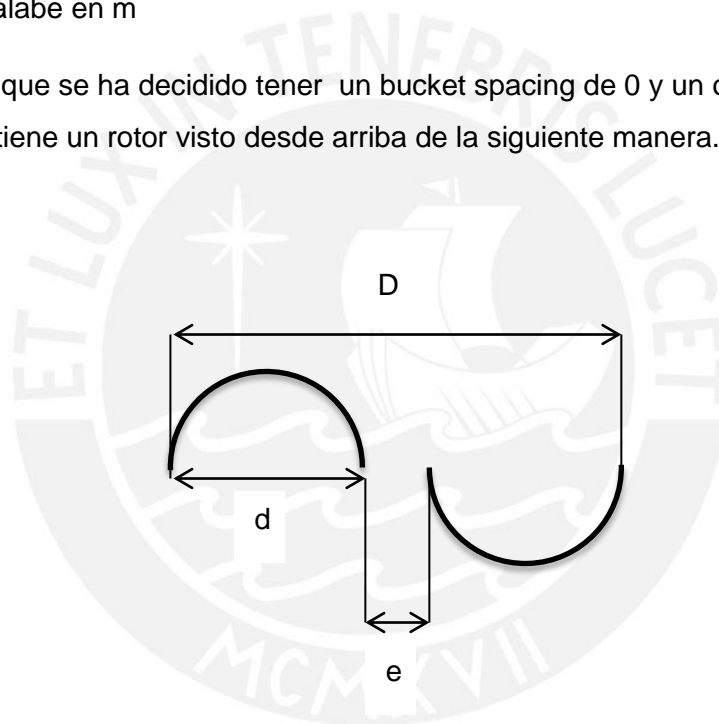
Para este rotor en particular se considerará que la concentración de fuerzas se hará en el punto medio del álabe. Por lo tanto:

$$r = \frac{d}{2} \quad (42)$$

Donde

d : diámetro del álabe en m

Además, debido que se ha decidido tener un bucket spacing de 0 y un overlap ratio de 0.15 veces d se tiene un rotor visto desde arriba de la siguiente manera.



Donde D es 90 mm y es el diámetro del prototipo. Si e es 0.15 de d entonces se tiene que:

$$2d + e = D$$

$$e = 0$$

$$D = 2d = 304 \text{ mm}$$

$$d = 152 \text{ mm}$$

Una vez establecidas las medidas se proseguirá a seguir simplificando la ecuación principal. Donde la ecuación del coeficiente de arrastre es:

$$C_n = \frac{F}{\frac{1}{2}\rho dU^2} \quad (43)$$

U : velocidad del flujo de aire en m/s

d : diámetro del álabe en m

F : fuerza de arrastre del rotor en N

ρ : densidad del fluido en kg/m³

Para colocar el coeficiente de arrastre en la ecuación principal se coloca la fuerza en función del coeficiente.

$$\frac{C_{nr}\rho dU^2}{2} = F$$

$$C_p = \frac{2Fr\omega}{\rho U^3 DH} = \frac{2r\omega \left(\frac{C_{nr}\rho dU^2}{2} \right)}{\rho U^3 DH} = \frac{C_{nr}\omega prdU^2}{\rho U^3 DH}$$

Tomando en cuenta la previa consideración de que:

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

Entonces se simplifica aún más la ecuación:

$$C_p = \frac{C_{nr}\rho\omega d^2 U^2}{2\rho U^3 DH}$$

Después de simplificar la densidad y simplificar la velocidad del viento se tiene:

$$C_p = \frac{C_{nr}\omega d^2}{2DUH}$$

Para concluir la simplificación se toma en cuenta la relación entre D y d:

$$D = 2d$$

$$C_p = \frac{C_{nr}\omega d^2}{2DUH} = \frac{C_{nr}\omega d^2}{2(2d)UH} = \frac{C_{nr}\omega d^2}{4dUH} = \frac{C_{nr}\omega d}{4UH}$$

Finalmente se tiene la ecuación del coeficiente de potencia en función de la velocidad del viento, los factores geométricos del rotor y el coeficiente de arrastre del rotor.

Además, se hallará el coeficiente de torque función del coeficiente de arrastre del rotor.

Siendo su ecuación la siguiente:

$$C_t = \frac{4T}{\rho U^2 D^2 H} \quad (44)$$

Donde:

C_t : coeficiente de torque

D : diámetro del prototipo en m

U : velocidad del flujo de aire en m/s

ρ : densidad del fluido en kg/m³

T : torque en N.m

H : altura del rotor en m

Seguidamente se procederá a simplificar la ecuación:

$$C_t = \frac{4T}{\rho U^2 D^2 H} = \frac{4Fr}{\rho U^2 D^2 H}$$

$$D = 2d$$

$$r = \frac{d}{2} = \frac{D}{4}$$

Por lo tanto:

$$C_t = \frac{4Fr}{\rho U^2 D^2 H} = \frac{4FD}{4\rho U^2 D^2 H} = \frac{F}{\rho U^2 DH}$$

2.4 Material y Montaje del rotor

Para el montaje del rotor se empleará la soldadura de punto entre las planchas de acero dulce. La soldadura de punto específicamente unirá planchas dobladas que permitan unir las planchas horizontales con las planchas verticales.

Para determinar el diámetro del punto de soldadura depende de:

- Intensidad de la corriente eléctrica de soldadura
- Tiempo de paso de la corriente
- Dimensiones de los electrodos
- Esfuerzo de compresión entre electrodos
- Tiempo de acercamiento
- Tiempo de mantenimiento de la presión

Según (Lheureux, 1968) la soldadura para acero dulce la Tabla **13**. Da las regulaciones base para soldadura por puntos de diversos espesores de chapa.

Tabla 13: Regulaciones base para soldadura por puntos de diversos espesores de chapa (Lheureux, 1968)

Espesor de la chapa (mm)	Intensidad de la corriente de soldadura (Amperios)	Tiempo de soldadura (periodos)	Esfuerzo de compresión de soldadura (kg)	Diámetro del punto de soldadura (mm)
0.5	6000	5	100	3.5
1	9000	8	200	5
1.5	12000	12	330	6.5
2	14000	14	450	7.5
2.5	16000	16	500	8
3	18500	20	600	8.5

Para determinar el diámetro de la punta de los electrodos según el American Welding Society.

$$\phi = 2e + 2.5 \text{ mm}$$

Siendo el espesor de la plancha de 3 mm se determinó que el diámetro del electrodo será:

$$\phi = 8.5 \text{ mm}$$

Para determinar la resistencia de la soldadura se calculará la soldadura a corte donde la fuerza que debe soportar es la fuerza que el viento produce sobre el rotor el cual se obtiene a partir del torque que se genera con el viento.

$$T = F \times d$$

La distancia d será la menor distancia del eje al álabe en el lugar de la unión del punto mas cercana.

$$T = 0.054 = F \times 0.015$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = 63.44 \text{ kPa} \leq 250 \text{ MPa}$$

Se concluye que las uniones por soldadura de punto pueden soportar la fuerza que se ejerce sobre ellas.

Capítulo 3: Diseño de la estructura según el protocolo de ensayo

3.1 Antecedentes de protocolo de ensayo

(Mahmoud , El-Haroun, Wahba, & Nasef, 2012) concibió un ensayo para ensayar varios rotores Savonius convencionales con distintos números de álabes y distintas dimensiones de rotores. El túnel que empleó tenía 49 cm de sección cuadrada y su velocidad tenía un rango de 0 a 13 m/s. Se instaló una armadura de acero a 125 cm de la boca del túnel donde se sostuvo el rotor. Para las mediciones se utilizaron de torque y velocidad se empleó un sistema de poleas como se muestra en la Figura 35.

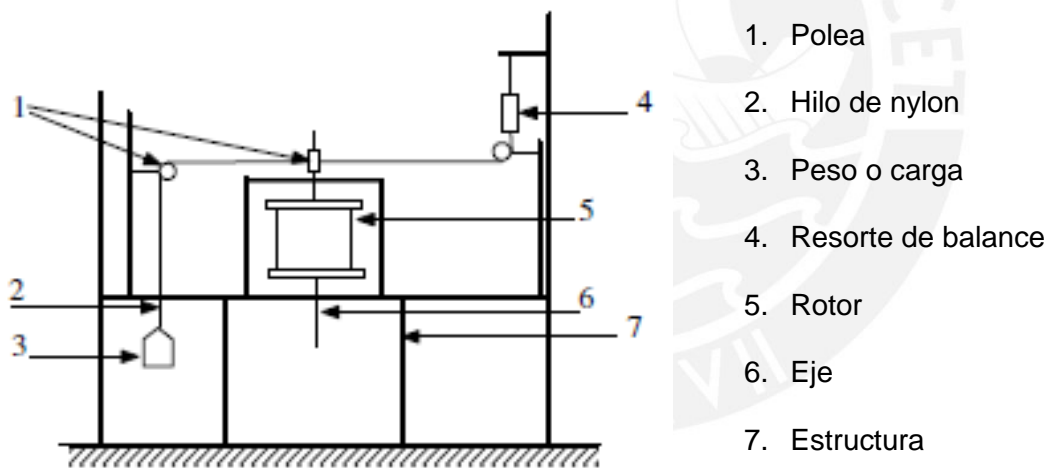


Figura 35: Esquema del sistema de sujeción (Mahmoud , El-Haroun, Wahba, & Nasef, 2012)

El método de medición consta de un resorte unido a un hilo de nylon de 1 mm que dirigido por una polea es sujetado al rotor como muestra la Figura 35, donde finalmente se ata un peso variable al final de la cuerda. Esto se realizó para medir su torque. En el otro extremo del eje se debe colocar un tacómetro digital para medir su velocidad angular. La velocidad del viento se midió con un anemómetro digital tipo propulsor.

El mismo sistema descrito para (Mahmoud , El-Haroun, Wahba, & Nasef, 2012) fue empleado por (Kamoji , Kedare , & Prabhu , 2009) para un rotor de 25 cm de lado de la sección cuadrada del túnel de viento a una distancia de 75 cm de la boca del túnel.

(Saha & Rajkumar, 2006) sostiene el rotor según la Figura 36 con una estructura utilizando un tacómetro digital para medir la velocidad angular y un dinamómetro simple de bloque para medir el torque estático. La velocidad del viento se varió entre 6 y 12 m/s que se midió empleando un anemómetro de velocidad térmica. El rotor se colocó a 200 mm de la salida del túnel de viento.

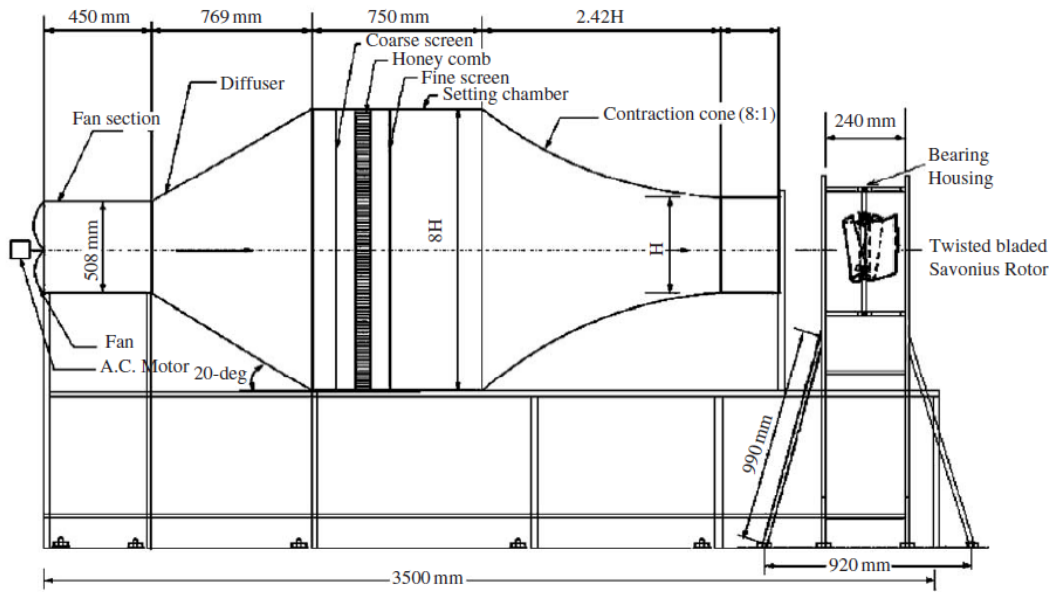


Figura 36: Esquema del rotor y el túnel de viento (Saha & Rajkumar,2006)

(Damak, Driss, & Abid, 2013), a diferencia de los estudios previamente mencionados, colocó el rotor dentro del túnel de viento, véase Figura 37. El túnel empleado es de 40 cm de lado de sección cuadrada. La máxima velocidad empleada fue de 12.7 m/s. Un anemómetro de velocidad térmica. Para la medición del torque se empleó un generador de corriente continua que transforma el torque en una corriente, donde se empleó una curva de calibración para convertir la corriente resistiva que se genera en un torque.

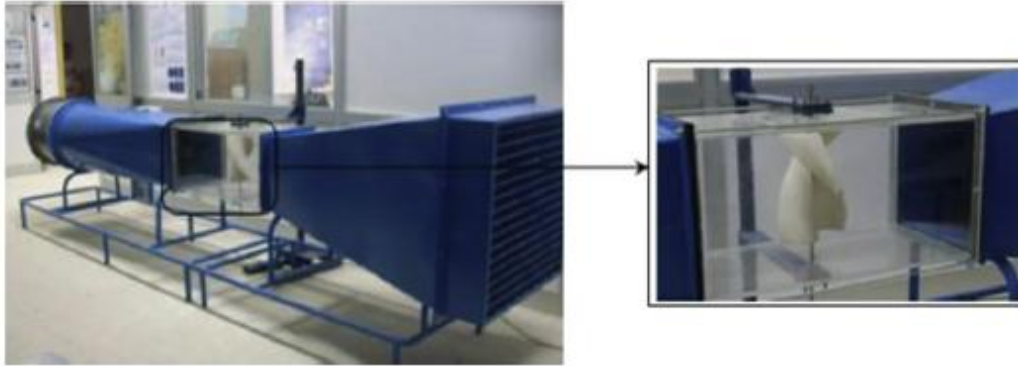


Figura 37: Rotor colocado en el interior del túnel de viento (Damak, Driss, & Abid, 2013)

(Jeon, Jeong, Pan, & Ryu, 2014) empleó un túnel de sección 1 x 1.5 m con una velocidad máxima de 20 m/s. Para medir el torque se empleó un torquímetro digital DACELL TRD-2K. Para la medición de torque estático se utilizó el freno de un servomotor que media cada 4° el torque estático del rotor. La velocidad angular se midió regulando la velocidad angular del servo motor de corriente alterna como muestra la Figura 38.

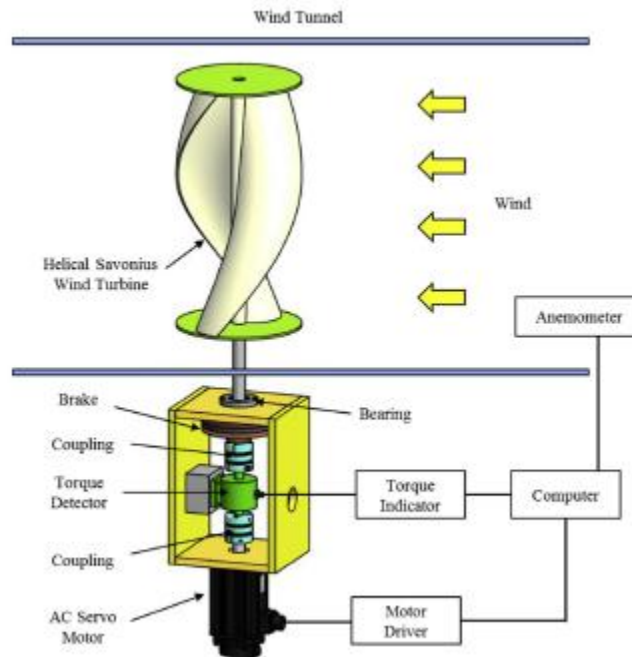


Figura 38: Esquemática del sistema de experimentación (Jeon, Jeong, Pan, & Ryu, 2014)

3.2 Protocolo de ensayo

El protocolo de ensayo se basa en el estudio de (Damak, Driss, & Abid, 2013), el cual coloco el rotor en la zona de ensayo del tunel de viento con buenos resultados en terminos de direccion del aire.

El método de sujecion elegido es una estructura de acero dulce que sostiene el rotor del mismo modo que la Figura 37 pero con el eje en sentido horizontal. El eje se coloca horizontalmente debido a el area de ensayo del tunel de viento del Laboratorio de **energía de la** PUCP, cuenta con un sistema de strain gage en los laterales.

Este sistema de strain gage se coloca en el eje para poder medir su desplazamiento angular a distintas velocidades de viento. Este desplazamiento se utilizará para obtener el torque estatico que se genera en el rotor por la fuerza que ejerce el viento en el rotor. A partir de este torque estatico se hallará la fuerza de arrastre en el rotor.

Se empleará un anemómetro para medir la velocidad del viento y un tacometro digital para medir la velocidad angular del rotor, este se colocará en el eje el cual será mecanizado para permitir el empleo del instrumento. Para medir el torque dinamico del eje se empleará un torquímetro digital.

Para realizar las mediciones, se variara las velocidades del tunel de viento desde los 4 m/s hasta los 8 m/s. Una vez montado el rotor se encendera el tunel de viento y se medira el torque dinamico y la velocidad angular del rotor. cada aumento de 0.5 m/s. La velocidad exacta del viento se medira empleando un anemometro. Una vez realizada las mediciones de los parametros dinamicos, se medira el torque estatico del rotor.

Para la medicion del torque estatico se empleará el strain gage, este sistema mide el desplazamiento angular del rotor para una determinada fuerza de arrastre generada por el viento. A partir de ese desplazamiento se puede hallar el torque y la fuerza que generan el arranque del rotor.

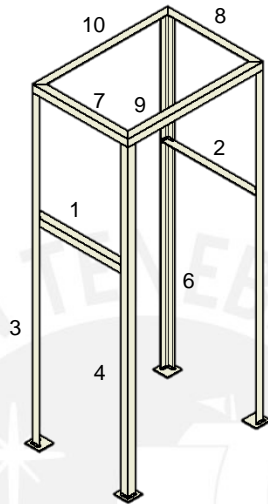
3.2.1 Equipos e Instrumentos

Tabla 14: Instrumentos a emplear en el experimento

Instrumento	Características
Anemometro DATALOGGING MODEL 9671	Mide los siguientes parametros: <ul style="list-style-type: none"> • Temperatura bulbo seco • Temperatura bulbo humedo • Volumen de aire • Humedad • Flujo de aire
Torquimetro:	M425 S1 20Nm marca Datum Output: 1.864 mV/V Serial No: 89097 Calibration due: 21/07/15
Acoplamiento de mandibula	Para unir el eje del rotor con el eje del torquimetro se empleará un acople de mandibula con prisioneros de 15 mm de diámetro y chaveta de 5 mm de ancho. Para poder colocar el eje se hara un cambio de sección en el eje para los 15 mm y se colocará un canal chavetero de 5 mm de ancho
Tacometro	ACT-3X-1-3-4-2-0-0 marca Monarch Power: 100 a 240 Vac 50/60 Hz Analog Output: 4 a 20 mA Isolated Sensor Power: 24Vdc Communications : USB Alarm Relay Out: None Calibration due: 28/4/16
Three Component Balance	AFA3 compatible con tuneles de viento subsonicos AF100 TeceQuipment's Versatile Data Acquisition System (VDAS) Velocidades: 0 a 36 m/s

3.3 Diseño de sistema de sujecion

El sistema de sujeción es una estructura donde se colocarán las chumaceras y permitirá colocar el rotor en la parte transparente del túnel de viento de medidas 50 x 50 cm:



Se colocarán ruedas en las patas de la estructura para poder centrar el sistema de sujecion en la zona de ensayo.

3.3.1 Cálculo de las vigas

Las vigas más críticas a calcular fueron las que se hallan sujetando las chumaceras, estas son las YAR 206-2F para rodamientos de bolas para ejes de 30 mm en fundición gris. Estas serán colocadas sobre dos perfiles de 30 x 30 x 2 mm, se emplea esta medida ya que las chumaceras tienen 25 mm de ancho. Los perfiles serán de acero A36 y a continuación se presentara los cálculos de resistencia respectivos.

Tabla 15: Datos del acero A-36

Límite de Fluencia minimo	:	2530 kgf/cm ²
Resistencia a la tracción	:	3500 – 5620 kgf/cm ²
Alargamiento en 200 mm	:	15% minimo
Soldabilidad	:	Buena
Area de sección		116 mm ²

Momento de Inercia	10195.908 mm ⁴
Momento de inercia polar	20391.816 mm ⁴
Q de corte	473.438 mm ³

El peso que soportan las barras son el peso del rotor dividido en ambos perfiles y el peso de la chumacera. Además, del momento torsor que se genera por el peso del rotor en el eje.

Tabla 16: fuerzas y momentos que generan esfuerzos en los perfiles

Barras	Barras 1 y 2 (400 mm)	Barras 3, 4, 5 y 6 (1.075 m)	Barras 7 y 8 (400 mm)	Barras 9 y 10 (565 mm)
Momento Flector (N.m)	0	7.56	0	3.94
Fuerza de Tracción (N)	0	10.29	0	0
Momento Torsor (N.m)	7.56	0	9.84	0
Fuerza cortante (N)	21.17	0	20.58	20.58

Tabla 17: esfuerzos que se generan como consecuencia en las vigas

Barras	Barras 1 y 2 (400 mm)	Barras 3, 4, 5 y 6 (1.075 m)	Barras 7 y 8 (400 mm)	Barras 9 y 10 (565 mm)
Esfuerzo por flexión (MPa)	1.71	15.31	6.65	12.59
Esfuerzo por tracción (kPa)	0	91.25	0	0
Esfuerzo por torsión (MPa)	3.05	0	3.97	0
Esfuerzo por corte (kPa)	327.69	0	318.57	318.57
Fuerza critica por pandeo (kN)	0	69.66	0	0

Para analizar la resistencia de las estructuras se empleó el criterio de Von Mises, donde el esfuerzo de fluencia del acero es 248,11 MPa.

$$\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 \leq \sigma_Y^2 \tag{45}$$

Además, se cálculo el esfuerzo maximo según el criterio de Tresca:

$$|\sigma_1 - \sigma_2| \leq \sigma_Y \tag{46}$$

Para hallar los valores de σ_1 y σ_2

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \tag{47}$$

Tabla 18: Esfuerzos en x y y

Esfuerzos (kPa)	Barras 1 y 2 (400 mm)	Barras 3, 4, 5 y 6 (1.075 m)	Barras 7 y 8 (400 mm)	Barras 9 y 10 (565 mm)
σ_x	2730.12	15405.05	6654.83	12592.57
τ_{xy}	1711.28	0	3656.58	318.57
σ_1	3554.10	15405.05	8271.33	12600.62
σ_2	-823.97	0	-1616.49	-8.05

Según los cálculos realizados se concluye que las barras de la estructura no fallaran por el criterio de Tresca ni de Von Mises. Se esperaba que los resultados dieran valores de factor de seguridad elevados porque se baso la eleccion del perfil según el ancho de la chumacera. A continuacion se presenta los esfuerzos maximos hallados por los criterios de Von Misses y Tresca:

Tabla 19: Esfuerzos de Von Mises y Tresca

Esfuerzo (MPa)	Barras 1 y 2 (400 mm)	Barras 3, 4, 5 y 6 (1.075 m)	Barras 7 y 8 (400 mm)	Barras 9 y 10 (565 mm)
Von mises	3.22	15.4	7.59	12.59
Tresca	4.37	15.4	9.88	12.60
Factor de Seguridad	57	16	25	19

3.3.2 Cálculo de la soldadura

Las uniones de la estructura de sujeción son de soldadura. Se calcularon 4 cordones: los cordones en las patas de la estructura, los cordones que unen las dos vigas superiores, los cordones que unen las vigas verticales y las vigas superiores, y las vigas que sostienen las chumaceras con las vigas verticales.

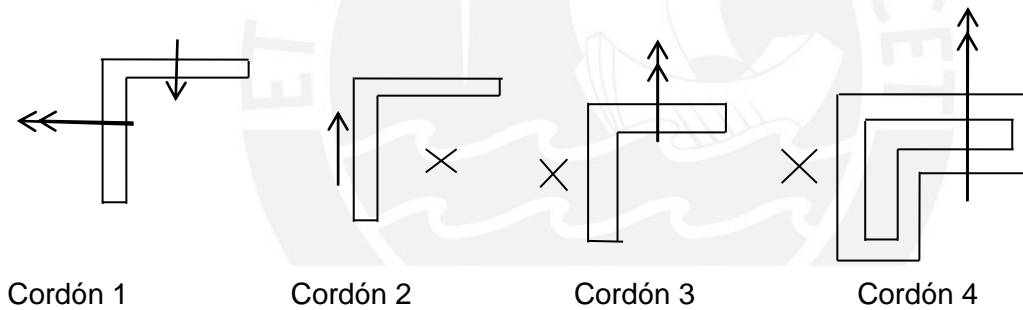


Figura 39: Diagrama de los cordones calculados

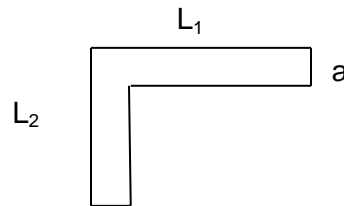


Tabla 20: Dimesiones de los cordones de soldadura

	Cordón 1	Cordón 2	Cordón 3	Cordón 4
L ₁ (mm)	0.042	0.03	0.027	0.03
L ₂ (mm)	0.027	0.03	0.027	0.03
a (mm)	3	3	3	3

Tabla 21: Esfuerzos en los cordones de soldadura

	Cordón 1	Cordón 2	Cordón 3	Cordón 4
Fuerza de Corte (N)	10.58	5.29	0	0
Fuerza de Traccion (N)	0	0	10.58	10.58
Momento Flector (N.m)	3.78	0	2.67	2.67
Momento Torsor (N.m)	0	1.89	0	0

Estas fuerzas generan esfuerzos en la secciones según la geometria de los cordones, según la Figura 39. Para hallar el esfuerzo admisible para la soldadura se considero un factor de carga y un factor de calidad de la unión:

$$\sigma_{Adm} = \frac{\nu \nu_2 \sigma_F}{FS_R} \leq \sigma_{eq} \quad (48)$$

Donde:

σ_{Adm} : esfuerzo maximo admisible de soldadura en Pa

ν_{ca} : factor de carga

ν_2 : factor de calidad de la unión

FS_R : factor de seguridad

Se considero un factor de calidad de II según la Tabla 22.

Tabla 22: Factor de calidad de la unión (Niemann, 2005)

	Calidad		
	I	II	III
Material	•	•	•
Preparación	•	•	•
Método de Soldadura	•	•	
Material de aporte	•	•	•
Personal	•	•	•
Verificación	•		
v_2	1	0.8	0.5

El factor de carga se determina según la Tabla 23, donde según el tipo de esfuerzo al que se sometio el cordón se escogio el factor de carga. El factor de seguridad que se considero es de 2 para todas las uniones soldadas.

Tabla 23: factor de carga (Niemann, 2005)

Tipo de Unión	Esfuerzo	v_{ca}
A tope	Traccion	1
	Compresion	1
	Flexión	1
	Corte	0.8
En ángulo	Todos	0.8

Tabla 24: Cumplimiento los cordones de soldadura

	Cordón 1	Cordón 2	Cordón 3	Cordón 4
σ_n (kPa)	2130.90	41.58	107.65	750.82
τ_t (kPa)	2059.02	-41.58	107.65	750.82
τ_a (kPa)	0	47.75	0	0
σ_{eq} (kPa)	2963.51	101.63	152.24	1061.82
Cumplimiento	OK	OK	OK	OK

3.3.3 Rigidez

Para adherir rigidez a la estructura se colocaron vigas en la parte inferior; sin embargo la estructura del tunel de viento no permite colocar el aerogenerador en su lugar

correspondiente si es que estas vigas se sueldan a la estructura. Por ello, se empernara dos vigas a cada lado como muestra la figura. Las vigas estarán a 30 cm de los apoyos de la estructura. Serán perfiles en ángulo de 20x20x3 mm.

Para el cálculo de los pernos se considerara que trabajan a corte. El mínimo diámetro del perno que se colocará considerando que se colocará dos pernos por unión.

$$F_{v,Rd} = n \times 0.5 \times f_{ub} \times \frac{A}{\gamma_{M2}}$$

Donde A será el área mínima del tornillo a ser empleado para sostener la viga. Si la fuerza que soportan los tornillos es de 10.29 para ambos tornillos se consideran los siguientes datos:

$F_{v,Rd}$	5.287	N
f_{ub}	500000000	Pa
n	1	
γ_{M2}	1.25	
A	2.6435E-08	m ²
d	0.000183461	m
	0.183461406	mm

Por tanto se concluye que se pueden emplear tornillos de el menor diámetro posible:

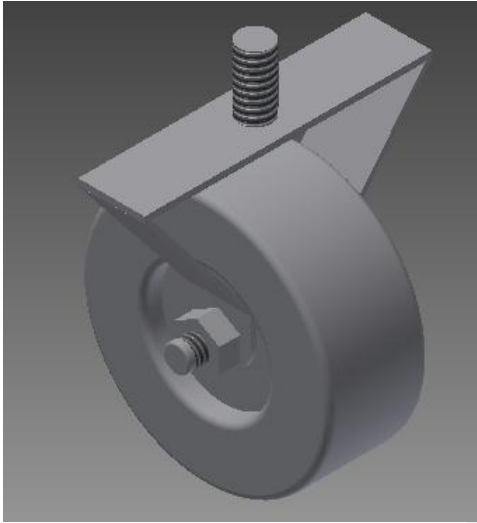
Tornillo hexagonal con arandela estampada M3x0.5x6


Arandela ISO 7086 M3

Tuerca hexagonal ISO 4035 M3

3.3.4. Montaje de la estructura

La estructura una vez soldada se emperna a las ruedas de modo que el rotor pueda ser colocado en la zona de ensayo del tunel de viento. Se empernara las ruedas a la estructura en las patas de sección cuadrada. Estas ruedas serán de 1.5 pulgadas de diámetro y se colocarán al medio de la plancha de 2 mm que sostiene la estructura.



Las chumaceras se empernarán en los perfiles intermedios como muestra la . Para poder colocar el eje en la chumacera se seguirá el manual de montaje de SKF para chumaceras Y (SKF Group, 2009). El montaje de un chumacera Y depende de:

- El diseño de la maquinaria
- El diseño de la chumacera
- El método que se usa para unir la chumacera con el eje


El primer paso para ensamblar la chumacera es introducir el rodamiento. Para ello se debe remover el collarín de fijación del rodamiento. Luego se debe insertar el rodamiento en la chumacera como muestra . Seguidamente con una pieza de madera o un tubo se debe mover el rodamiento para que el anillo de fijación encaje con los espacios disponibles del rodamiento. Si no se coloca el rodamiento bien encajado en las áreas de la chumacera puede existir una fuga de lubricante. Al momento de instalar el rodamiento se debe tener en cuenta que el agujero de relubricación no debe coincidir con el área libre de la chumacera, de lo contrario habrá una fuga de lubricante.



Figura 40: Montaje de la chumacera

En el caso de la chumacera empleada se utilizará un tornillo prisionero para ajustar el eje en el rodamiento. Una vez introducido el eje en la chumacera y coloque el tornillo prisionero sin ajustarlo. Coloque el otro lado del eje en el otro rodamiento y coloque el prisionero también sin ajustarlo. Alinee ambas chumaceras empleando un teodolito. Primero se empernara las chumaceras en su lugar para seguidamente ajustar el prisionero. La chumacera se empernara con un esparrago de 12 x 30 mm con dos tuercas hexagonales de 12 mm. Para elegir el torque de apriete y el tamaño de la llave hexagonal se empleará la Figura 31. Proporcionada por el catalogo de SKF. Siendo la chumacera se empleará una llave hexagonal de 3 mm y un torque de 4 N.m.

3.3.5 Volcadura y deslizamiento

Se calculará la posibilidad de que la estructura una vez ensamblada y lista para ensayar el rotor se volcara por la fuerza que el viento del tunel ejerce sobre el rotor. Según el máximo torque experimenta el rotor se calculó la máxima fuerza de arrastre es de 3.6 N. Según esta fuerza que se encuentra a 850 mm del suelo se calculará si existe volcadura. El peso total de la estructura es de 14.82 kg. Si el valor de la normal en el apoyo dos es negativo entonces se concluye que la estructura se volcara.

Tabla 25: Cálculo de volcadura

Distancia entre apoyos	370	mm
Masa del ensamble	14.82	kg
Peso del ensamble	145.38	N
Altura a la que se encuentra la fuerza del viento	850	mm

Fuerza del viento	3.6	N
Normal 1	64.42	N
Normal 2	80.96	N

Como muestra el cálculo la estructura no se volcara por la fuerza del viento. Ahora se vera si la estructura deslizará por acción de la fuerza del viento. Se considerará un μ entre el suelo y las ruedas de la estructura de 0.7. Para evitar que deslice la estructura no debe superar la máxima fuerza de fricción entre el suelo de pavimento y las ruedas de la estructura.

Tabla 26: Cálculo de deslizamiento

μ estatico	0.7	
Fuerza de fricción en el primer apoyo + fuerza de fricción en el segundo apoyo	3.6	N
Fuerza de fricción máxima admisible para ambos apoyos	101.76894	N

La fuerza admisible es mucho mayor que la suma de las fuerzas para ambos apoyos por lo que se determina que la estructura no deslizará o se volcara.

Conclusiones

1. El diseño del rotor cumple con las recomendaciones de diseño óptimas según ensayos experimentales realizados por investigadores cuyas publicaciones se encuentran en revistas revisadas.
2. Las dimensiones del rotor son:
 - a. Altura: 460 mm
 - b. Diámetro del alabe: 76 mm
 - c. Ángulo de inclinación del alabe: 15°
3. El rotor será fabricado en acero A 36 con planchas de 1 mm de espesor y ensamblado por medio de soldadura de punto

4. El eje del rotor fue diseñado a torsion. El diametro es de 30 mm y tiene un cambio de seccion de 15 mm con un chanflan de 5 x 5 mm para poder acoplar el eje al torquimetro.
5. Se diseño una estructura de acero A 36 con ruedas en las patas para poder posicionar el rotor en la zona de ensayo del rotor.
6. Se definio los instrumentos a emplear para el ensayo:
 - a. Tacometro
 - b. Torquimetro de 0 a 20 N.m.
 - c. Anemometro
 - d. Three Component Balance



Bibliografía

- Adhikary, A., Islam, M. Q., & Ali, M. (2013). Performance of a stationary savonius rotor with circular arc blade profile. *Journal of Mechanical Engineering*, 43(2), 77-81.
- Akwa, J. (2010). Savonius wind turbine aerodynamics analysis using computational fluid dynamics. *MSc dissertation*. Porto Alegre, Brazil: Federal University of Rio Grande do Sul.
- Akwa, J. V., Vielmo, H. A., & Petry, A. P. (2012). A review on the performance of Savonius wind turbines. *Renewable and sustainable energy reviews*, 16, 3054-3064.
- Altan, B. D., & Atilgan, M. (2010). The use of a curtain design to increase the performance level of a Savonius wind rotors. *Renewable Energy*(35), 821-829.
- Aslam Bhutta, M. M., Hayat, N., Farooq, A. U., Ali, Z., Jamil, S. R., & Hussain, Z. (2012). Vertical axis wind turbine – A review of various configurations and design techniques. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, 1926– 1939.
- Blackwell, B. F., Sheldahl, R. E., & Feltz, L. V. (1977). *Wind Tunnel Performance Data for Two- and Three-Bucket Savonius Rotors*. United States Energy Research & Development Administration.
- Cochran , B., Banks , D., & Taylor, S. (2004). A three-tiered approach for designing and evaluating performance characteristics of novel wecs. *American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc. and the American Society of Mechanical Engineers*, 1-11.
- Damak, A., Driss, Z., & Abid, M. (2013). Experimental investigation of helical Savonius rotor with a twist of 180°. *Renewable Energy*(52), 136-142.
- Energia, S. N. (2013). *Informe Quincenal de la snmpe 123*. Lima.
- Fujisawa , N. (1992). On the torque mechanism of Savonius rotors. *Wind Eng Ind Aerod*(40), 277-292.
- Gorelov, D., & Krivospitsky , V. (2008). Prospects for development of wind turbines with orthogonal rotor. *Thermophysics and Aeromechanics*(15), 153-157.

- Gupta, R., & Biswas, A. (2010). Computational fluid dynamics analysis of a twisted three bladed H-Darrieus rotor. *Renewable and Sustainable Energy*(2), 1-15.
- Hassan, M. I., Iqbal, T., Khan, N., Hinchey, M., & Masek, V. (2010). *CFD Analysis of a Twisted Savonius Turbine*. Canada: Memorial University of Newfoundland.
- Hibbeler, R. C. (2006). *Mecanica de Materiales*. Mexico: Pearson Educacion.
- Islam, M., Ting, D., & Fartaj, A. (2008). Aerodynamic models for Darrieus-type straightbladed vertical axis wind turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12, 1087–1109.
- Ivanov, M. N. (1984). *Elementos de Máquinas*. Moscú: Escuela Superior.
- Jeon, K. S., Jeong, J. I., Pan, J.-K., & Ryu, K.-W. (2014). Effects of end plates with various shapes and sizes on helical Savonius. *Renewable Energy*, 1-10.
- Kamoji, M., Kedare, S., & Prabhu, S. (2009). Performance tests on helical Savonius rotors. *Renewable Energy*(34), 521–529.
- Lheureux, G. E. (1968). *Soldadura por puntos*. Barcelona: Editorial Hispano Europea.
- Mahmoud, N., El-Haroun, A., Wahba, E., & Nasef, M. (2012). An experimental study on improvement of Savonius rotor performance. *Alexandria Engineering Journal*(51), 19-25.
- Maskell, E. (1965). *A theory of the blockage effects on bluff bodies and stalled wings in a closed wind tunnel*. London: ARC R&M 3400.
- Ministerio de Energia y Minas. (2001). *GENERACIÓN ELÉCTRICA A PARTIR DE FUENTES NUEVAS: ENERGIA EOLICA*. Lima.
- Muller, G., Mark, F., Jentsch, M., & Stoddar, E. (2009). Vertical axis resistance type wind turbines for use in buildings. *Renewable Energy*(34), 1407-1412.
- Niemann, G. (2005). *Maschinenelemente*. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- OSINERGMIN. (n.d.). Ley N°28749. *Ley general de electrificación rural*.
- Piovan, M. T. (2014). Cátedra: Elementos de Máquinas. UTN-FRBB.

- Ponta , F., Seminara , J., & Otero, A. (2007). On the aerodynamics of variable-geometry oval-trajectory Darrieus wind turbines. *Renewable Energy*(32), 35–56.
- Pope , A., & Harper, J. (1966). *Low speed wind tunnel testing*. New York: John Wiley & Sons.
- Pope , K., Naterer, G., Dincer, I., & Tsang, E. (2010). Power correlation for vertical axis wind turbines with varying geometries. *International Journal of Energy Research*(35), 423–435.
- Ross , I. (2010). Wind tunnel blockage corrections: an application to vertical-axis wind turbines. *MSc thesis*. Dayton, USA: University of Dayton.
- Rural, D. G. (2012). *Plan Nacional de Electrificación Rural (PNER) Periodo 2013-2022*.
- Saha , U., Thotla, S., & Maity , D. (2008). Optimum design configuration of Savonius rotor. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*(96), 1359– 1375.
- Saha, U., & Rajkumar, M. (2006). On the performance analysis of Savonius rotor with twisted blades. *Renewable Energy*, 31, 1776–1788.
- Sharpe, T., & Proven, G. (2010). Crossflex: concept and early development of a true building integrated wind turbine. *Energy and Buildings*(42), 2365–2375.
- SKF Group. (2009). *Y-bearings and Y-bearing units*. Goteborg: SKF Group.
- Wakui , T., Tanzawa , Y., Hashizume , T., Outa , E., & Usui, A. (2000). Optimum method of operating the wind turbine-generator systems matching the wind condition and wind turbine type. *World Renewable Energy Congress, VI*, 2348–2351.
- Zhang , Q., Chen , H., & Wang , B. (2010). Modelling and simulation of two leaf semi-rotary VAWT. (Z. I. Technology, Ed.) 389–398.