

**FRENO AERODINÁMICO DE EMERGENCIA, PARA UNA PEQUEÑA
TURBINA EÓLICA POR CONTROL DE POTENCIA STALL**



URRACO CRISTIÁN EZEQUIEL

PROYECTO INTEGRADOR PROFESIONAL

Presentado a la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional del
Comahue como requisito para la obtención del grado de
INGENIERO MECÁNICO

Neuquén - Argentina

AÑO 2023

**FRENO AERODINÁMICO DE EMERGENCIA, PARA UNA PEQUEÑA
TURBINA EÓLICA POR CONTROL DE POTENCIA STALL**

URRACO CRISTIÁN EZEQUIEL

Director: **Ing. Juan José Valle Sosa**

Co-director: **Dr. Ing. Jorge Lassig**

Presentado a la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional del Comahue como

requisito para la obtención del grado de

INGENIERO MECÁNICO

Neuquén - Argentina

AÑO 2023

FRENO AERODINÁMICO DE EMERGENCIA, PARA UNA PEQUEÑA TURBINA EÓLICA POR CONTROL DE POTENCIA STALL

URRACO CRISTIÁN EZEQUIEL

Aprobado en fecha de de 2023

Tribunal evaluador:

- *Ing. ALVAREZ, Pablo.*
- *Ing. ZAPPA, Andrés.*
- *Ing. MESQUIDA, César.*
- *Ing. LABRIOLA, Carlos*

AGRADECIMIENTOS

Familia: por ser el pilar, sostén y principal razón por la que hoy puedo presentar este PIP.

Amigos: por siempre poner esa cuota de alegría y distracción que se necesita.

Compañeros: por compartir las alegrías y penurias, haciendo más llevadero el día a día universitario.

Profesores y ayudantes: por compartir su conocimiento y guiarme en el camino del aprendizaje.

Pueblo Argentino: por permitirme estudiar en la universidad pública.

Y a Mí: por nunca abandonar.

FRENO AERODINÁMICO DE EMERGENCIA, PARA UNA PEQUEÑA TURBINA EÓLICA POR CONTROL DE POTENCIA STALL

Autor: URRACO CRISTIAN EZEQUIEL

Director: Ing. JUAN JOSE VALLE SOSA

Co-Director: Dr.Ing. JORGE LASSIG

Resumen

En el marco del proyecto de investigación “Ingeniería del Viento 2” (código 04/I185) de la Secretaría de Investigación de la UNCo, se ha realizado el diseño aerodinámico de un pequeño aerogenerador de eje horizontal de una potencia nominal de 1 kW, el cálculo aerodinámico se realizó con el software Propid34. La principal característica del aerogenerador es que el control de potencia es por pérdida aerodinámica (Stall). Se construyeron las palas en materiales compuestos y se consiguieron partes en desuso del resto de componentes de un viejo aerogenerador existente en la Facultad, fruto de un antiguo convenio entre Agua y Energía de la Nación y la Facultad de Ingeniería de la UNCo (años 1983-85). Se realizó la verificación estructural de las partes mecánicas adaptadas de la antigua turbina eólica a través del PIP del Ing. Juan Cortina.

El presente trabajo tiene como finalidad realizar diseño, ensayo y verificación estructural de un freno aerodinámico de emergencia del tipo punta de pala, para un aerogenerador tripala de eje horizontal de 1 kW de potencia, para en el caso de que durante el funcionamiento de la turbina se corte por algún imprevisto la carga eléctrica, el rotor no se embale, siendo necesario contar con un freno aerodinámico antes de aplicar el freno mecánico para su detención total.

Palabras clave: Aerogenerador, Diseño, Ensayo, Verificación, Aerodinámico, Stall.

EMERGENCY AERODYNAMIC BRAKE FOR A SMALL WIND TURBINE BY STALL POWER CONTROL

Author: URRACO CRISTIAN EZEQUIEL

Advisor: Ing. JUAN JOSE VALLE SOSA

Co-Advisor: Dr. Ing. JORGE LASSIG

Summary

Within the framework of the research project "Wind Engineering 2" (code 04/I185) of the UNCo Research Secretariat, the aerodynamic design of a small horizontal axis wind turbine with a nominal power of 1 kW has been carried out, the calculation aerodynamic was made with Propid34 software. The main characteristic of the wind turbine is that the power control is by aerodynamic stall. The blades were built in composite materials and disused parts were obtained from the rest of the components of an old wind turbine existing in the faculty, the result of an old agreement between Agua y Energía de la Nación and the Faculty of Engineering of the UNCo (years 1983 -85). The structural verification of the mechanical parts adapted from the old wind turbine was carried out through the PIP of Engineer Juan Cortina.

The purpose of this work is to carry out the design, testing and structural verification of an emergency aerodynamic brake of the tip of the blade type for a three-blade horizontal axis wind turbine of 1 kW of power, in the event that during the operation of the turbine it is cut off due to some unforeseen event the electrical charge, the rotor does not pack, and it is necessary to have an aerodynamic brake before applying the mechanical brake for its total stop.

Keywords: Wind Turbine, Design, Test, Verification, Aerodynamic, Stall.

Índice

1.	INTRODUCCION.....	1
2.	OBJETIVOS.....	2
2.1	Objetivos Generales.....	2
2.2	Objetivos Específicos.....	2
3.	MARCO TEORICO.....	3
3.1	Regulación.....	4
3.1.1	Regulación Stall.....	5
3.2	Freno de punta (Tip Vanes).....	8
3.3	Normativas internacionales.....	8
3.3.1	Modelo de perfil normal del viento (NWP).....	8
3.3.2	Modelo de turbulencia normal (NTM).....	9
3.3.3	Condiciones de viento extremo.....	9
3.3.4	Modelo de velocidad extrema del viento (EWM).....	10
3.3.5	Ráfagas operativas extremas (EOG).....	10
3.3.6	clases de turbinas eólicas (SWT).....	10
4.	DESARROLLO.....	11
4.1	Metodología.....	11
4.2	Descripción de la máquina.....	11
4.2.1	Perfil aerodinámico S813.....	12
4.2.2	Palas.....	13
4.3	Simulación sobre prototipo digital de turbina eólica.....	15
4.4	Diseño del freno aerodinámico.....	19
4.4.1	Descripción.....	20
4.5	Condiciones severas de funcionamiento.....	21
4.5.1	Velocidad de activación.....	21
4.5.2	Turbulencia.....	21
4.5.3	Velocidad del viento extrema.....	22
4.5.4	Velocidad de ráfaga extrema.....	22
4.6	Cálculo de las dimensiones de los componentes.....	22
4.6.1	Cuerpo del freno.....	23
4.6.2	Eje principal.....	23
4.6.3	Resortes de torsión para posicionamiento y retención del freno.....	29
4.6.4	Tapa de acero del freno, tapa de la pala del aerogenerador de acero y tapa del freno de fibra.....	30
4.6.5	Eje secundario.....	30

4.6.6 Imán de retención del freno	31
4.6.7 Tratamiento termoquímico	32
4.7 Datos teóricos de funcionamiento.....	33
4.8 Ensayos y verificación	35
4.8.1 Ensayo estático analítico de la pala del aerogenerador y pieza plano numero 9 ANEXO I.....	35
4.8.2 Ensayo de fatiga analítico de la pala del aerogenerador y pieza plano numero 9 ANEXO I.....	46
4.8.3 Ensayo de verificación de activación del freno de emergencia.....	49
5. CONCLUSION	54
6. REFERENCIAS	55
7. ANEXO I	56
8. ANEXO II.....	68
9. ANEXO III.....	72

Índice de figuras

Figura 1.1: Turbina eólica de 500 W montada en la torre para el primer ensayo en predios del EPEN.....	1
Figura 1.2: Pequeño aerogenerador de 150 W, instalado en una vivienda rural aislada en la zona de Planicie Banderita-Loma de La Lata, en el marco del proyecto del voluntariado.....	1
Figura 3.1: Zonas de funcionamiento de una turbina eólica genérica.....	4
Figura 3.2: Velocidades en el plano del rotor (Hansen, 2008).....	5
Figura 3.3: Curva de par típica de un generador (Hansen, 2008).....	6
Figura 3.4: Punta giratoria utilizada como freno aerodinámico activada por fuerza centrífuga (Hansen, 2008).....	7
Figura 4.1: Curva del coeficiente de sustentación (C_L) y arrastre (C_d) en función del ángulo de ataque (α) para un Reynolds de 106, del perfil S813.....	13
Figura 4.2: Coeficiente de potencia CP en función del coeficiente velocidad de punta de pala TSR.....	17
Figura 4.3: V_t de la punta de la pala y coeficiente TSR en función de la velocidad del viento V_0	17
Figura 4.4: Variación del torque en Nm producido sobre la turbina eólica con respecto al coeficiente adimensional TSR.....	19
Figura 4.5: Coeficientes de arrastre según norma EN 61400-2-2006.....	26
Figura 4.6: Datos técnicos de imán de neodimio fabricado por supermagnete 78244 Gottmadingen, Alemania.....	32
Figura 4.7: Torque neto producido en el aerogenerador en rango de funcionamiento con el freno desplegado.....	35
Figura 4.8: Propiedades mecánicas del material con el que se construye cada una de las palas del aerogenerador.....	36
Figura 4.9: Comparación de propiedades mecánicas del material según PIP realizado por el alumno Cortina.....	36
Figura 4.10: Análisis de tensiones de Von Mises.....	37
Figura 4.11: Análisis de tensiones de Von Mises.....	38
Figura 4.12: Análisis de tensiones de Von Mises.....	38
Figura 4.13: Análisis de desplazamiento.....	39
Figura 4.14: Análisis de desplazamiento.....	40
Figura 4.15: Análisis de deformaciones unitarias.....	41
Figura 4.16: Análisis deformaciones unitarias.....	42
Figura 4.17: Análisis deformaciones unitarias.....	42
Figura 4.18: análisis tensiones de Von Mises.....	43
Figura 4.19: análisis tensiones de Von Mises.....	44
Figura 4.20: análisis tensiones de Von Mises.....	44
Figura 4.21: análisis de desplazamiento.....	45

Figura 4.22: análisis de desplazamiento.....	46
Figura 4.23: análisis de fatiga.	47
Figura 4.24: análisis de fatiga.	48
Figura 4.25: análisis de fatiga.	48
Figura 4.26: Montaje de inicio de ensayo.	49
Figura 4.27: Valor del pesaje del bidón lleno de agua.	50
Figura 4.28: Valor del pesaje de los dos ladrillos usados en el ensayo.....	51
Figura 4.29: Prototipo del freno aerodinámico en donde se pueden observar los imanes en la parte superior del freno y los resortes dentro del cuerpo del freno; los ganchos en la parte superior y la argolla de la parte inferior no son parte del diseño del freno, fueron agregados para realizar el ensayo.....	51
Figura 4.30: Montaje del bidón y los ladrillos que simularan la fuerza dinámica de despliegue.	52
Figura 4.31: Imagen tomada durante el llenado parcial del bidón con agua.	52
Figura 4.32: Freno activado por la fuerza ejercida por el peso del agua más los ladrillos.....	53
Figura 4.33: Freno activado por la fuerza ejercida por el peso del agua más los ladrillos vista de perspectiva diferente a la Figura 4.22.	54
Figura B-1: disposición geométrica de la soldadura química.	70
Figura C-1: Tapa de metal del cuerpo del freno.....	72
Figura C-2: Tapa de la Pala con los ejes principal y secundarios soldados.	73
Figura C-3: Barras redondas de las cuales se obtuvieron el eje principal y el secundario.....	74
Figura C-4: Uno de los soportes de madera antes de ser agujerado.	75
Figura C-5: Tapa de metal pegada a soporte de madera.	75
Figura C-6: Uno de los resortes del freno.	76
Figura C-7: Imanes utilizados en el prototipo del freno aerodinámico.	77
Figura C-8: Tapa de acrílico parte del prototipo del cuerpo del freno aerodinámico.	78
Figura C-9: Prototipo del Freno aerodinámico en la posición de desplegado.....	79

Índice de tablas

Tabla 3.1: Ventajas y desventajas del freno punta de pala (Griffin, et al., 1997).	8
Tabla 3.2: Clasificación de clases de turbinas eolicas ((European Committee for Electrotechnical Standardization, 2006).	11
Tabla 4.1: Coeficiente de sustentación (CL) y arrastre (Cd) en función del ángulo de ataque (α) para un Reynolds de 10^6 , del perfil S813.	13
Tabla 4.2: Resumen de características y propiedades de las palas del aerogenerador.	14
Tabla 4.3: Resumen de características y propiedades del aerogenerador.	15
Tabla 4.4: Datos de la simulación digital realizada mediante el software ProfPid.	16
Tabla 4.5: Parámetros físicos de interés del funcionamiento de la turbina eólica.....	18
Tabla 4.6: Propiedades mecánicas acero SAE 1045 laminado en caliente (Budynas & Nisbett, 2011)	23
Tabla 4.7: De C.J. Noll y C. Lipson, “Allowable Working Stresses”, en <i>Society for Experimental Stress Analysis</i> , vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O.J. Horger (ed.). <i>Metals Engineering Design ASME Handbook</i> , McGraw-Hill, Nueva York. Copyright© 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc.	25
Tabla 4.7: Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga (Budynas & Nisbett, 2011).	26
Tabla 4.8: Coeficientes de seguridad o diseño según sea el caso aconsejado por Norton (Norton, 2011).	28
Tabla 4.9: Características del resorte torsor seleccionado.	29
Tabla 4.10: Peso de las partes desplegadas (la tapa de fibra no se puso pues su peso en comparación es despreciable).....	31
Tabla 4.11: Funcionamiento del generador con el freno desplegado.	34
Tabla B-1: Tomado de A.V. Pocius, <i>Adhesion and Adhesives Technology</i> , 2a. ed., Hanser Gardner Publishers, Ohio, 2002.	69

1. INTRODUCCION

Las turbinas eólicas son un interesante campo de la ingeniería a desarrollarse en la actividad industrial del país en los próximos años, muestras de ello fueron los programas Genren y RenovAr, de la Secretaría de Energía de la Nación, con la instalación de parques eólicos por más de 2.000 MW de potencia instalada durante los últimos años, a nivel provincial la creación del Programa Provincial para el Desarrollo de Micro Energía Eólica y Solar en todo el territorio de la Provincia del Neuquén, y en el ámbito de la ciudad de Neuquén el proyecto de Ordenanza sobre Energías Alternativas en viviendas, con la norma para pequeños usuarios aportantes a la red.

Como antecedente, se desarrolló en la Facultad de Ingeniería de nuestra Universidad, un proyecto del Voluntariado Universitario (promovido por el Ministerio de Educación de la Nación) denominado “Energía Eólica para una mejor calidad de vida de personas, viviendo en sitios aislados” (2010-2013), apoyado por el EPEN, que entre otros objetivos se diseñarían pequeñas turbinas eólicas y en parte de su desarrollo intervendrían estudiantes como parte de sus tesinas. Las siguientes fotografías ilustran parte de estos desarrollos.



Figura 1.1: Turbina eólica de 500 W montada en la torre para el primer ensayo en predios del EPEN.



Figura 1.2: Pequeño aerogenerador de 150 W, instalado en una vivienda rural aislada en la zona de Planicie Banderita-Loma de La Lata, en el marco del proyecto del voluntariado

En el marco del proyecto de investigación “Ingeniería del Viento 2” (código 04/I185) de la Secretaría de Investigación de la UNCo, se ha realizado el diseño aerodinámico de un pequeño aerogenerador de eje horizontal de una potencia nominal de 1 kW, el cálculo aerodinámico se

realizó con el software Propid34. La principal característica del aerogenerador es que el control de potencia es por pérdida aerodinámica (Stall). Se construyeron las palas en materiales compuestos y se consiguieron partes en desuso de los restos de componentes de un viejo aerogenerador existente en la Facultad, fruto de un antiguo convenio entre Agua y Energía de la Nación y la Facultad de Ingeniería de la UNCo (años 1983-85). Se realizó la verificación estructural de las partes mecánicas adaptadas de la antigua turbina eólica a través del PIP del Ing. Juan Cortina.

Aún falta el diseño del freno de emergencia aerodinámico, para en el caso de que, durante el funcionamiento de la turbina, se corte por algún imprevisto, la carga eléctrica, el rotor se embalaría, siendo necesario contar con un freno aerodinámico, antes de aplicar el freno mecánico para su detención total, hay que recalcar que el freno aerodinámico propiamente dicho solo funcionara en situación de rueda embalada y se trata de un sistema de seguridad que limita las rpm máximas que puede alcanzar el aerogenerador, la regulación o freno en cualquier otra condición de funcionamiento queda supeditada a la regulación Stall y al freno mecánico.

Por lo que el proyecto Integrador se inscribe dentro del diseño de un prototipo de turbina eólica en el programa de investigación APLICACIONES EN INGENIERÍA DEL VIENTO (código 04/I264).

Cabe indicar, que empresas locales relacionadas con la aplicación de pequeños aerogeneradores (comunicaciones, arquitectura, etc.), están interesadas en este tipo de desarrollo.

Por otro lado, el desarrollo de aerogeneradores presenta una posible solución a la ausencia de la red eléctrica en parte de la población que se encuentra en zonas aisladas producto de la gran extensión del territorio argentino. Algunas de las ventajas que trae consigo la implementación de esta tecnología son las mejoras en las comunicaciones, acceso a la información, generación de unidades autónomas y en consecuencia una mejor calidad de vida para los usuarios.

2. OBJETIVOS

2.1 Objetivos Generales

Diseñar un freno aerodinámico de emergencia, para una turbina eólica de 1kW de potencia nominal, cuyo control de potencia es por entrada en pérdida aerodinámica (Stall).

2.2 Objetivos Específicos

- *Diseño de la punta del aspa. Si bien se estudiará el funcionamiento del sistema propuesto, esto no impide que se evalúen otras alternativas a tener en cuenta.*
- *Diseño del sistema disparador o de expulsión y de accionamiento del sistema de frenado de emergencia.*

3. MARCO TEORICO

Un aerogenerador transforma la energía cinética del viento en energía mecánica en un eje y finalmente en energía eléctrica en un generador. El máximo de energía disponible, P_{max} , que se obtiene teóricamente de la velocidad del viento, sería al reducir la misma a cero:

$$P = \frac{1}{2} * \dot{m} * V_0^2 \quad (3.1)$$

$$P = \frac{1}{2} * \rho * A * V_0^3 \quad (3.2)$$

\dot{m} : caudal másico.

V_0 : velocidad del viento.

ρ : densidad del aire.

A : área en donde al viento se le reduce la velocidad.

La ecuación para la potencia máxima disponible es muy importante ya que nos dice que la potencia aumenta con el cubo de la velocidad del viento y sólo linealmente con la densidad y el área.

En la práctica, no se puede reducir la velocidad del viento a cero, por lo que se define el coeficiente C_p como la relación entre la potencia real obtenida y la potencia máxima disponible dada por la ecuación anterior. Existe un máximo teórico para C_p , indicado por el límite de Betz, $C_{pmax} = 16/27 = 0,593$. Las turbinas eólicas modernas operan cerca de este límite, con un C_p de hasta 0,5.

Todas las turbinas eólicas modernas consisten en una serie de palas giratorias que parecen palas de hélice. Si las palas están conectadas a un eje vertical, la turbina eólica se denomina de eje vertical, VAWT, y si el eje es horizontal, la turbina se llama turbina eólica de eje horizontal, HAWT. Para turbinas eólicas comerciales la corriente principal consiste principalmente en HAWT;

La altura de la torre es importante ya que la velocidad del viento aumenta con la altura por encima del suelo y el diámetro del rotor es importante ya que esto da el área A en la fórmula de la potencia disponible. La potencia nominal es la potencia máxima permitida para el generador instalado y el sistema de control debe asegurarse de que esta potencia no se exceda en vientos intensos.

Idealmente, el rotor de una turbina eólica debería estar siempre perpendicular a la dirección del viento. En nuestro caso, se montará una veleta en la parte trasera de la góndola de la turbina. Esta veleta mediante la acción del viento gira continuamente la góndola hacia el viento.

En la construcción de las palas se han probado diferentes materiales, que deben ser lo suficientemente fuerte y rígido, tener un alto límite de resistencia a la fatiga y ser lo más económico posible. Hoy en día, la mayoría de las palas en pequeños aerogeneradores están construidas de plástico reforzado con fibra de vidrio, pero también se utilizan otros materiales como la madera laminada (Hansen, 2008)

3.1 Regulación

El sistema de control o regulación asegura que la turbina opere dentro de la gama de diseño, es decir, que:

- *Mantiene la velocidad de rotación dentro de un cierto rango;*
- *Guiña la turbina;*
- *Mantiene la potencia de salida dentro de un cierto rango;*
- *Pone en marcha y para la turbina.*

Además, el sistema de control puede garantizar una salida de potencia uniforme $P(t)$ y/o puede optimizar la potencia de salida a velocidades de viento más bajas. Para limitar la potencia en altas velocidades del viento, se pueden utilizar las tres estrategias siguientes, las dos primeras siendo con diferencia los más comunes:

1. *Regulación Stall o entrada en pérdida aerodinámica.*
2. *Regulación Pitch o de paso de pala.*
3. *Control de guiñada.*

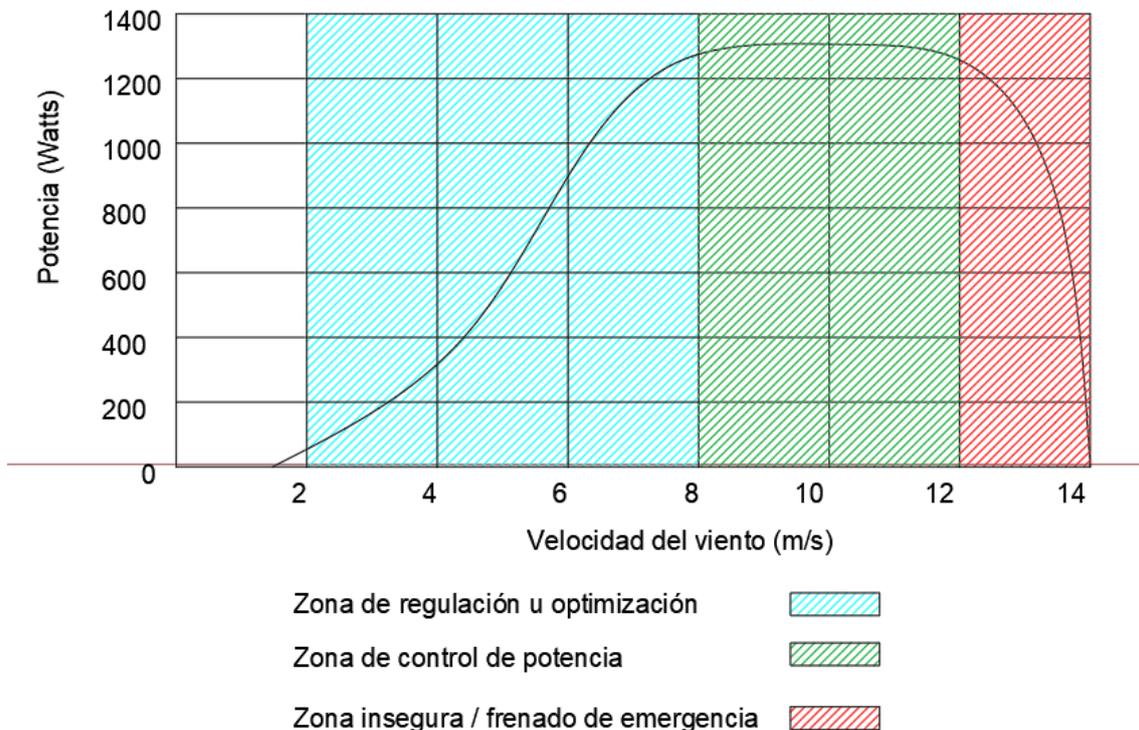


Figura 3.1: Zonas de funcionamiento de una turbina eólica genérica.

En la figura 3.1 se pueden observar las zonas de funcionamiento de una turbina genérica, todas las turbinas comparten estas tres zonas, las velocidades y potencias en las que ocurren dependen de cada turbina en particular, los frenos y sistemas de emergencia actúan en la zona insegura para proteger a la turbina eólica o en casos más extremos que su rotura sea segura, el freno aerodinámico del presente PIP se encuentra diseñado para actuar en la zona insegura de una turbina tipo Stall de 1 Kw de potencia.

3.1.1 Regulación Stall

Al tratarse el presente trabajo de una turbina eólica con regulación tipo Stall profundizaremos un poco más sobre este tipo de regulación; el control por entrada en pérdida aerodinámica es mecánicamente la más sencilla, ya que las palas van fijadas al cubo y no se pueden girar. Un aerogenerador regulado por pérdida es normalmente operado a una velocidad de rotación casi constante y por lo tanto el ángulo de ataque aumenta a medida que aumenta la velocidad del viento.

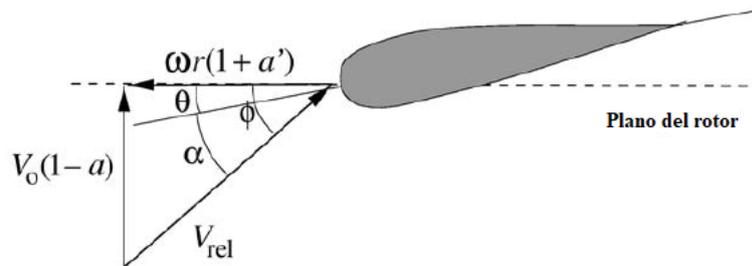


Figura 3.2: Velocidades en el plano del rotor (Hansen, 2008).

ω Velocidad de rotación de la turbina eólica.

r Posición de elemento de pala a analizar.

V_{rel} Velocidad que ve el perfil.

α Ángulo de ataque.

θ Ángulo de paso.

a Factor de inducción axial.

a' Factor de inducción tangencial.

Eventualmente, como los ángulos de ataque locales se incrementan, lo que hace que el coeficiente de sustentación se mantenga prácticamente constante y aumente el coeficiente de arrastre, produciendo una menor carga tangencial según la ecuación (3.3).

$$C_t = C_l * \sin \phi - C_d * \cos \phi \quad (3.3)$$

C_t : coeficiente de carga tangencial.

C_l : coeficiente de sustentación.

C_d : coeficiente de arrastre.

La disminución de potencia depende del ángulo de paso fijo (ángulo entre el plano del rotor y la cuerda), el ángulo de ataque α y los perfiles aerodinámicos utilizados para las palas. En un aerogenerador regulado por pérdida aerodinámica se utiliza a menudo un generador asíncrono por lo que la velocidad de rotación es casi constante y determinada por la característica del par del generador, en otras palabras, el par del eje en el generador, M_G , se puede dar como una función de la velocidad de rotación de este eje, n , (Contrariamente, las máquinas de corriente continua, presentan, en general, una variación amplia de velocidad, por lo tanto, el tipo de regulación Stall, no es aplicable). En la figura 3.3 se ilustra una curva de par típica, donde se ve que el generador asíncrono puede actuar como motor y como generador. El modo motor se puede utilizar para arrancar la turbina. La señal aquí se considera positiva cuando el generador está produciendo electricidad. La velocidad de rotación del generador estará entre n_0 y n_{nom} y

el par será igual al par producido por las palas del rotor M_R en el eje del generador. La velocidad de rotación del generador para par de eje cero, n_0 , para un generador asíncrono es:

$$n_0 = \frac{60 * f_{grid}}{P} \quad (3.4)$$

f_{grid} : frecuencia de generación (en Argentina 50 Hz).

P : pares de polos del generador.

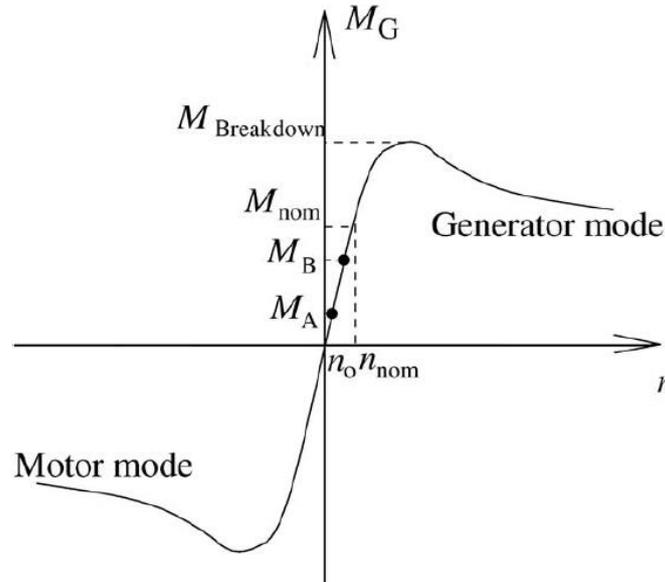


Figura 3.3: Curva de par típica de un generador (Hansen, 2008).

Según la ecuación 3.4 n_0 es 1500 rpm para un generador de 4 polos y 1000 rpm para uno de 6. La velocidad de rotación del generador es mayor que la velocidad de rotación del rotor y por lo tanto hay una caja reductora entre el generador y el rotor. La relación entre la velocidad de rotación del rotor, n , y la velocidad de rotación del generador, n_0 , viene dada por el factor de transmisión r como $n = \frac{n_0}{r}$. La diferencia relativa entre la velocidad de rotación real n y n_0 se llama deslizamiento $SL = \frac{n - n_0}{n_0}$ y para un generador normal del tipo asíncrono, el deslizamiento se encuentra aproximadamente entre 1 y 3 por ciento. Esto significa que la velocidad de rotación del rotor es casi constante. Cambios en el par del rotor M_R producidos, por ejemplo, por la turbulencia en el viento son así casi inmediatamente transferido al generador de par M_G y por lo tanto a la producción de potencia eléctrica.

$$P_{EL} = M_G * \frac{2 * \pi * n}{60} * \eta \quad (3.5)$$

P_{EL} : potencia eléctrica.

η : rendimiento del generador eléctrico.

Considerando una turbina eólica operando en el punto A en la figura 3.3 y la velocidad del viento aumenta. En este caso el par, M_R , de las palas del rotor también aumentará y el rotor acelerará de acuerdo con ecuación (3.6) hasta que M_G vuelve a ser igual a M_R en el punto B:

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_R - M_G \quad (3.6)$$

I : momento de inercia del rotor sobre el eje de rotación.

Si M_R excede el punto máximo en la curva característica de par, $M_{Breakdown}$, o si el generador se desconecta de la red, el término $M_R - M_G$ en el lado derecho de la ecuación (3.6) siempre es positivo y el rotor comenzará a acelerar; en este caso, la velocidad de rotación puede llegar a ser tan alta que existe el riesgo de ruptura. El sistema de seguridad debe detectar esto y garantizar que el rotor se detenga o vaya a una velocidad segura. En una turbina eólica regulada por pérdida aerodinámica, es común que la parte exterior de las palas se activen por fuerza centrífuga para girar 90° y así actuar como un freno aerodinámico limitando M_R , figura 3.4 (Hansen, 2008).

Este sistema es común en generadores de alta potencia, el presente trabajo investiga la adaptación de este sistema de freno a generadores de baja potencia.

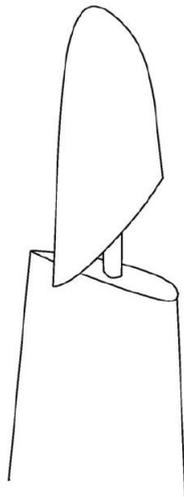


Figura 3.4: Punta giratoria utilizada como freno aerodinámico activada por fuerza centrífuga (Hansen, 2008).

3.2 Freno de punta (Tip Vanes)

A continuación, se detallan las ventajas y desventajas del freno aerodinámico del tipo punta de pala.

Freno aerodinámico	Ventajas	Desventajas
Punta de pala	El arrastre de placa plana creado por el freno se produce en el radio máximo lo que conduce a un alto par de frenado aerodinámico.	Crea un alto par de frenado, pero debe superar todo el par de producción de energía de la pala limpia (sin modificar).
		Larguero ve cargas muy altas durante la secuencia de frenado. La amortiguación mecánica de las fuerzas de despliegue es difícil conseguir.
	El despliegue centrípeto/aerodinámico es predecible y robusto, naturalmente tiene mayor tendencia a desplegarse con rotor en sobre velocidad	Todas las cargas de producción de energía de la punta se transportan a través de la interfaz punta/pala.
		Los requisitos estructurales/mecánicos conducen a altos pesos en las puntas de las palas.

Tabla 3.1: Ventajas y desventajas del freno punta de pala (Griffin, et al., 1997).

3.3 Normativas internacionales

Existen distintas normas que regulan las turbinas eólicas a nivel mundial, el presente trabajo toma como referencia a las normas IEC 61400-2 Aerogeneradores Parte 2: Requisitos de diseño para aerogeneradores pequeños, que es el estándar en toda la unión europea, en ella se definen algunos conceptos que se detallan a continuación.

3.3.1 Modelo de perfil normal del viento (NWP)

El perfil del viento, $V(z)$, denota la velocidad media del viento en función de la altura, z , sobre el suelo. En el caso de clases estándar de turbinas eólicas, se supondrá que el perfil normal de la velocidad del viento viene dado por la ley de potencias:

$$V(z) = V_{hub} * \left(\frac{z}{z_{hub}}\right)^\alpha \quad (3.13)$$

V_{hub} : velocidad a la altura del buje.

z_{hub} : altura del plano del buje.

α : exponente de la ley de potencia, la norma lo suponen en 0,2.

El perfil de viento asumido se usa para definir la cizalladura o corte vertical promedio del viento a través del área de barrido del rotor.

3.3.2 Modelo de turbulencia normal (NTM)

El modelo de turbulencia normal incluirá el perfil del viento como se describe en NWP. La expresión "turbulencia del viento" denota variaciones estocásticas en la velocidad del viento con respecto al promedio de la velocidad tomado en un intervalo de tiempo de 10 min. El modelo de turbulencia debe incluir los efectos de la variación de la velocidad del viento, de la dirección y el muestreo rotacional. Para las clases estándar de turbinas eólicas, las densidades espectrales de potencia del campo vectorial aleatorio de la velocidad del viento, ya sea que se utilice explícitamente el modelo o no, deberán cumplir los siguientes requisitos:

- 1) *El valor característico de la desviación estándar de la velocidad del viento longitudinal estará dado por:*

$$\sigma_1 = I_{15} * \frac{15 + a * V_{hub}}{a + 1} \quad (3.14)$$

Los valores para I_{15} y a se dan en la tabla 3.2

- 2) *Hacia el extremo de alta frecuencia del subrango inercial, la densidad espectral de potencia de la componente longitudinal de la turbulencia, $S_1(f)$, se aproximará asintóticamente a la forma:*

$$S_1(f) = 0.05 * \sigma_1^2 * \left(\frac{\Delta_1}{V_{hub}}\right)^{-\left(\frac{2}{3}\right)} * f^{-\left(\frac{5}{3}\right)} \quad (3.15)$$

El parámetro de escala de turbulencia, Δ_1 , está dado por:

$$\Delta_1 = \begin{cases} 0,7 * z_{hub} & \text{para } z_{hub} < 30 \text{ m} \\ 21 \text{ m} & \text{para } z_{hub} \geq 30 \text{ m} \end{cases}$$

Este es un modelo determinista simplificado, que se basa en una descripción estocástica de la turbulencia.

3.3.3 Condiciones de viento extremo

Las condiciones de viento extremo se utilizan para determinar las cargas del viento extremas sobre la turbina eólica. Estas condiciones incluyen velocidades máximas del viento debido a tormentas, cambios rápidos en la velocidad y dirección del viento, también incluyen los efectos potenciales de la turbulencia del viento, por lo que solo es necesario considerar los efectos deterministas en los cálculos de diseño.

3.3.4 Modelo de velocidad extrema del viento (EWM)

La velocidad del viento extrema en 50 años V_{e50} se basa en la velocidad del viento de referencia V_{ref} . Para diseños en las clases estándar de turbinas eólicas, V_{e50} se calculará usando la siguiente ecuación:

$$V_{e50}(z) = 1,4 * V_{ref} * \left(\frac{z}{z_{hub}}\right)^{0,11} \quad (3.16)$$

Se supondrán desviaciones a corto plazo de la dirección media del viento de $\pm 15^\circ$.

3.3.5 Ráfagas operativas extremas (EOG)

La magnitud de la ráfaga a la altura del buje V_{gustN} para un período de recurrencia de N años se dará para las clases estándar de turbinas eólicas mediante la siguiente relación:

$$V_{gustN} = \beta * \left(\frac{\sigma_1}{1 + 0,1 * \left(\frac{D}{\Delta_1}\right)}\right) \quad (3.17)$$

$\beta = 6,4$ para $N=50$ años.

La velocidad del viento se definirá para un período de recurrencia de N años mediante la expresión:

$$V(t) = \begin{cases} V(z) - 0,37 * V_{gustN} * \sin\left(\frac{3\pi t}{T}\right) \left(1 - \cos\left(\frac{2\pi t}{T}\right)\right) & \text{para } 0 \leq t \leq T \\ V(z) & \text{para } t < 0 \text{ y } t > T \end{cases} \quad (3.18)$$

$T = 14$ s para $N=50$ años.

3.3.6 clases de turbinas eólicas (SWT)

Las clases de SWT se definen en términos de velocidad del viento y de la turbulencia. La intención de las clases es cubrir la mayoría de las aplicaciones. Los valores de la velocidad del viento y los parámetros de turbulencia pretenden representar los valores característicos de muchos sitios diferentes y no dan una representación precisa de ningún sitio específico. El objetivo es lograr la clasificación SWT con robustez claramente variable gobernada por el viento. La Tabla 3.2 especifica los parámetros básicos que definen las clases SWT.

Las condiciones externas particulares definidas para las clases I, II, III y IV no pretenden cubrir las condiciones en alta mar ni las condiciones del viento experimentadas en tormentas tropicales como huracanes, ciclones y tifones. Tales condiciones requerirán aerogeneradores de diseño clase S.

Clase SWT	I	II	III	IV	S
$V_{ref} \left(\frac{m}{s}\right)$	50	42,5	37,5	30	Valores a ser especificados por el diseñador
$V_{ave} \left(\frac{m}{s}\right)$	10	8,5	7,5	6	
I_{15}	0,18	0,18	0,18	0,18	
a	2	2	2	2	

Tabla 3.2: Clasificación de clases de turbinas eolicas ((European Committee for Electrotechnical Standardization, 2006).

I_{15} es el valor característico adimensional de la intensidad de turbulencia a $15\frac{m}{s}$.

a es el parámetro de pendiente adimensional que se utiliza en la ecuación (3.14).

Los valores de la tabla se aplican a la altura del buje.

4. DESARROLLO

4.1 Metodología

Los métodos que se emplearon son los básicos utilizados en todo proyecto de diseño: búsqueda de información, definición de las características medioambientales donde trabajará el equipo, definición de las variables físicas que intervienen en los ensayos a realizarse, definición de los requerimientos ingenieriles de las partes a diseñar, cálculos y verificaciones de los elementos construidos del prototipo, ensayos mecánicos, e informe final.

La búsqueda de información comprende: el conocimiento básico de la creación de energía a partir del viento, el comportamiento de materiales en el medio ambiente de trabajo, y sobre trabajos relativos a diseños y operación de ese tipo de turbinas de viento.

Para el diseño del freno aerodinámico, se utilizaron los conocimientos adquiridos en distintas materias como:

Dibujo, Cálculo de Elementos de Máquinas, Proyecto de Máquinas, Estática y Resistencia de Materiales, Mecánica de los Fluidos, Termodinámica, Materiales, además de Física y Matemática.

También se usarán los conocimientos adquiridos en la materia optativa: Ingeniería del Viento.

4.2 Descripción de la máquina

La máquina es un aerogenerador de 3 palas (ver tabla 4.3 donde se detalla su descripción) cuya característica principal es el control de potencia por pérdida aerodinámica (Stall), que consiste en un aumento del arrastre sobre el perfil aerodinámico a medida que se incrementa la velocidad

del viento, manteniendo constante la sustentación. Dicha pérdida generalmente se produce cuando el ángulo de ataque que forma la cuerda del perfil con el flujo de aire alcance un cierto valor límite, que depende en gran medida de la velocidad del aire y del diseño del perfil. El aumento del arrastre se debe a un proceso conocido como separación de la capa límite, durante el cual se incrementa la estela sobre el extradós del perfil aerodinámico, aumentando la resistencia aerodinámica. Esta característica particular del diseño del perfil permite que el torque motor del aerogenerador este limitado, al acoplarse el generador que da un torque opuesto se logra que el aerogenerador gire a una velocidad prácticamente constante a medida que varía la velocidad del viento.

4.2.1 Perfil aerodinámico S813

El perfil seleccionado es un S813 cuya principal característica es que el control de potencia se logra por pérdida aerodinámica (Stall), es decir, que el rotor gira a una velocidad prácticamente constante, a pesar de que existan variaciones en la velocidad del viento, se obtuvieron datos de ensayos del perfil hechos en el marco del trabajo de “Lassig et all 2018” presentado en el tercer congreso Argentino de Ingeniería Aeronáutica, se utilizaron los mismos para graficar los coeficientes C_l y C_d del perfil con respecto al ángulo de ataque a través del programa Excel y con ayuda del mismo se calcularon líneas de tendencia que dan $C_l(\alpha)$ y $C_d(\alpha)$ de manera aproximada.

Alfa	C_l	C_d
-3	-0.012	0.0063
-2	0.098	0.0061
-1	0.208	0.0061
0	0.315	0.0062
1	0.421	0.0063
2	0.527	0.0064
3	0.631	0.0066
4	0.735	0.0069
5	0.837	0.0071
6	0.937	0.0075
7	0.977	0.0162
8	1.077	0.0165
9	1.1	0.021
10	1.1	0.0255

11	1.1	0.03
13	1.1	0.052
16	1.1	0.1
20	1.1	0.175
25	1.1	0.275
27.5	1.1	0.363

Tabla 4.1: Coeficiente de sustentación (C_L) y arrastre (C_d) en función del ángulo de ataque (α) para un Reynolds de 10^6 , del perfil S813.

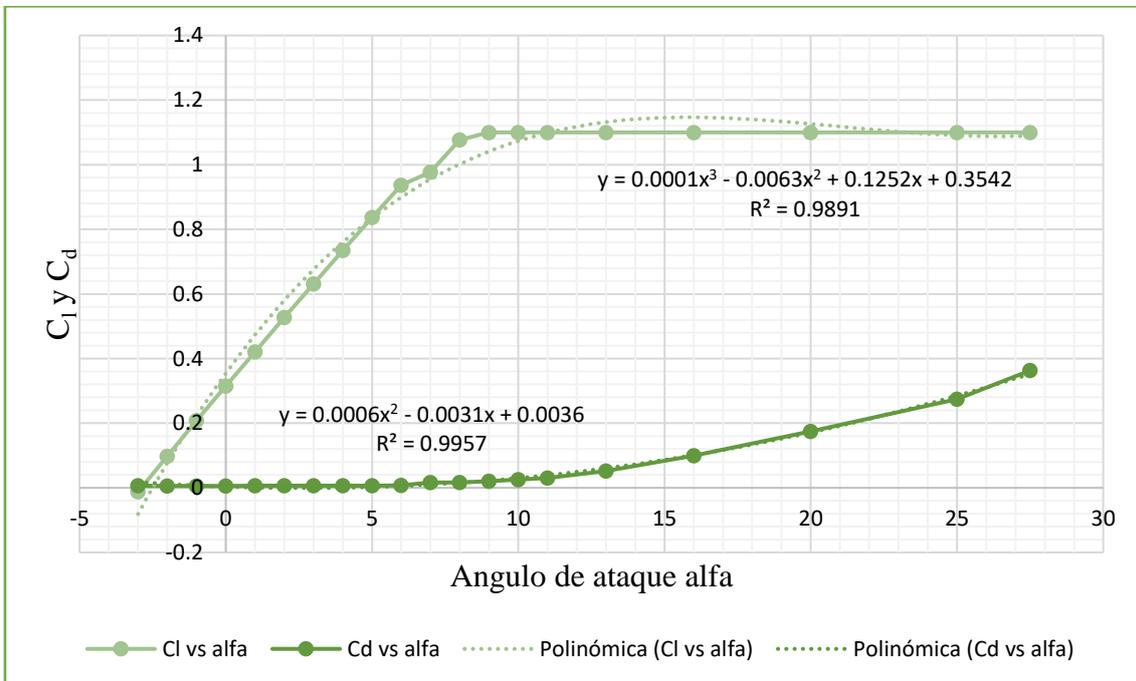


Figura 4.1: Curva del coeficiente de sustentación (C_L) y arrastre (C_d) en función del ángulo de ataque (α) para un Reynolds de 10^6 , del perfil S813.

$$C_l(\alpha) = 0,0001\alpha^3 - 0,0063\alpha^2 + 0,1252\alpha + 0.3542 \quad (4.1)$$

$$C_d(\alpha) = 0,0006\alpha^2 - 0,0031\alpha + 0,0036 \quad (4.2)$$

4.2.2 Palas

Las características de los materiales de las palas y las distribuciones de los mismos, fueron provistos por el equipo del Laboratorio de Dinámica de Fluidos Ambientales de la Facultad de Ingeniería, quienes adquirieron los materiales para la fabricación de las mismas.

- 1 capa de velo.
- 3 capas Roving de $330 \frac{gr}{m^2}$.

- 3 capas de tela de fibra de vidrio de $100 \frac{gr}{m^2}$.
- Resina epoxi.

La forma que se optó es la del perfil S813, la inclinación con respecto al eje de giro del rotor es de 6° y carecen de torsión en la cuerda, siendo las palas además de cuerda constante.

Para las propiedades mecánicas se tomaron las obtenidas en el PIP “VERIFICACIÓN ESTRUCTURAL DE COMPONENTES MECÁNICOS, DE UNA PEQUEÑA TURBINA EÓLICA” de por aquel entonces alumno CORTINA, las mismas se pueden ver en la tabla 4.2.

Perfil S873 de los laboratorios NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY (NREL)	Valor	Unidad
Sin torsión y de cuerda constante	-	-
Envergadura	1.6	m
Cuerda	0.16	m
Material fibra de vidrio con resina epoxi	-	-
Espesor	3	mm
Modulo elástico	4,06	Gpa
Coefficiente de Poisson	0,3939	-
Modulo cortante	0,3189	Gpa
Densidad de masa	1653	$\frac{kg}{m^3}$
Límite de tracción	1,228	Gpa
Limite elástico	0,9824	Gpa

Tabla 4.2: Resumen de características y propiedades de las palas del aerogenerador.

Características físicas del aerogenerador	valor	unidad
Potencia nominal	1.5	Kw
Numero de palas	3	-
Velocidad media	7.5	$\frac{m}{s}$
Velocidad nominal	7.6	$\frac{m}{s}$
Velocidad de referencia	37.5	$\frac{m}{s}$
Solidez	0.095	-
Velocidad de rotación	208	rpm
Diámetro rotor	3.2	m
Paso de pala	6	grados
Potencia a velocidad media	820	w
Potencia a partir de velocidades de 12 m/s	1500	w
c_p máximo	0.42	-
v_t/v_0 para c_p máximo	6.5	-
c_p nominal	0.4	-
v_t/v_0 para c_p nominal	5.2	-

Tabla 4.3: Resumen de características y propiedades del aerogenerador.

4.3 Simulación sobre prototipo digital de turbina eólica

El equipo del Laboratorio de Dinámica de Fluidos Ambientales de la Facultad de Ingeniería a cargo del Dr. Ing. Jorge Lassig realizó una simulación de la turbina eólica en el año 2011 mediante el software Propid34, en la tabla 4.4 se observan los datos obtenidos de dicha simulación.

C_p	$V_0[\frac{m}{s}]$	$TSR = V_t/V_0$	rpm
0.3605	3.20	8.6632	165.54
0.3989	4.00	7.7969	186.23
0.4157	6.00	7.0881	253.95

0.4208	7.10	5.9976	254.28
0.4006	7.50	5.1979	232.79
0.3700	8.00	4.5864	219.10
0.3518	8.40	4.3316	217.27
0.2955	9.40	3.7128	208.40
0.2762	9.70	3.5440	205.28
0.2553	10.30	3.3899	208.50
0.2389	10.60	3.2487	205.63
0.2056	11.30	2.9988	202.35
0.1733	12.20	2.7846	202.86
0.1489	12.80	2.5990	198.65
0.1252	13.70	2.4365	199.32
0.1071	14.60	2.2932	199.92
0.0910	15.30	2.1658	197.87
0.0759	16.20	2.0518	198.48
0.0649	16.70	1.9492	194.38
0.0558	17.70	1.8564	196.21
0.0484	18.50	1.7720	195.75
0.0428	19.30	1.6950	195.34
0.0380	20.00	1.6243	193.98
0.0338	20.90	1.5594	194.61

Tabla 4.4: Datos de la simulación digital realizada mediante el software ProfPid.

A partir de estos datos se fabricaron los siguientes gráficos que describen el funcionamiento de la máquina.

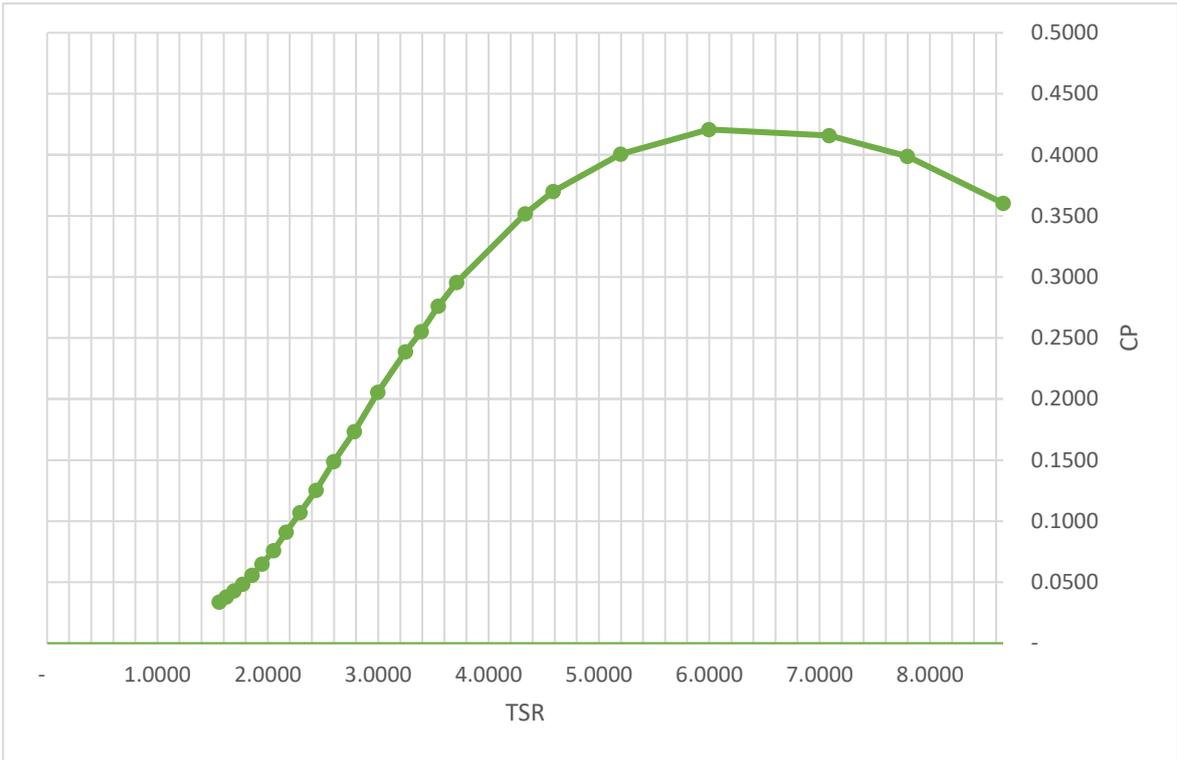


Figura 4.2: Coeficiente de potencia CP en función del coeficiente velocidad de punta de pala TSR .

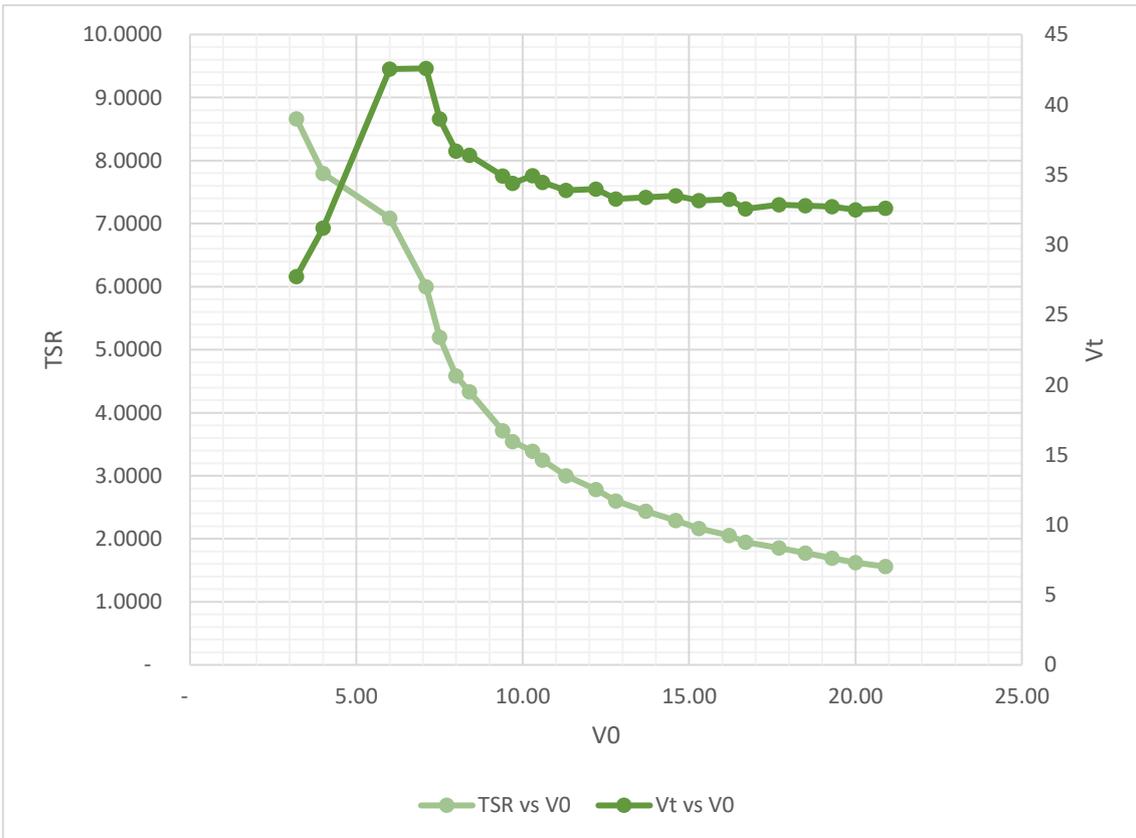


Figura 4.3: V_t de la punta de la pala y coeficiente TSR en función de la velocidad del viento V_0 .

Con los datos de la tabla 4.4 se trabajó matemáticamente para obtener los datos de la tabla 4.5

Potencia [W]	Alfa [grados]	Cl	Cd	$V_t \left[\frac{m}{s} \right]$	Torque Nm
58.190	0.58	0.4253	0.00	27.722	3.36
125.759	1.31	0.5075	0.00	31.188	6.45
442.313	2.03	0.5833	-0.00	42.529	16.63
741.902	3.47	0.7166	0.00	42.583	27.86
832.512	4.89	0.8275	0.00	38.984	34.15
933.185	6.30	0.9179	0.01	36.691	40.67
1027.140	7.00	0.9562	0.01	36.385	45.14
1209.030	9.07	1.0463	0.02	34.900	55.40
1241.752	9.76	1.0689	0.03	34.377	57.77
1374.227	10.44	1.0883	0.04	34.916	62.94
1401.618	11.11	1.1047	0.04	34.436	65.09
1461.350	12.44	1.1293	0.06	33.886	68.96
1550.151	13.75	1.1446	0.07	33.972	72.97
1538.227	15.04	1.1524	0.09	33.267	73.94
1585.849	16.31	1.1542	0.11	33.380	75.98
1641.890	17.56	1.1516	0.13	33.481	78.42
1605.505	18.78	1.1458	0.16	33.137	77.48
1589.581	19.98	1.1383	0.18	33.239	76.48
1488.984	21.16	1.1301	0.21	32.552	73.15
1524.228	22.31	1.1221	0.23	32.858	74.18
1509.581	23.44	1.1153	0.26	32.782	73.64
1515.694	24.54	1.1105	0.29	32.714	74.09
1497.509	25.62	1.1083	0.32	32.486	73.72
1520.028	26.67	1.1092	0.35	32.591	74.58

Tabla 4.5: Parámetros físicos de interés del funcionamiento de la turbina eólica.

Las ecuaciones utilizadas para obtener la tabla 4.5 fueron:

$$P = \frac{1}{2} * C_p * V_0^3 * \rho_{aire} * \pi * \frac{D_{rotor}^2}{4} \quad (4.3)$$

Donde se tomó la densidad del aire como $1,225 \frac{Kg}{m^3}$.

$$\alpha = 90 - \text{angulo de paso de la pala} - \arctan(TSR) \quad (4.4)$$

α : ángulo de ataque

El ángulo de paso de la pala es 6 grados.

Para C_l y C_d se utilizaron las ecuaciones de aproximación (4.1) y (4.2) respectivamente, la velocidad tangencial V_t sale de multiplicar el coeficiente TSR con la velocidad del viento V_0 . El torque se obtiene de:

$$T = \frac{P * 30}{rpm * \pi} \quad (4.5)$$

El dato del torque es de suma importancia porque es el valor mínimo de par en sentido opuesto que tiene que ejercer el freno aerodinámico cuando está activo.

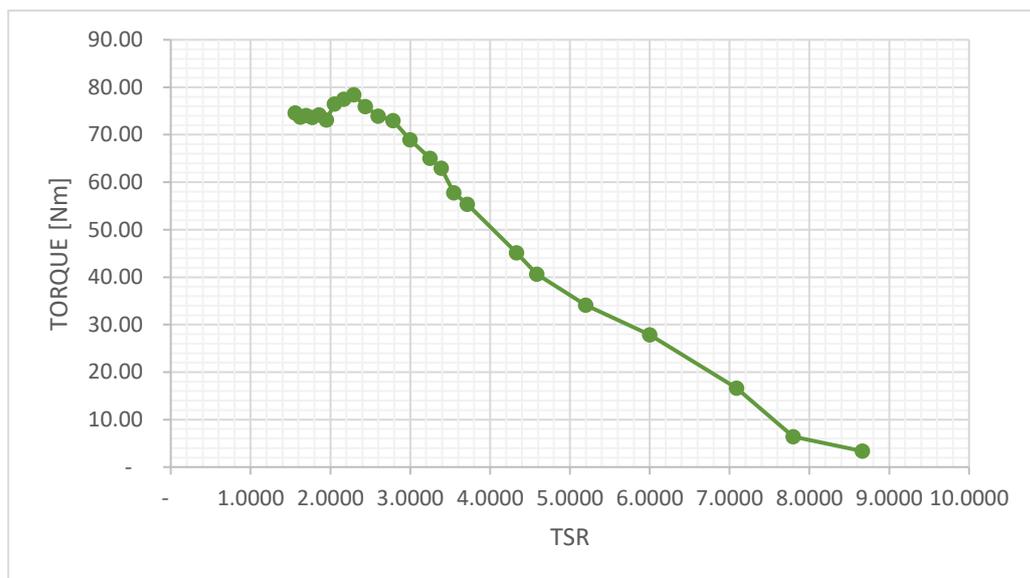


Figura 4.4: Variación del torque en Nm producido sobre la turbina eólica con respecto al coeficiente adimensional TSR.

4.4 Diseño del freno aerodinámico

Como premisa el diseño debe ser un freno aerodinámico del tipo punta de pala, entre los diseños que se pensaron de los cuales solo se detallara el diseño seleccionado, el bloque clave es el de disparo automático del freno en caso de emergencia al sobrepasar la velocidad máxima permisible.

El diseño que se seleccionó fue por sus características de robustes y sencillas, cuenta con pocas partes móviles, y los materiales utilizados en su construcción son de fácil adquisición en el mercado, todo esto es de suma importancia pues la turbina entre sus aplicaciones está pensada

para llevar electricidad a zonas de difícil acceso, por lo que el diseño debe ser robusto y fácil de reparar en caso de ser necesario.

Por este mismo motivo además se optó por usar pegamentos en lugar de soldaduras para unir los componentes en las partes del diseño en que su uso sea factible, de esta manera se abaratan costos y se hace más fácil su reparación en campo.

4.4.1 Descripción

El freno consta de 9 piezas:

1. *Eje principal.*
2. *Eje secundario.*
3. *Imán de retención.*
4. *Tapa de la pala del aerogenerador.*
5. *Tapa de metal del cuerpo del freno.*
6. *Cuerpo del freno.*
7. *Resortes de posicionamiento.*
8. *Tapa de fibra del cuerpo del freno*
9. *Pala del generador*

Los planos de dichas piezas se pueden observar en el anexo I.

El ensamble es tal que primero se sueldan el eje principal y el secundario a la tapa de la pala del aerogenerador por medio de una soldadura tipo MIG debido al espesor de la tapa de la pala del aerogenerador, el tipo de alambre electrodo que se recomienda usar es ER80S-D2 diámetro 0.8mm, así mismo se pega también el imán de retención mediante un pegamento del tipo cianocrilato quedando la pieza del plano número 9, se coloca sobre el eje principal la tapa de metal del cuerpo del freno luego sobre el eje principal se suelda la piza cuadrada que sirve como tope de giro y se pegan con el pegamento epoxi las patas de los cinco resortes, los resortes como se pueden observar en los planos constan de una pata larga y otra corta, los mismo deben ser pegados cada uno al eje introduciendo el extremo de pata corta en las perforaciones realizadas sobre el eje principal para tal fin, envolviendo dentro del pegamento al eje, la pata corta del resorte y la primera espiral del mismo, la posición de los resortes es tal que la pata larga de los mismo en ausencia de esfuerzo tiene un ángulo de 90° con respecto a la cuerda del perfil aerodinámico, también se pega con la resina epoxica la tapa de metal del cuerpo del freno al cuerpo del freno, dando como resultado la pieza del plano número 10, como se puede observar en el plano número 10 las patas largas de los resortes están simplemente apoyadas sobre el cuerpo de freno y mantienen contacto gracias a la fuerza que aplican los resortes sobre el cuerpo del freno y el ángulo de giro limitado a 90° que tiene el cuerpo del freno sobre el eje principal. Se prosigue pegando con el pegamento de cianocrilato la tapa de fibra al cuerpo del freno y todo este freno ensamblado a la pala del aerogenerador mediante un pegamento epoxi, dando por finalizado el montaje como el plano número 11.

Para tener más información sobre el porqué de estos pegamentos ver el ANEXO II, hay que aclarar que no es parte de este PIP el diseño de dichas uniones eso es parte de ingeniería de detalle, solo se dan algunos lineamientos a seguir como ejemplo.

El freno funciona de la siguiente manera, cuando está en posición de generación, la cuerda del freno y de la pala están en forma paralela, las tapas de la pala del generador y la tapa de metal del cuerpo del freno se ponen en contacto de forma manual, y estas quedan hermanadas por la fuerza de fricción que se genera entre la tapa de metal del cuerpo del freno, los dos ejes,

principal y secundario, y la fuerza de atracción magnética que ejerce el imán sobre el freno. A estas fuerzas se le opone la fuerza inercial centrífuga que aumenta proporcional con el cuadrado de la velocidad de rotación, este sistema de fuerza está equilibrado hasta la velocidad de rotación límite determinada por el diseño, en ese momento la fuerza de origen centrífugo se impone sobre sus equilibrantes lo que da como resultado que el cuerpo del freno se separe de la pala, cuando la distancia de separación es tal que el cuerpo del freno pierde contacto con el eje secundario los resorte están libres de restricción para colocar al freno en posición de frenado (a noventa grados de la cuerda de las palas del aerogenerador), esta posición es mantenida ya que el giro está limitado por los topes que están en el eje principal (este tope se puede observar en el plano 1) y el que está en la en la tapa de metal del cuerpo del freno (el cual puede observarse en el plano 4), y los resortes que aplican un pequeño momento en el sentido de giro de activación del freno, esto se supone suficiente ya que teóricamente la dirección de la resultante de las fuerzas que genera el viento sobre el freno accionado corta el eje de giro del cuerpo de dicho freno, por lo que no tendría que generar ningún momento de giro.

Esto da como resultado la activación del freno aerodinámico, generando fuerzas de arrastre que se oponen al giro de la turbina provocando su detención absoluta o estabilización a velocidad de ralentí.

4.5 Condiciones severas de funcionamiento

Según norma una SWT debe estar diseñado para resistir de manera segura las condiciones de viento definidas por la clase de SWT seleccionada. El régimen de viento para las consideraciones de carga y seguridad se divide en las condiciones de viento normales que ocurrirán con frecuencia durante la operación normal de un SWT, y las condiciones de viento extremas que se definen con un período de recurrencia de 1 año o 50 años (European Committee for Electrotechnical Standardization, 2006).

4.5.1 Velocidad de activación

El diseño del sistema de frenado asumirá que puede ocurrir una velocidad máxima del rotor del 25 % por encima de la sincrónica durante una condición de sobre velocidad (Griffin, et al., 1997), teniendo en cuenta que la velocidad nominal de giro es de 208 *rpm* , la velocidad de activación del freno aerodinámico será de 260 *rpm*.

4.5.2 Turbulencia

Aplicando la ecuación (3.14), con la velocidad $V_{hub} = 37,5 \frac{m}{s}$ por tratarse de una SWT clase III con $I_{15} = 0,18$ y $a = 2$ se obtiene el valor característico de la desviación estándar de la velocidad del viento longitudinal $\sigma_1 = 5,4 \frac{m}{s}$.

4.5.3 Velocidad del viento extrema

Para el presente PIP se tomó un periodo de recurrencia de 50 años, la velocidad extrema se calcula a partir de la ecuación (3.16) con la relación $\frac{z}{z_{hub}} = 1,16 m$ que se obtiene sabiendo que $z = z_{hub} + \text{envergadura de una pala}$, $z_{hub} = 10 m$, y $V_{ref} = 37,5 \frac{m}{s}$, esta velocidad de viento extrema dio como resultado $53,36 \frac{m}{s}$.

4.5.4 Velocidad de ráfaga extrema

Aquí se utilizan las ecuaciones (3.17) y (3.18); primero se debe calcular El parámetro de escala de turbulencia Δ_1 :

$$\Delta_1 = \begin{cases} 0,7 * z_{hub} & \text{para } z_{hub} < 30 m \\ 21 m & \text{para } z_{hub} \geq 30 m \end{cases}$$

Para esto se tienen en cuenta que en la práctica de generadores eólicos de baja potencia es común que los generadores se ubiquen a 10 m de altura, por lo que se decidió ubicar el rotor a una altura de 10 m, lo que da como resultado un $\Delta_1 = 7 m$.

Con este resultado y con $\beta = 6,4$ se tiene todos los datos para usar la ecuación (3.17) dando una velocidad $V_{gust50} = 33,05 \frac{m}{s}$, paso siguiente se puede utilizar la ecuación (3.18) que la traemos aquí nuevamente para recordarla:

$$V(t) = \begin{cases} V(z) - 0,37 * V_{gustN} * \sin\left(\frac{3\pi t}{T}\right) \left(1 - \cos\left(\frac{2\pi t}{T}\right)\right) & \text{para } 0 \leq t \leq T \\ V(z) & \text{para } t < 0 \text{ y } t > T \end{cases} \quad (3.18)$$

$T = 14 s$ para $N = 50$ años, de la ecuación (3.18) se puede tener las velocidades máximas y mínimas durante una tormenta de viento que se da una vez cada 50 años en un corto periodo de tiempo.

$$\begin{aligned} -2 &\leq \sin\left(\frac{3\pi t}{T}\right) \left(1 - \cos\left(\frac{2\pi t}{T}\right)\right) \leq 2 \\ V_{max} &= 53,36 \frac{m}{s} + 0,37 * 2 * 33,05 \frac{m}{s} = 77,82 \frac{m}{s} \\ V_{min} &= 53,36 \frac{m}{s} - 0,37 * 2 * 33,05 \frac{m}{s} = 28,90 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

Estas velocidades V_{maxima} y V_{minima} junto con la velocidad del viento extrema, son el peor ambiente al que se debe enfrentar el freno aerodinámico durante su funcionamiento y aun así funcionar de manera correcta.

4.6 Cálculo de las dimensiones de los componentes

Para el cálculo de las dimensiones se sigue la teoría y metodología de las referencias

(Budynas & Nisbett, 2011) y (Norton, 2011). Los resultados expuestos son los de la última iteración de cálculos.

4.6.1 Cuerpo del freno

El tipo de freno de punta de pala es muy utilizado en SWT de gran tamaño en las misma el largo del freno comúnmente se mantiene entre un 15 y un 10 % de la envergadura total de la pala, aunque pruebas de funcionamiento han demostrado que su tamaño podría ser menor (Griffin, et al., 1997), el tamaño del freno del modelo del presente PIP se fijó en un 10%, esto deja al cuerpo del freno con una cuerda igual a la cuerda de la pala de 0,16 m y una envergadura de 0,16 m.

El material de fabricación será la fibra de vidrio con resina epoxi con la que está construida la pala del aerogenerador.

4.6.2 Eje principal

Para el eje principal se optó por un acero SAE 1045 ya que este acero es ampliamente utilizado en aplicaciones para el sector industrial debido a su resistencia al desgaste; por ejemplo, en la industria automotriz se usa para productos forjados y estampados.

Algunas de las partes de una máquina en las que comúnmente se utiliza este material son aquellas que no estén sometidas a grandes esfuerzos mecánicos; como pueden ser los engranajes, pernos, ejes, rodamientos, palancas, barras de torsión, entre otros.

Esto hace que este material sea fácilmente conseguido en el mercado, este acero en caso de ser necesario puede ser tratado para mejorar su resistencia a la corrosión, las propiedades mecánicas de SAE 1045 laminado en caliente se ajustan a las necesidades requeridas de manera óptima.

Características del material		Unidades
Resistencia ultima	570	Mpa
Resistencia a la fluencia	310	Mpa
Módulo de elasticidad	207	Gpa
Densidad acero	7900	$\frac{kg}{m^3}$

Tabla 4.6: Propiedades mecánicas acero SAE 1045 laminado en caliente (Budynas & Nisbett, 2011)

Las dimensiones del eje serán calculadas por resistencia a la fatiga mediante el modelo ASME-elíptica que matemáticamente se expresa como:

$$\left(\frac{n * \sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n * \sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (4.6)$$

S_e Resistencia a la fatiga totalmente corregida.

S_y Resistencia a la fluencia del material.

σ_a Amplitud de esfuerzo sobre la pieza.

σ_m Esfuerzo medio sobre la pieza.

n Coeficiente de diseño.

Al trabajar con esta ecuación se llega a la expresión de diseño de un eje por ASME-elíptica:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2} \quad (4.7)$$

M_a y M_m momentos flectores amplitud y medio respectivamente.

T_a y T_m momentos torsores amplitud y medio respectivamente.

d diámetro del eje

K_f y K_{fs} concentradores de esfuerzos flectores y torsores respectivamente al no tener radios de acuerdo previstos se les dio el valor de 1,3 a K_f y 1,2 a K_{fs} que son los valores de la peor situación posible.

Para obtener S_e se parte de la hipótesis:

$$S'_e = \begin{cases} 0,5 S_{ut} & S_{ut} \leq 1400 \text{ Mpa (200 kpsi)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ Mpa} & S_{ut} > 1400 \text{ Mpa} \end{cases} \quad (4.8)$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e k_f S'_e \quad (4.9)$$

Donde los factores K son los llamados coeficiente de Marin los cuales son utilizados para aproximar S'_e obtenido en los ensayos de laboratorios en piezas finamente máquinas y en un ambiente controlado a S_e de la pieza real funcionando en su campo de trabajo. De estos coeficientes se utilizarán K_a (modificación por la condición superficial); K_b (modificación por el tamaño); K_e (modificación por confiabilidad); el resto de los factores tendrán el valor de la unidad.

El factor K_a depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y de la resistencia a la tensión, puede representarse mediante:

$$K_a = a * S_{ut}^b \quad (4.10)$$

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} Mpa	
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frio	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Como sale de la forja	39,9	272	-0,995

Tabla 4.7: De C.J. Noll y C. Lipson, “Allowable Working Stresses”, en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O.J. Horger (ed.). *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright© 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc.

Con el valor de resistencia ultima de la tabla 4.6 y tomando los coeficientes a y b de maquinado o laminado en frio se obtiene un K_a de 0,621.

El factor k_b de tamaño se obtiene de:

$$K_b = \begin{cases} 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (4.11)$$

cuando una barra redonda en flexión no está girando se emplea un *diámetro equivalente* d_e que se obtiene al igualar el volumen de material sometido a esfuerzo igual o superior a 95 por ciento del esfuerzo máximo con el mismo volumen en la muestra de viga rotativa. En el caso de secciones redondas sólidas o huecas no rotativas, el área de 95 por ciento de esfuerzo significa el doble del área fuera de las dos cuerdas paralelas que tienen un espaciado de $0.95d$, donde d es el diámetro.

$$d_e = 0,37d$$

Estimando que el diámetro final rondara los 13 mm se obtiene un k_b de 1,048.

Por último, el factor K_e de confiabilidad se encuentra tabulado en los valores estándar más comunes.

Confiabilidad %	Factor de confiabilidad k_e
50	1
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

Tabla 4.7: Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga (Budynas & Nisbett, 2011).

La norma EN 61400-2 pide como mínimo una confiabilidad del 95%, en el presente PIP se usará 99,999% dando un K_e 0,659.

Teniendo en cuenta estos valores y utilizando las ecuaciones (4.8) y (4.9) se obtiene una resistencia a la fatiga corregida de 300,475 Mpa.

Para obtener los esfuerzos que debe soportar el eje se tomara la peor situación a la que se puede enfrentar el freno, la fluctuación de velocidades de la corriente libre del viento entre $77,82 \frac{m}{s}$ y $28,90 \frac{m}{s}$, en el marco de rueda embalada a 260 rpm. Se supondrá que el freno funciona produciendo el arrastre de una placa plana expuesta a la corriente de viento, con un CD de 1,5.

						
Characteristic length < 0,1 m	1,3	1,3	1,5	1,5	1,5	2,0
Characteristic length > 0,1 m	0,7	1,2	1,5	1,5	1,5	2,0

Figura 4.5: Coeficientes de arrastre según norma EN 61400-2-2006.

La fuerza de frenado generada sobre la placa se obtiene de la expresión

$$F = \frac{1}{2} * V_{rel}^2 * C_D * \rho_{aire} * A_{proyectada} \quad (4.12)$$

$$V_{rel} = \sqrt{V_t^2 + V_{viento}^2} \quad (4.13)$$

$$A_{proyectada} = A_{freno} * \cos \alpha \quad (4.14)$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{V_t}{V_0}\right) - \text{angulo de paso de pala} = \arctan\left(\frac{V_t}{V_0}\right) - 6^\circ \quad (4.15)$$

$$A_{freno} = \text{cuerda}_{freno} * \text{envergadura}_{freno} \quad (4.16)$$

$$V_t = \frac{n * \pi * r}{30} \quad (4.17)$$

La cuerda del freno como su envergadura miden respectivamente 0,16 m, el radio es de 1,6 m, la densidad del aire de $1,225 \frac{kg}{m^3}$.

Remplazando n por el número máximo de rpm y V_0 por la velocidad máxima y mínima del viento utilizando las expresiones (4.12) a (4.17) se obtiene las fuerzas máximas y mínimas cuyos valores son 107,94 N y 56,99 N.

Existe una hipotética peor condición que es cuando se pasa de la velocidad máxima del viento a la calma dentro de una tormenta de viento, esto daría como fuerza máxima y mínima 107,94 N y 0 N las cuales son las fuerzas que serán usadas para calcular los momentos flectores M_m y M_a , los momentos torsores son nulos porque las resultantes de la fuerza cortan al eje de giro.

Al ser 0 N la fuerza mínima el momento flector mínimo también es 0, el momento flector máximo se calcula como:

$$M_{maximo} = F_{maxima} * Palanca \quad (4.18)$$

La palanca por el diseño del freno queda en 84 mm ya que se supone que la fuerza actúa en el centro del freno de 160 mm y el freno se separa de la pala 4 mm, el valor máximo del momento flector por lo tanto es de 9,07 Nm.

$$M_m = \frac{M_{maximo} + M_{minimo}}{2} = 4,53 Nm$$

$$M_a = \frac{(M_{maximo} - M_{minimo})}{2} = 4,53 Nm$$

El único dato que hace falta para aplicar la ecuación (4.7) es el coeficiente de diseño n, el cual se tomara con un valor de 5 por ser el freno un componente critico de seguridad de la máquina y tomando las recomendaciones de Norton, se estima que las condiciones del entorno en las cuales se utilizara el freno pueden llegar a ser en extremo agresivas.

Información	Calidad de la información	Factor de diseño
F1 Datos del material disponible de pruebas	El material realmente utilizado fue probado	1,3
	Representativos del material utilizado	2
	Suficientemente representativos del material utilizado	3
	Poco representativo del material utilizado	5 o más
F2 Condiciones del entorno en el cual se utilizará	Idénticas a las condiciones de prueba del material	1,3
	Entorno de ambiente de habitación	2
	Moderadamente agresivo	3
	Extremadamente agresivo	5 o más
F3 Modelos analíticos para cargas y esfuerzos	Modelos probados contra experimentos	1,3
	Representativos del sistema con precisión	2
	Representa al sistema en forma aproximada	3
	Modelos que representan burdamente el sistema	5 o más

Tabla 4.8: Coeficientes de seguridad o diseño según sea el caso aconsejado por Norton (Norton, 2011).

Esto da como resultado del diámetro del eje principal un valor de $12,72 \text{ mm}$, en la industria se consiguen barras de $\frac{9}{16} \text{ pulg}$ ($14,29 \text{ mm}$) y de $\frac{1}{2} \text{ pulg}$ ($12,7 \text{ mm}$), por lo que se seleccionara en esta ocasión la barra de $\frac{9}{16} \text{ mm}$ y se la maquinara hasta llegar a los $13,11 \text{ mm}$ de diámetro, que es superior a los $12,74 \text{ mm}$ necesarios, la justificación de esta media esta en el apartado siguiente.

4.6.3 Resortes de torsión para posicionamiento y retención del freno

Para la selección de los resortes de torsión se pensó en colocar los resortes más grandes con mayor torque máximo y de medida estándar que cupieran en el espacio disponible dentro del freno por las siguientes razones:

1. *Mientras más fuerza ejerce el resorte mayor es la fuerza de retención por fricción y menor es la fuerza que tiene que hacer el imán para evitar que el freno se dispare antes de tiempo, lo que lleva a un imán más chico y barato.*
2. *Mientras mayor es el resorte mayor es su fuerza, lo que disminuye la cantidad de resortes a colocar para ubicar el freno y retenerlo, disminuir la cantidad de resortes equivale a bajar la cantidad de piezas que pueden fallar logrando de esta manera un diseño más robusto.*
3. *Al ser resortes estándar es más fácil y económica su adquisición en caso de fabricación o reparación.*

Por lo tanto, a través de un pequeño estudio de mercado se encontró un resorte cuyas características se dan en la tabla 4.9:

Descripción	Especificaciones	Unidades
Tipo	Torsión	-
Diámetro exterior	19	mm
Diámetro del alambre	2,16	mm
Torque máximo	1453,1	Nmm
Deflexión a torque máximo	90	grados
Radio	31,75	mm
Poste de trabajo /Mandrill	13,11	mm
Posición libre de los extremos	90	grados
Longitud de las patas	63,5	mm
Longitud del cuerpo	11,56	mm
Dirección del enrollado	Izquierdo/Derecho	-
Espiras totales	4,25	-
Material	Alambre de piano	-

Tabla 4.9: Características del resorte torsor seleccionado.

Al ver que el poste de trabajo máximo de este tipo de resorte es de 13,11 mm es que se recomienda dejar el eje principal sobre el que van montados de dicho diámetro, ya que maquinar el eje más allá de esta medida sería un desperdicio de material y un aumento de trabajo sin ninguna ganancia apreciable sobre el desempeño del freno.

El diseño del freno lleva cinco resortes de este tipo montados sobre el eje principal que producen un torque neto de $7265,5 \text{ Nmm}$, esto permite que una persona pueda acomodar al freno en posición de plegado con relativa facilidad ya que los estudios ergonómicos demuestran que una mano humana promedio puede aplicar una fuerza de 100 N fácilmente, por lo que puede considerarse $F = 100 \text{ N}$ para su cálculo. y de acuerdo con esta fuerza se puede calcular el torque (Portela, s.f.), para nuestro caso una persona tendría la capacidad de aplicar un torque de 8 Nm para acomodar el freno mas que suficiente para vencer los $7,3 \text{ Nm}$ que aplican los resortes.

4.6.4 Tapa de acero del freno, tapa de la pala del aerogenerador de acero y tapa del freno de fibra

Para las tapas de metal se optó por chapas $1,6 \text{ mm}$ del material SAE 1010, este es el acero más barato, la tapa del freno debe ser un material magnético ya que, si no, no existiría la fuerza de atracción provocada por el imán, además esta tapa agrega peso al freno que sirve para desprenderlo en el momento adecuado.

En cuanto a la tapa de la pala se hace de metal en lugar del material de fibra porque a ella se van a anclar los ejes primario y secundario del freno y los mismos deben ser soldados por el tipo de solicitaciones que deben soportar, ya que por ella se transmitirán los esfuerzos que produce el frenado.

En cuanto a la tapa de fibra de vidrio con resina epoxi, se opta por esta porque es del mismo material que el cuerpo del freno por lo que se moldea como un todo y no como una pieza aparte, siendo este un material resistente y blando, y por sobre todo más barato que el acero.

4.6.5 Eje secundario

Se decidió que el eje secundario sea del mismo material que el eje principal acero SAE 1045 laminado en caliente, para el cálculo del diámetro del eje se sabe que sobre el actúa la fuerza que equilibra el momento generado por los resortes, entonces debe equilibrar un momento de $7265,5 \text{ Nmm}$ apercibiendo un brazo de palanca de 40 mm , esto da una fuerza neta resultante sobre el eje de $181,64 \text{ N}$.

Para el dimensionamiento se utilizará la teoría de falla de la energía de distorsión de los materiales dúctiles que expresa que la energía de deformación máxima predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material (Budynas & Nisbett, 2011), esta teoría también es conocida como esfuerzo máximo de Von Mises. Expresada en forma matemática.

$$\sigma' \leq \frac{S_y}{n} \quad (4.19)$$

Donde σ' se conoce como el esfuerzo de Von mises:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (4.20)$$

σ_i Esfuerzos principales.

n Coeficiente de diseño.

Las tensiones principales se pueden calcular en esfuerzo plano de la siguiente manera:

$$\sigma_1, \sigma_3 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad y \quad \sigma_2 = 0 \quad (4.20)$$

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A} \text{ en caso de eje redondo } \tau_{xy} = \frac{4F}{\pi d^2} \quad (4.21)$$

$$\sigma_x = -\frac{My}{I} \text{ en caso de eje redondo } \sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (4.22)$$

Al realizar los cálculos teniendo en cuenta que el largo propuesto del eje es de 3 mm (esto da la separación mínima del freno de la pala al momento de activación), el coeficiente de diseño se fijó con un valor de tres y no se tiene en cuenta la concentración de esfuerzo pues es un dimensionado estático de un material dúctil se llega al que el valor mínimo necesario del diámetro del eje es de 3,8 mm, en el mercado la varilla estándar tiene una medida de 4 mm por lo que se recomienda usar esta varilla directamente.

4.6.6 Imán de retención del freno

El imán de retención debe proporcionar la fuerza de atracción suficiente para que el freno se despliegue a la velocidad requerida, en nuestro caso 260 rpm o su equivalente $27,22 \frac{1}{s}$, que da una velocidad tangencial en la punta de pala de $43,56 \frac{m}{s}$.

El peso de la parte móvil del freno que se despliega se pudo obtener del programa SolidWorks, cuyos valores están resumido en la tabla 4.10.

Parte del freno	Peso [Kg]
Tapa de metal	0,03274
Cuerpo del freno	0,15795
Total	0,19069

Tabla 4.10: Peso de las partes desplegables (la tapa de fibra no se puso pues su peso en comparación es despreciable).

La fuerza que intenta desprender en freno por lo tanto es:

$$F_{despliegue} = \omega^2 * r * masa + g * masa \quad (4.23)$$

La fuerza de despliegue es 229,71 N.

La fuerza de retención debe equilibrar esta fuerza, y ella sale de la fricción que existe entre los ejes con la tapa de acero del freno, más la fricción del resorte contra el cuerpo del freno y la atracción del imán o los imanes.

$$229,71 N = F_1 * \mu_1 + F_2 * \mu_2 + F_{iman} \quad (4.24)$$

F_1 fuerza aplicada por los resortes sobre el eje secundario 181,64 N

F_2 fuerza aplicada por los resortes sobre el cuerpo del freno $\frac{7265,5 Nmm}{63,5 mm} = 114,42 N$

Siendo $\mu_1 = 0,8$ el coeficiente de fricción estática del acero sobre acero. Cabe aclarar que, según los resultados de la búsqueda, existen diferentes coeficientes de fricción entre el acero y la fibra de vidrio, y el valor específico dependerá de una serie de factores, incluidos los tipos específicos de acero y fibra de vidrio involucrados, el acabado o rugosidad de la superficie y las condiciones de funcionamiento (presión, temperatura y humedad). Los resultados de la búsqueda no brindan una respuesta clara y consistente a la pregunta de cuál es el coeficiente de fricción entre el acero y la fibra de vidrio. Sin embargo, algunos de los resultados sugieren que el coeficiente de fricción entre el acero y la fibra de vidrio puede ser relativamente bajo, especialmente si la fibra de vidrio se trata con un revestimiento de baja fricción o si incluye un lubricante como componente, también se sabe que la fibra de vidrio se usa en aplicaciones de bajo desgaste por lo que su coeficiente de fricción ha de ser bajo, por lo que en el presente PIP se supuso que el coeficiente de fricción del acero con la fibra de vidrio tiene el mismo valor que el de acero con teflón dejando un $\mu_2 = 0,04$.

Esto hace que la fuerza del imán o los imanes según sea necesario sea de $79,83\text{ N}$ u $8,14\text{ Kg}$. Por cuestiones de espacio no se puede poner un solo imán que produzca toda esa fuerza de sujeción, el mismo no entraría en el perfil de la pala del generador, entonces se optó por usar 4 imanes más chicos, de esta manera se pueden acomodar dentro del perfil y la fuerza queda distribuida de forma más pareja sobre toda la superficie de la tapa de metal del freno.

Las características de los imanes a utilizar se dan en la figura 4.6

1. Datos técnicos

Cód. artículo	S-12-10-N
EAN	7640155437790
Material	NdFeB
Forma	Disco
Diámetro	12 mm
Alto	10 mm
Tolerancia	+/- 0,1 mm
Sentido de magnetización	axial (paralelo al alto)
Revestimiento	níquelado (Ni-Cu-Ni)
Tipo de fabricación	sinterizado
Magnetización	N45
Fza. sujec.	aprox. 5,3 kg (aprox. 52 N)
Fuerza de desplazamiento	aprox. 1,1 kg (aprox. 10,4 N)
Temperatura de servicio máx.	80°C
Peso	8,5954 g
Temperatura de Curie	310 °C
Remanencia Br	13200-13700 G, 1.32-1.37 T
Coercitividad bHc	10.8-12.5 kOe, 860-995 kA/m
Coercitividad iHc	≥12 kOe, ≥955 kA/m
Producto energético (BxH)max	43-45 MGOe, 342-358 kJ/m ³

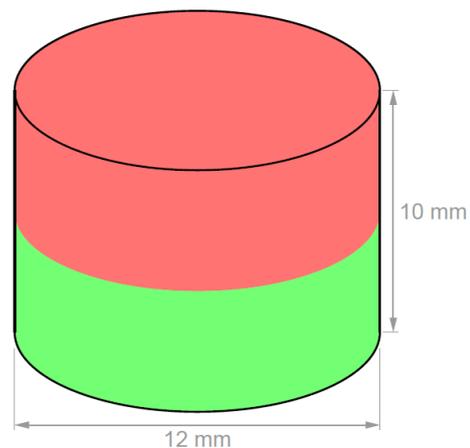


Figura 4.6: Datos técnicos de imán de neodimio fabricado por supermagnete 78244 Gottmadingen, Alemania.

Este tipo de imán según fabricante atrae una placa de acero de $1,6\text{ mm}$ de espesor a una distancia de $1,6\text{ mm}$ con una fuerza de $18.109\text{ N} \sim 1.846\text{ kg}$.

Al mantener esta configuración final el freno realmente se desplegaría a una velocidad un poco menor de la límite, la misma sería a $26,88\frac{1}{5}$ o $256,64\text{ rpm}$.

4.6.7 Tratamiento termoquímico

En el sistema de disparo del freno la mayor parte de la fuerza de retención es provista por el rozamiento del mecanismo entre el eje secundario y la tapa de metal del cuerpo del freno. El rozamiento metal con metal varía con el tiempo, dependiendo del estado de las superficies en contacto. Como solución en este PIP se propone cementar el eje secundario una vez soldado y

también cementar la perforación en la tapa de metal del cuerpo del freno donde el eje secundario se introduce de esta manera se logran dos superficies resistentes al desgaste por rozamiento y deformación que proveerán de una fuerza de retención bien definida. Como la finalidad de la cementación en este caso es solo la protección contra el desgaste y la deformación la profundidad de la misma será baja de 0.1 a 0.5 mm.

4.7 Datos teóricos de funcionamiento.

Al tener la configuración completa del freno, utilizando los valores de las tablas 4.4 y 4.5 junto con las ecuaciones 4.12, 4.13, 4.14, 4.16 y las expresiones:

$$T_{freno} = r_{palanca} * F * \cos(\alpha + 6^\circ) \quad (4.25)$$

$$T_{neto} = T - T_{freno} \quad (4.26)$$

$r_{palanca}$ tiene un valor de 1,52 m

Se puede obtener el funcionamiento teórico del freno en el rango de velocidades de funcionamiento del aerogenerador, esto se resume en la tabla 4.11 y la figura 4.

T_{neto} [Nm]	T_{freno} [Nm]	F [N]	V_{rel} [$\frac{m}{s}$]
-79.61	27.656	18.316	27.906
-98.70	35.049	23.247	31.443
-179.15	65.260	43.360	42.950
-168.94	65.601	43.754	43.171
-131.23	55.127	36.933	39.699
-106.21	48.962	32.969	37.553
-99.49	48.213	32.553	37.342
-78.20	44.533	30.342	36.144
-72.02	43.263	29.574	35.719
-71.13	44.689	30.653	36.404
-65.49	43.527	29.962	36.031
-57.81	42.258	29.306	35.721
-54.78	42.582	29.767	36.096
-48.87	40.940	28.859	35.645
-48.00	41.325	29.388	36.082
-46.62	41.682	29.916	36.526
-45.32	40.935	29.663	36.498
-47.41	41.294	30.222	36.977
-45.97	39.705	29.359	36.586
-47.50	40.560	30.310	37.322
-47.78	40.475	30.576	37.642
-47.13	40.409	30.867	37.982
-46.13	39.950	30.865	38.149
-46.35	40.312	31.505	38.717

Tabla 4.11: Funcionamiento del generador con el freno desplegado.

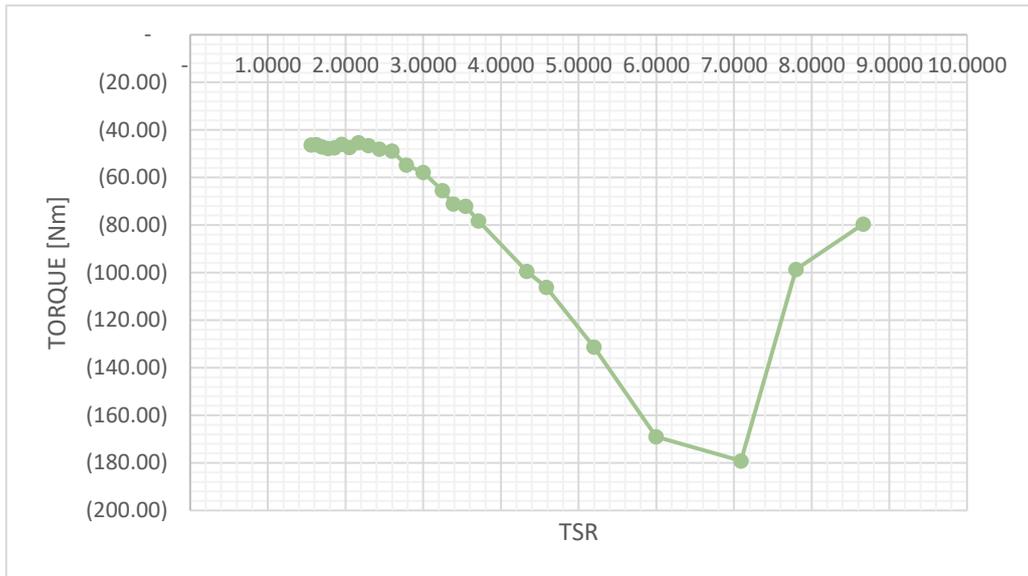


Figura 4.7: Torque neto producido en el aerogenerador en rango de funcionamiento con el freno desplegado.

Como se puede observar el torque neto siempre es negativo lo que significa que el dispositivo cumple su función de ir frenado la turbina eólica, se corre el riesgo de pensar que el freno logra detener totalmente la turbina luego de un tiempo prudencial, pero esto no se puede asegurar hasta que el freno sea probado ya que las hipótesis de placa plana y de perfil aerodinámico fallan a muy bajas velocidades, lo que se puede decir de esto es que el freno nunca permitiría sobrepasar la velocidad de rotación límite protegiendo de esta manera a la turbina.

4.8 Ensayos y verificación

4.8.1 Ensayo estático analítico de la pala del aerogenerador y pieza plano numero 9 ANEXO I

A través del software SolidWorks se simuló una pala del aerogenerador, las características del material para la construcción de la pieza que es el nombrado en el apartado 4.2.2 fueron las obtenidas en el PIP “VERIFICACIÓN ESTRUCTURAL DE COMPONENTES MECÁNICOS, DE UNA PEQUEÑA TURBINA EÓLICA” del alumno Cortina, se traen aquí resumen dos imágenes (Figuras 4.8 y 4.9) obtenidas de dicho PIP que resumen las propiedades del material, se cargó la pala en la situación más desfavorable de funcionamiento, freno desplegado durante la peor ráfaga de viento en 50 años y turbina eólica girando a 260 rpm, se supuso que las uniones atornilladas sobre la pala son perfectamente rígidas, estos fueron los resultados creados por las cargas del freno.

Propiedades Tablas y curvas Apariencia Rayado Personalizado Datos de apl

Propiedades de material
 No se pueden editar los materiales en la biblioteca predeterminada. Para editar un material, cópielo primero a una biblioteca personalizada.

Tipo de modelo: **Isotrópico elástico lineal**

Unidades: **SI - N/m² (Pa)**

Categoría:

Nombre: **Pala**

Criterio de fallos predeterminado: **Tensión de von Mises máx.**

Descripción: **Pala**

Origen:

Sostenibilidad: **No definido** **Seleccionar...**

Propiedad	Valor	Unidad
Módulo elástico	4060000000	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.3939999938	N/D
Módulo cortante	318900000	N/m ²
Densidad de masa	1653	kg/m ³
Límite de tracción	1228000000	N/m ²
Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	982400000	N/m ²

Figura 4.8: Propiedades mecánicas del material con el que se construye cada una de las palas del aerogenerador.

Propiedades mecánicas	Cálculos de material compuesto	Cálculos Software Solidworks
Densidad	1553 Kg/m ³	1653 Kg/m ³
Limite de tracción	1268 Mpa	1228 Mpa
Módulo elastico	4,26 Gpa	4,06 Gpa

Figura 4.9: Comparación de propiedades mecánicas del material según PIP realizado por el alumno Cortina.

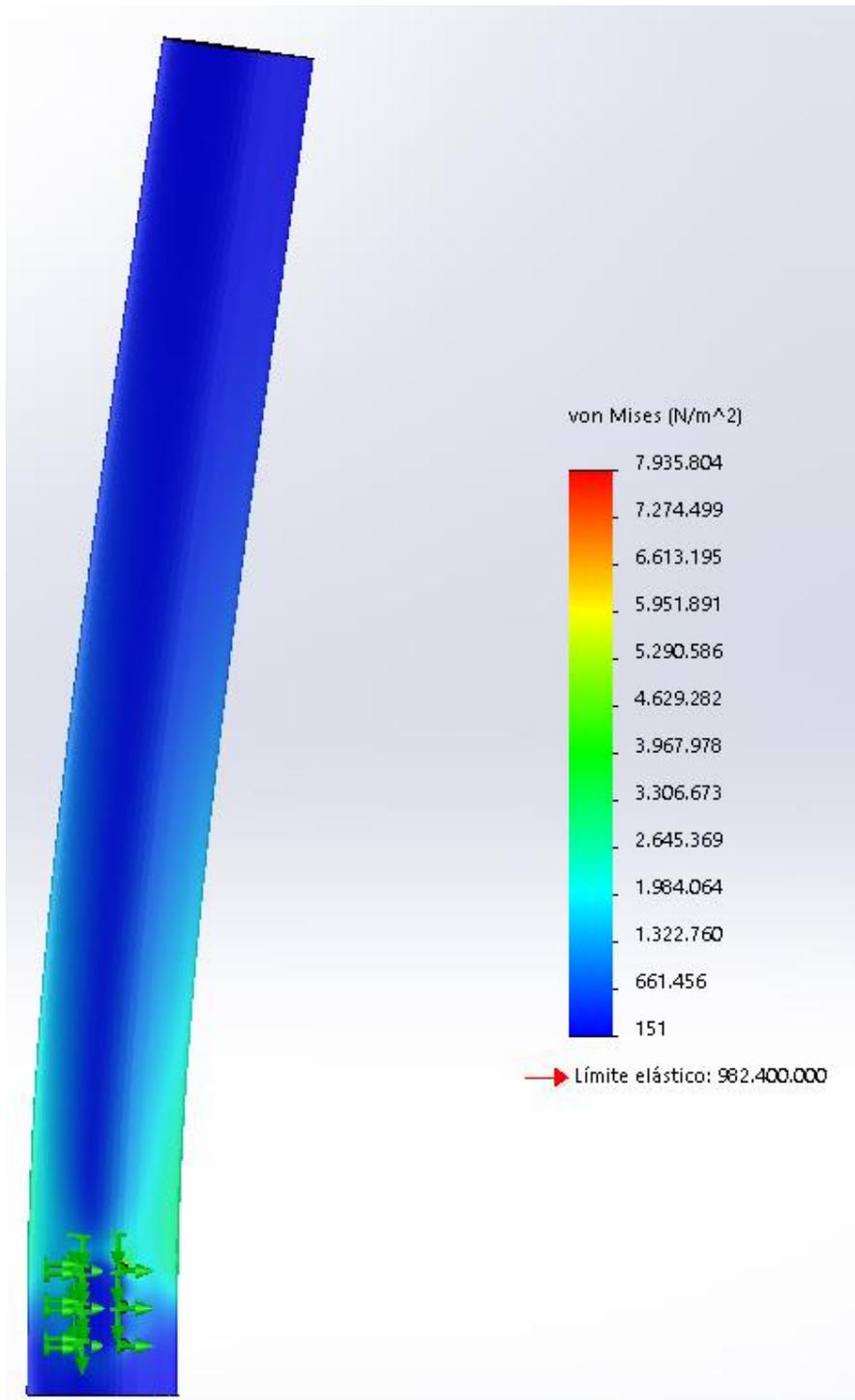


Figura 4.10: Análisis de tensiones de Von Mises

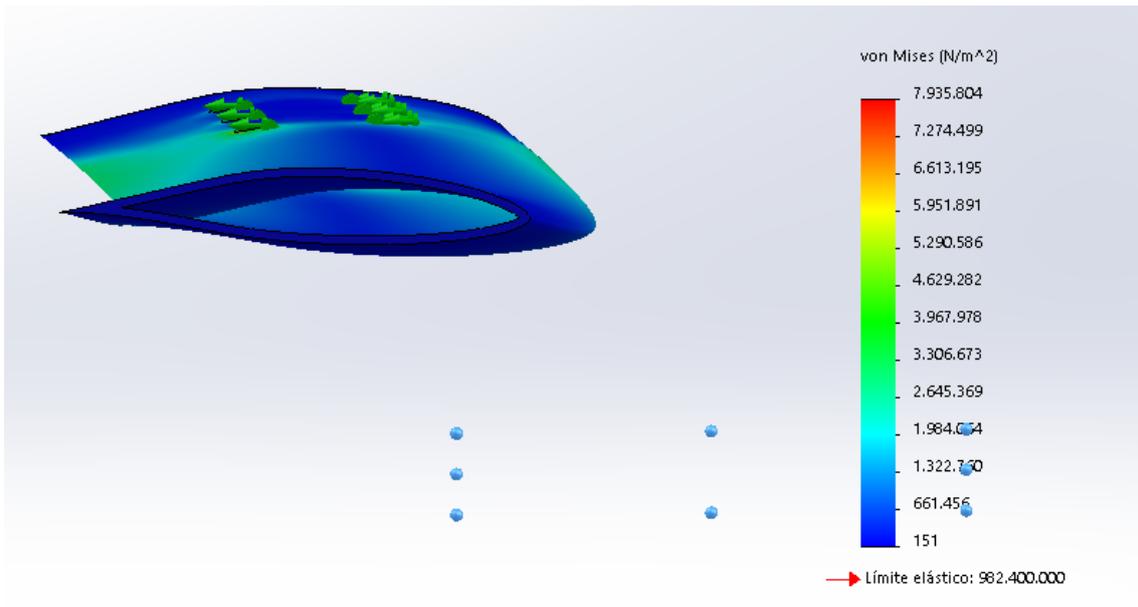


Figura 4.11: Análisis de tensiones de Von Mises

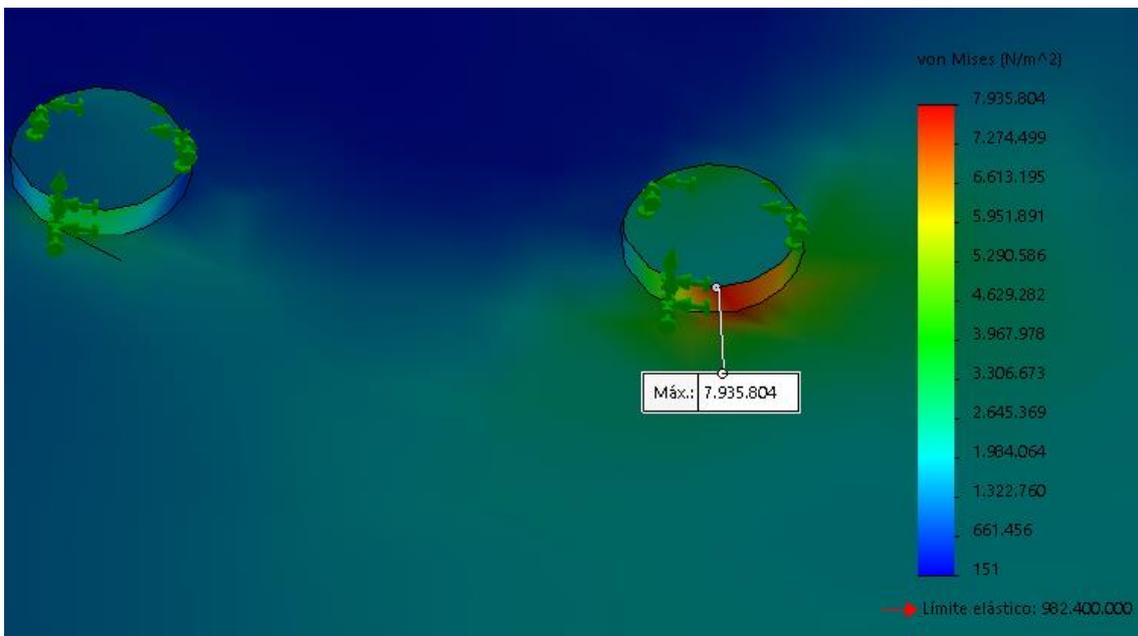


Figura 4.12: Análisis de tensiones de Von Mises

A partir del ensayo de tensiones se observa que la máxima sollicitación se da en una de las uniones atornilladas con un valor de 7,93 Mpa, el límite elástico del material estimado es de 982,4 Mpa por lo que la pala no tendría que tener una falla estructural y de prestaciones.

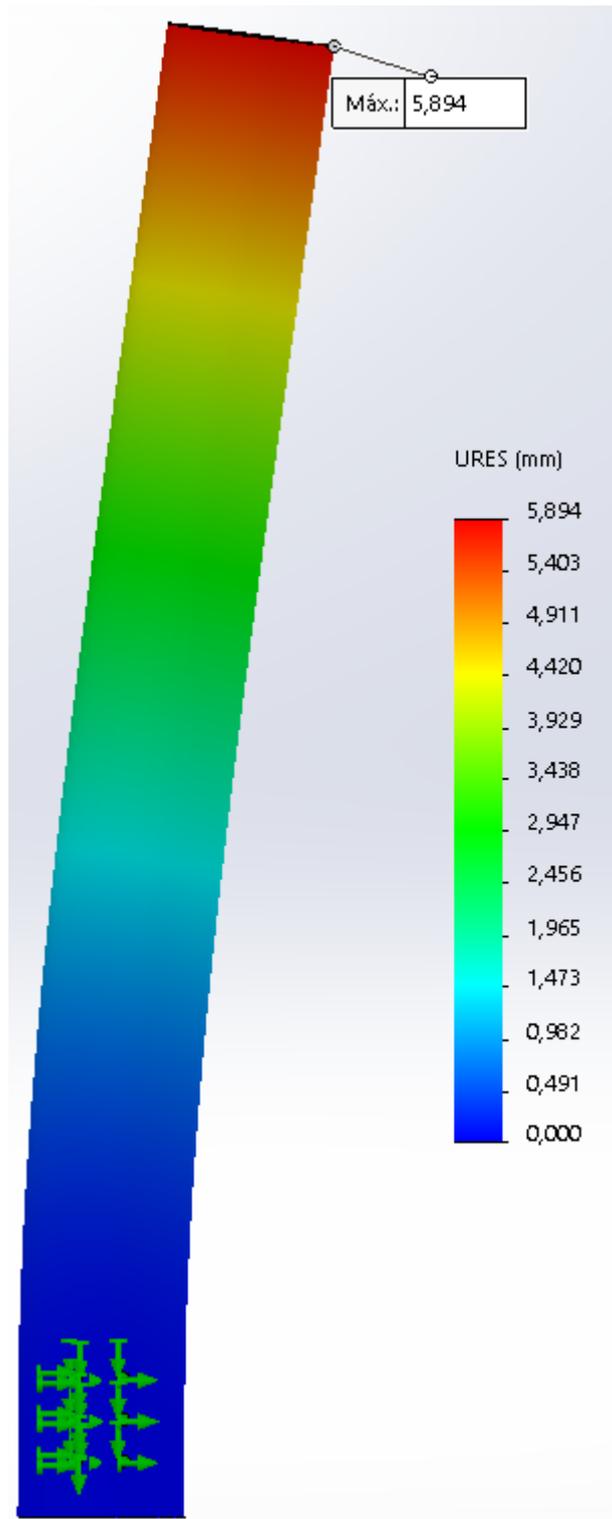


Figura 4.13: Análisis de desplazamiento

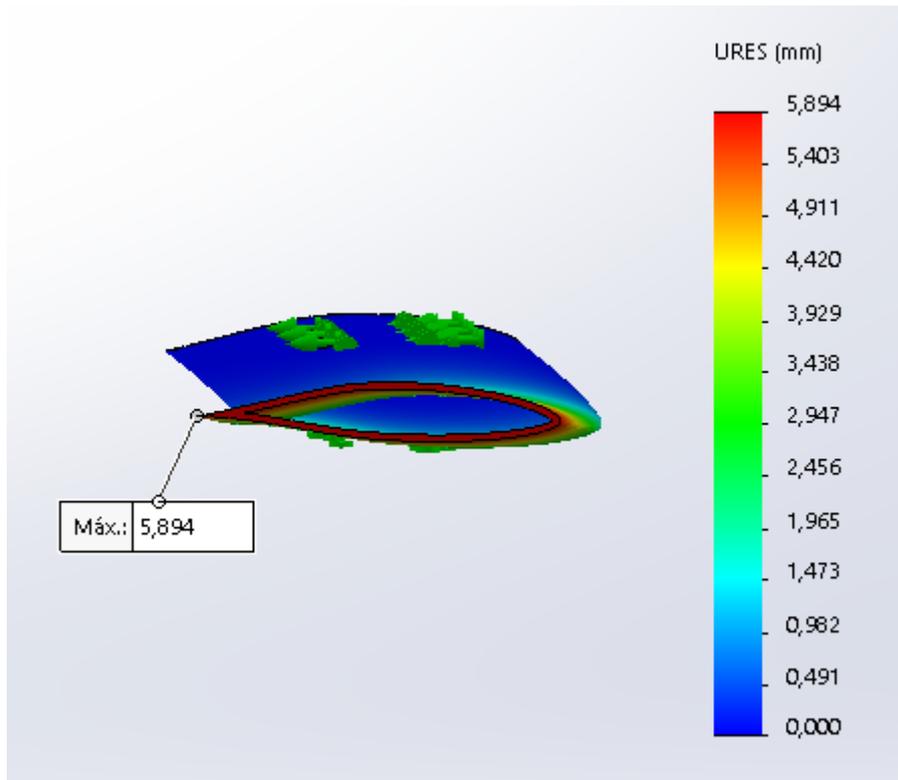


Figura 4.14: Análisis de desplazamiento

En cuanto al análisis de desplazamiento se ve que su máximo es de 5,894 mm con respecto a la posición que tiene en reposo, este desplazamiento no pone en riesgo a la pala ni al funcionamiento normal de la turbina, no entra en interferencia con ninguna parte de la máquina y una vez quitada la carga vuelve a su posición normal.

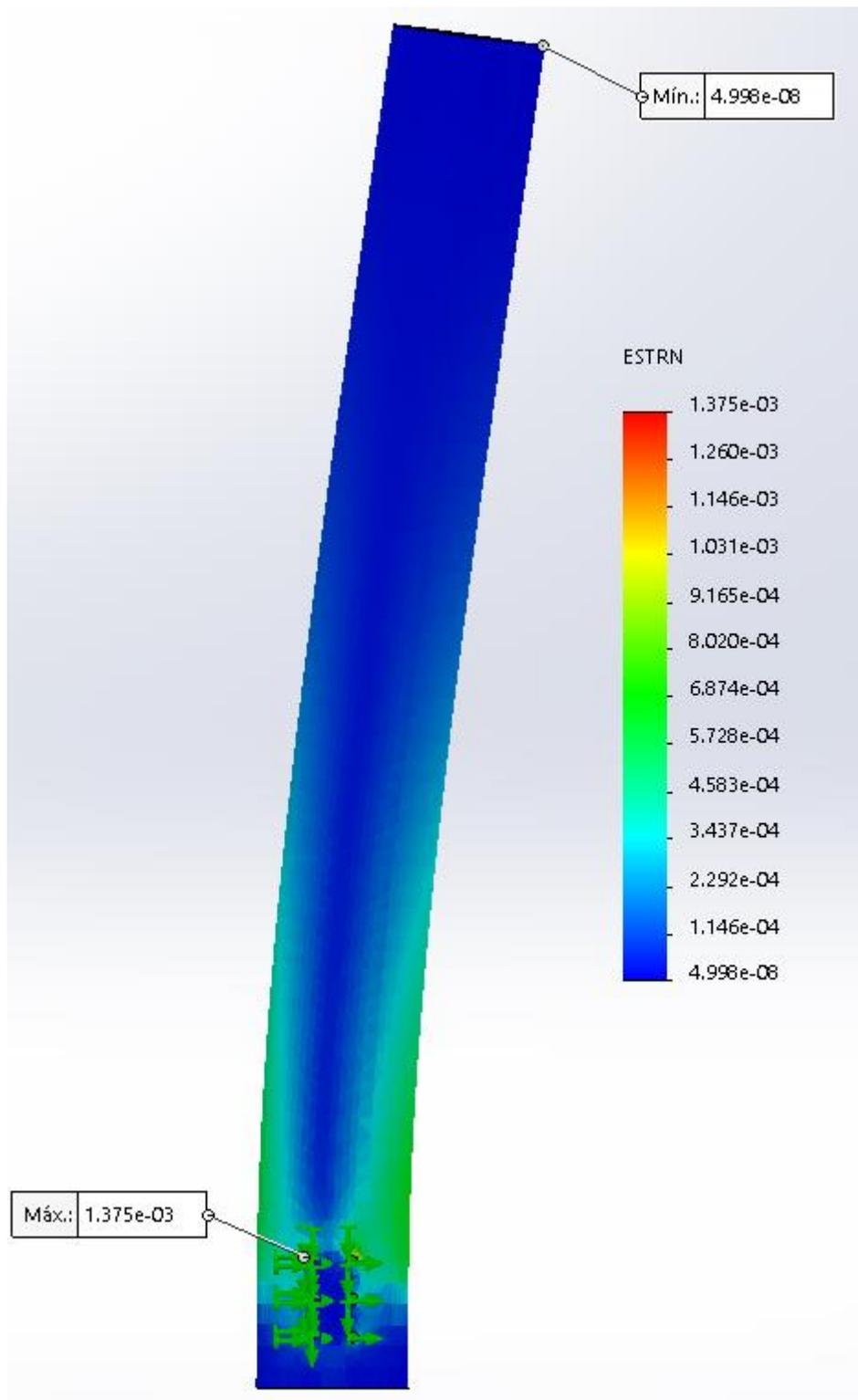


Figura 4.15: Análisis de deformaciones unitarias.

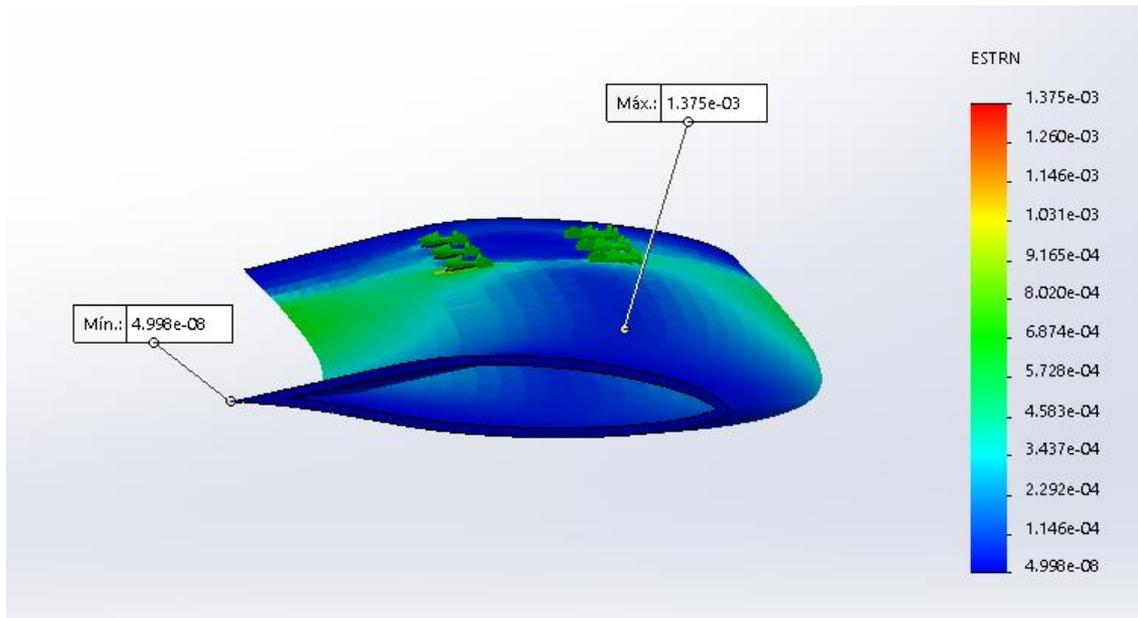


Figura 4.16: Análisis deformaciones unitarias

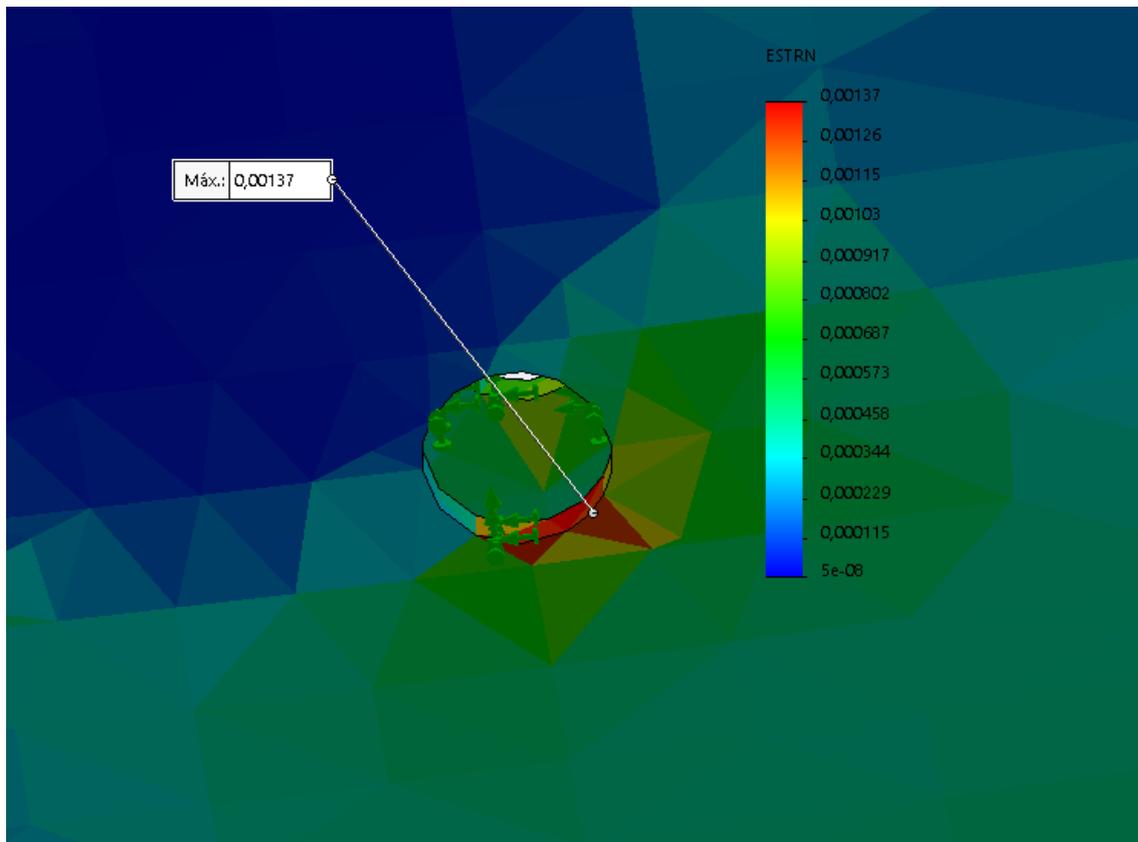


Figura 4.17: Análisis deformaciones unitarias.

Como se puede observar a partir del análisis de deformaciones unitarias, se da la máxima deformación en el mismo punto donde se da el esfuerzo máximo (figura 4.12 y figura 4.17), y se da la mínima deformación unitaria en el mismo punto que sufre el mayor desplazamiento (figura 4.15 y figura 4.13).

Para la simulación analítica de la pieza de montaje número 9 del ANEXO II se cargó el eje principal en la situación más desfavorable de funcionamiento, freno desplegado durante la peor

ráfaga de viento en 50 años y turbina eólica girando a 260 rpm, se supuso que la cara posterior de la tapa de metal del freno esta fija en su posición perfectamente rígidas, el material para los ejes es acero SAE-1045 y para la tapa de metal acero SAE-1010, las propiedades de estos materiales al ser comunes viene precargadas en el software, estos fueron los resultados creados por las cargas del freno.

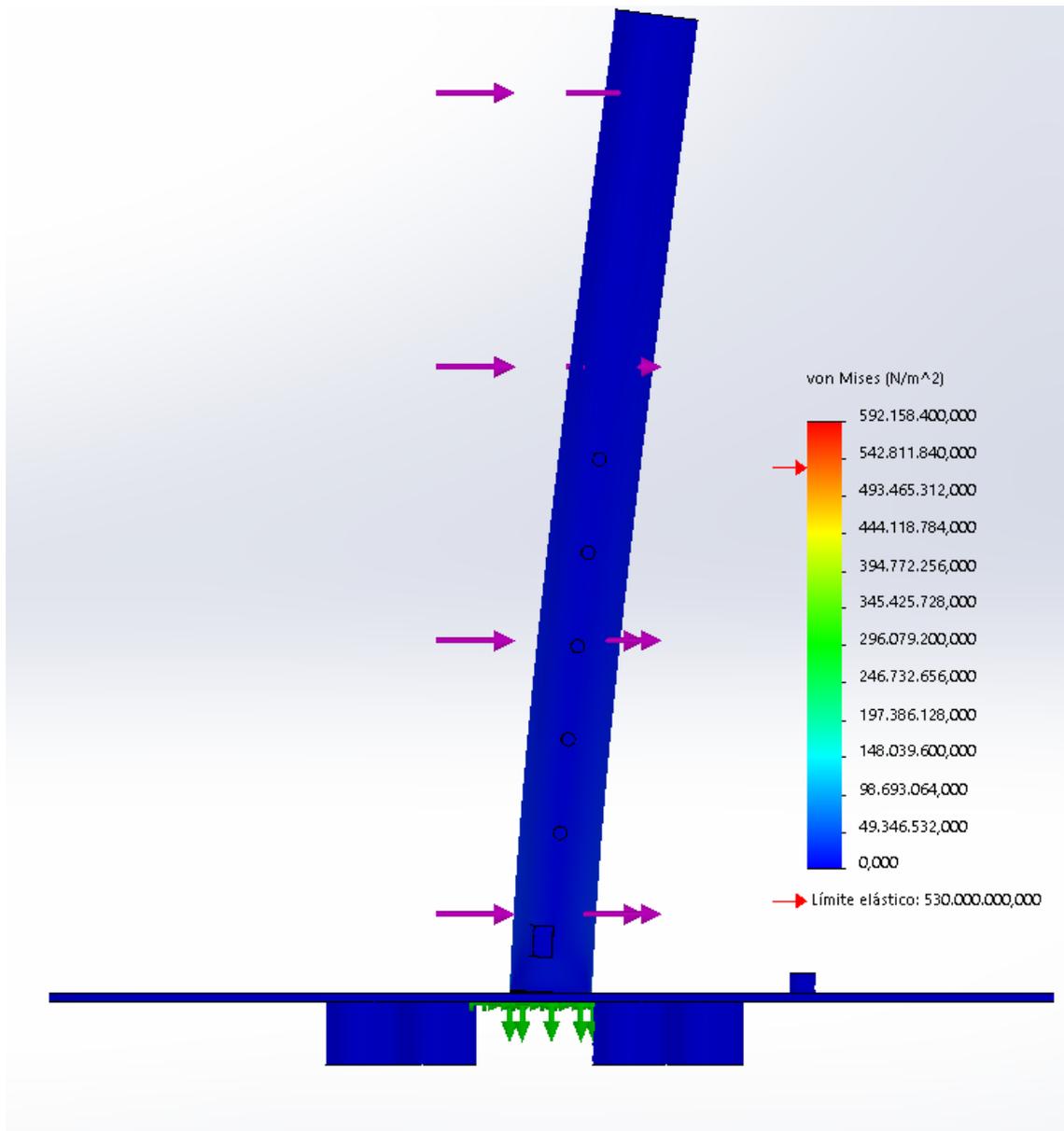


Figura 4.18: análisis tensiones de Von Mises.

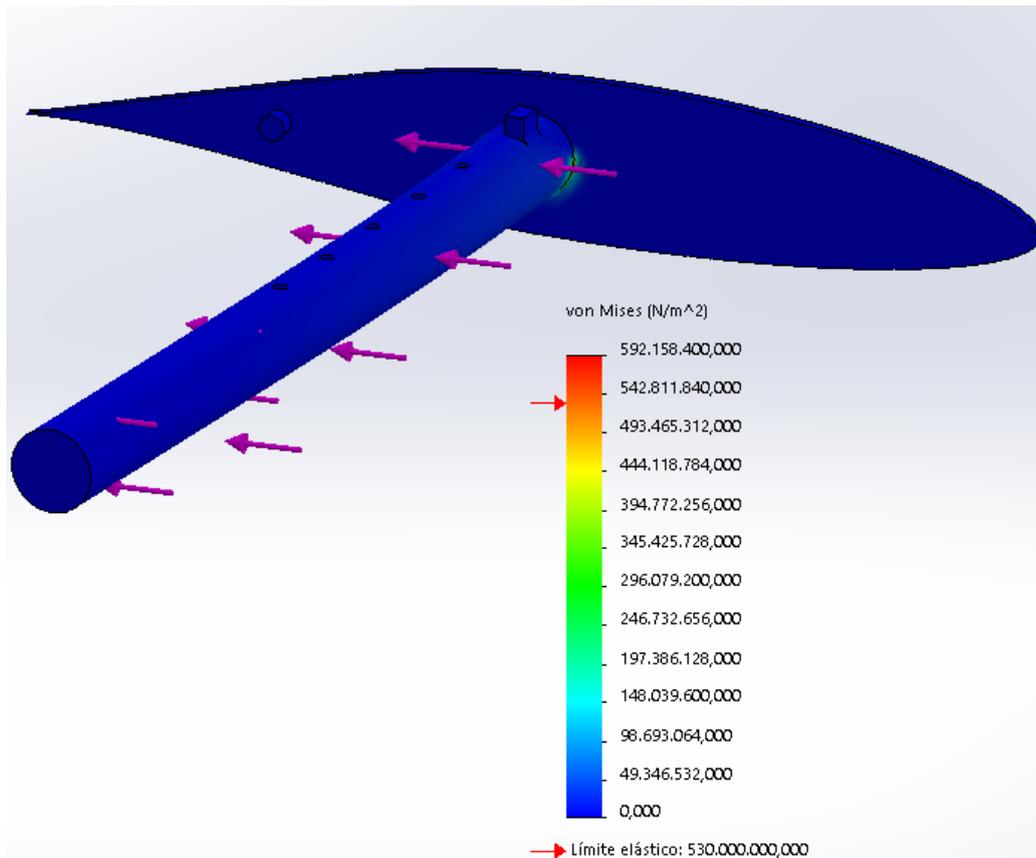


Figura 4.19: análisis tensiones de Von Mises.

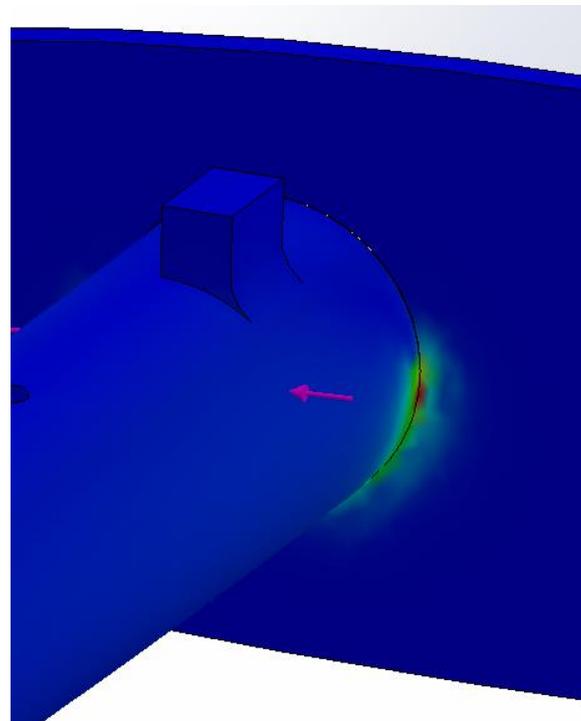


Figura 4.20: análisis tensiones de Von Mises

De los resultados dados se puede observar que la pieza resistirá la función del freno, hay un punto que sufre una pequeña deformación plástica, lo que producirá un endurecimiento localizado en dicha zona no poniendo en riesgo el funcionamiento de la pieza.

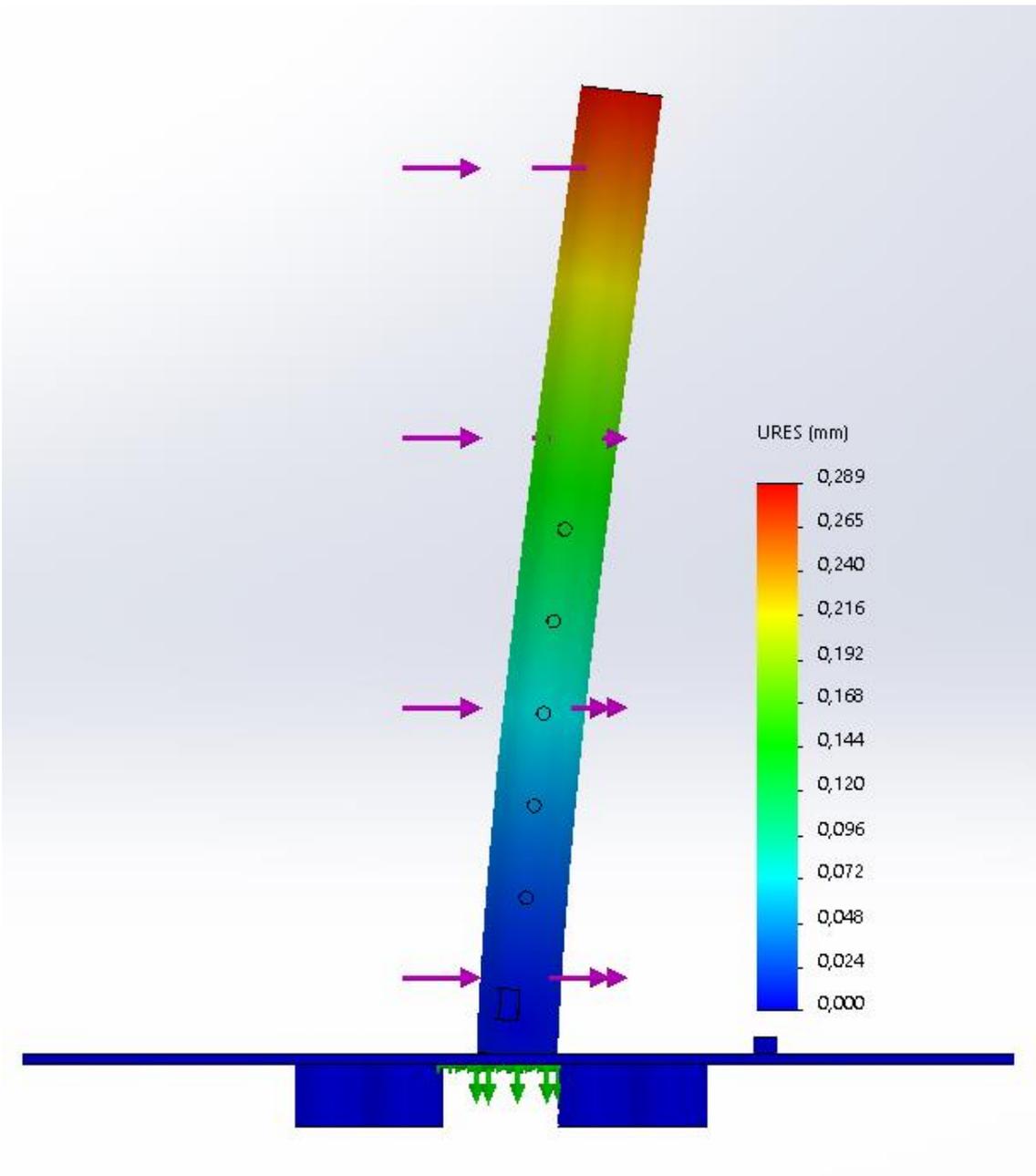


Figura 4.21: análisis de desplazamiento.

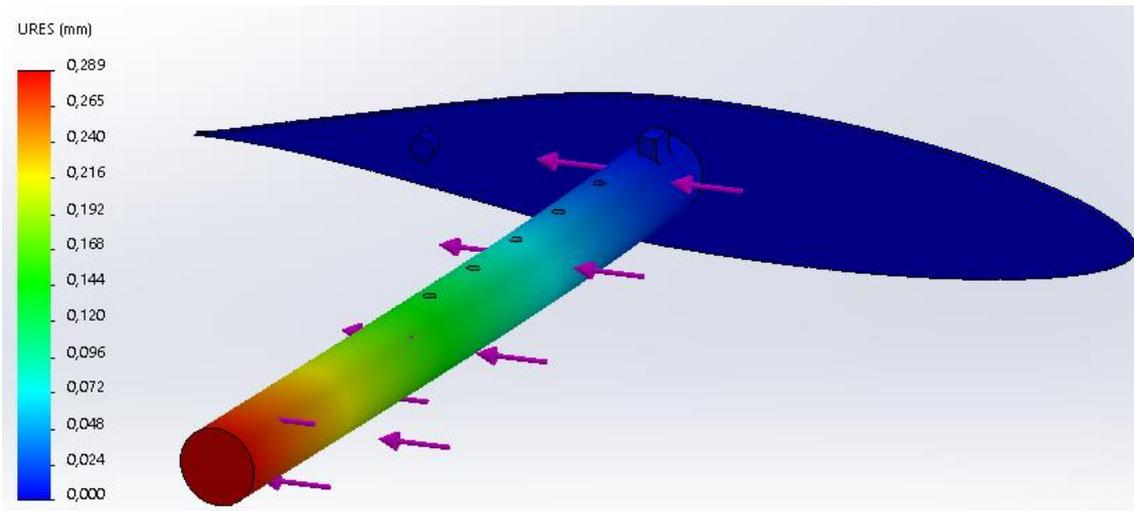


Figura 4.22: análisis de desplazamiento.

Como se puede observar el desplazamiento máximo es menor a 0.3 mm, este desplazamiento es mínimo y no afecta en nada al desempeño de la pieza o el freno.

4.8.2 Ensayo de fatiga analítico de la pala del aerogenerador y pieza plano numero 9 ANEXO I

Para el ensayo de fatiga se tomó la variación de fuerza de 107,94 N a 56,99 N cuya relación de carga es de 0,53, esta situación se da dentro de la peor tormenta de viento en un lapso de 50 años, las condiciones de sujeción y las propiedades de los materiales son las mismas que se utilizaron en el apartado anterior, hay que aclarar que la forma de la curva S-N que utiliza el programa esta precargada y la misma tiene una buena adaptación a los aceros, no se puede asegurar si la misma tiene esta adaptabilidad al plástico reforzado con fibra de vidrio, pero al carecer de datos sobre las propiedades de fatiga de dicho material se optó por usar esta forma de curva S-N para tener un parámetro estimativo. Los resultados obtenidos fueron los siguientes.

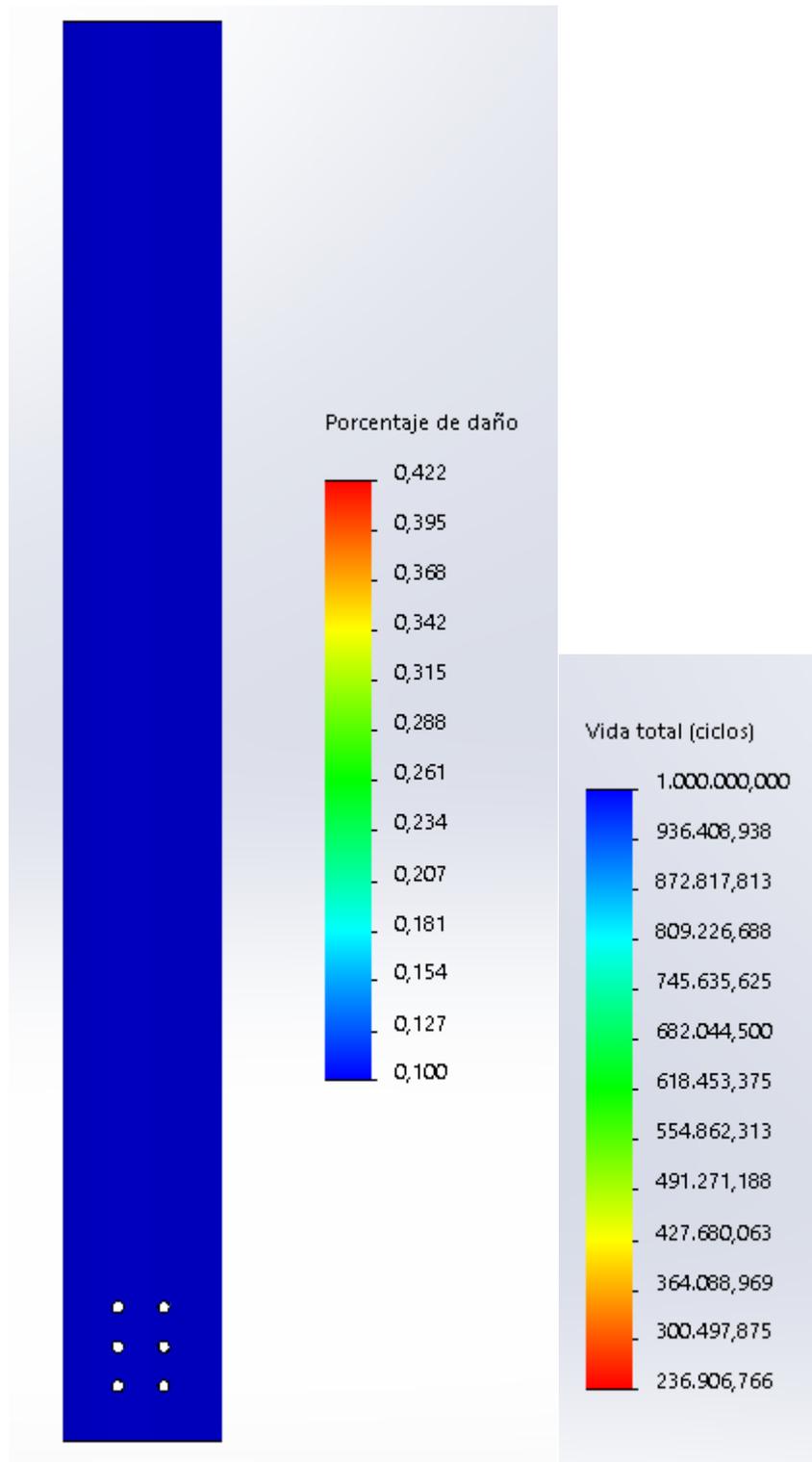


Figura 4.23: análisis de fatiga.

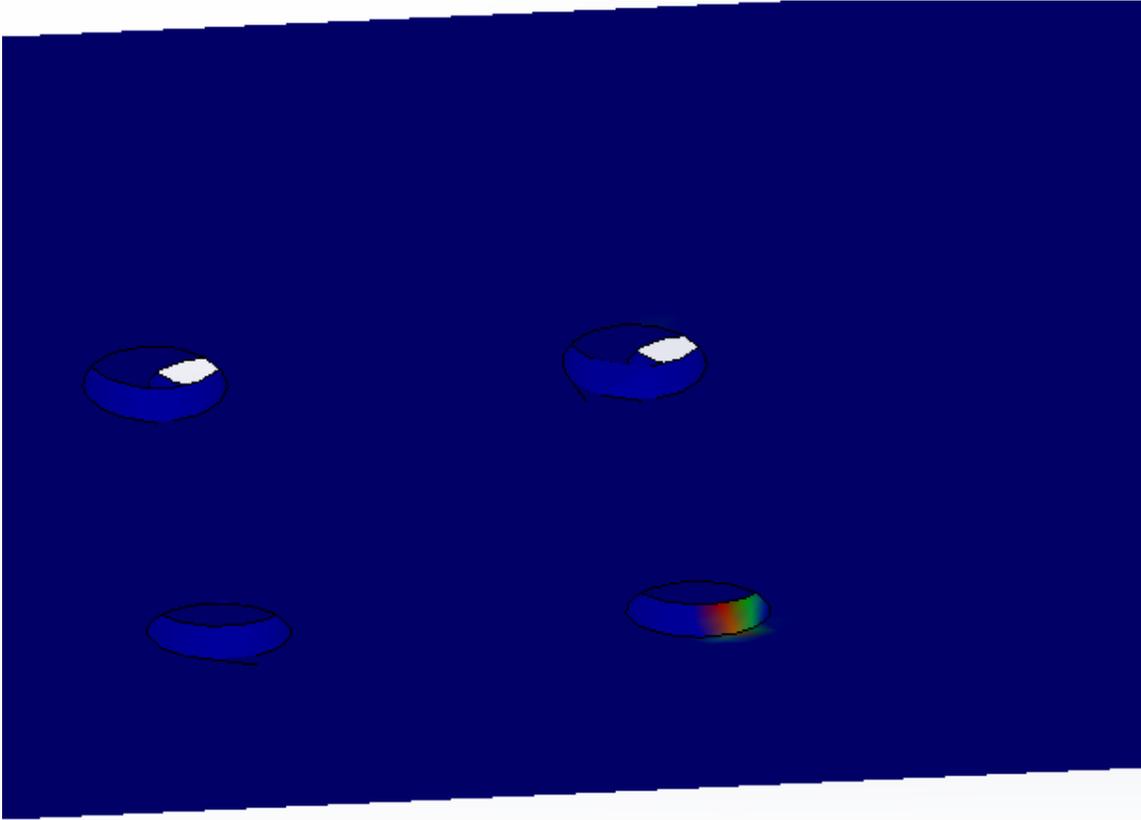


Figura 4.24: análisis de fatiga.

De los resultados de análisis para la pala se puede concluir que la parte más solicitada de la misma es la que se encuentra apareada con los primeros pernos de sujeción vistos desde la punta de la pala hacia el cubo, el porcentaje de daño no supera al 1 % y se encuentra limitado a una pequeña zona, según este ensayo la parte sería capaz de aguantar 236906 ciclos, en el peor de los casos dentro de la tormenta de viento se supone según norma que el mismo tiene una frecuencia de 0.07 Hz lo que se traducen que la pala podría soportar esta tormenta de viento por 921 hs en la situación de frenado.

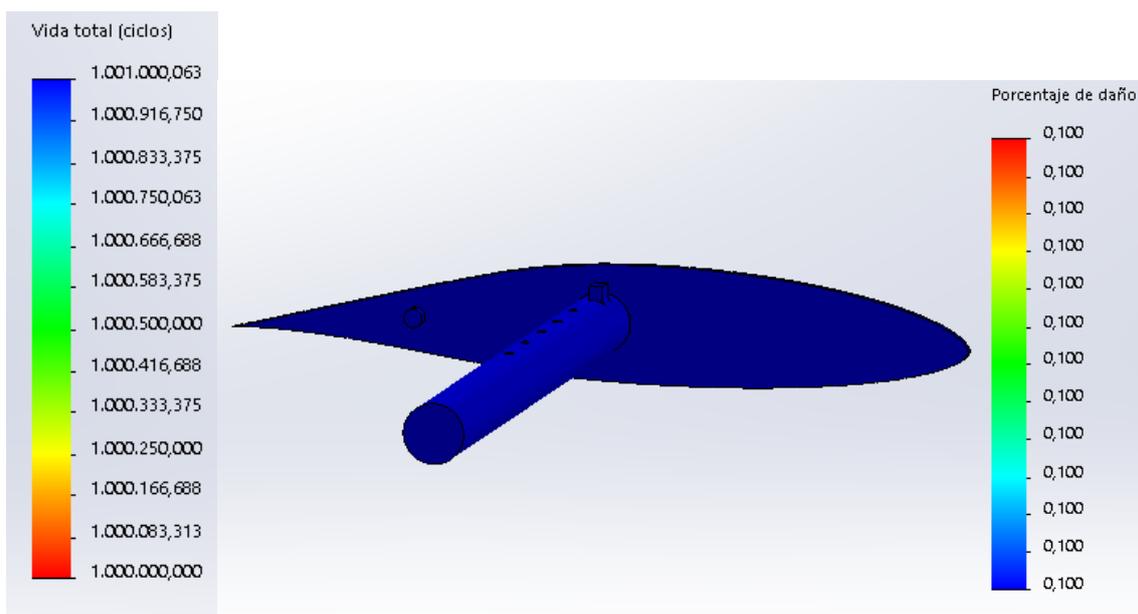


Figura 4.25: análisis de fatiga.

De la Figura 4.25 se puede ver que esta pieza sufre mucho menos que la pala la fatiga, según los datos la misma aguantaría un mínimo de 1000000 de ciclos percibiendo un daño de 0.1%, traducido en horas serian 3888 hs en funcionamiento dentro de una tormenta de viento.

4.8.3 Ensayo de verificación de activación del freno de emergencia

Este ensayo fue realizado sobre un prototipo de fabricación propia, para tener más detalles sobre su construcción consultar ANEXO III, el mismo tiene como finalidad verificar la fuerza necesaria para activar el freno de emergencia, esta fuerza está directamente relacionada con la velocidad a la cual está girando el rotor del generador eólico en el momento de activación del freno mediante la expresión (4.23).

El ensayo consistió en cargar el freno con una fuerza paralela al eje principal del mismo hasta lograr su activación, esto se hizo por medio de dos ladrillos y un bidón de 20 L que se llenó de agua hasta el momento en que el peso combinado del bidón más los ladrillos venció la retención del freno y el mismo se activó. La idea de ir llenando paulatinamente el bidón con agua hasta la activación es que esto simula el aumento de fuerza de desprendimiento que experimentaría el freno a causa del aumento de la velocidad de giro del generador, como la velocidad aumenta de manera continua, la fuerza lo hace de igual manera. Como se dispusieron los elementos para realizar el ensayo se puede ver en la figura 4.26.



Figura 4.26: Montaje de inicio de ensayo.

Luego de la activación se pesó el bidón lleno de agua lo que arrojó un valor de 18.3 Kg como se puede observar en la figura 4.27 y se pesaron los dos ladrillos con un valor de 4.7 Kg figura 4.28.



Figura 4.27: Valor del pesaje del bidón lleno de agua.



Figura 4.28: Valor del pesaje de los dos ladrillos usados en el ensayo.

De aquí se obtiene que la fuerza de retención del freno es de $23 \overline{Kg}$ o 225.4 N, trabajando algebraicamente con la expresión (4.23) se obtiene la expresión (4.27).

$$\sqrt{\frac{F_{despliegue} - g * Peso}{r * Peso}} = \omega$$

Remplazando la $F_{despliegue}$ por la fuerza obtenida en el ensayo, r por 1,6 m que es el largo de la pala, y el peso por el valor obtenido en la Tabla 4.10 se obtiene el valor de la velocidad radial a la cual el freno se despliega, esta es de $27.07 \frac{1}{s}$ o 258.47 rpm , este resultado avala la aproximación teórica hecha en el presente PIP en el que el freno se desplegaría a $256,64 \text{ rpm}$, aunque la velocidad de despliegue según ensayo es un 1% superior a la calculada está por debajo de las 260 rpm como ideal teórico y muy por debajo de las 416 rpm que debe soportar la turbina como máximo según norma IEC 61400-2 Aerogeneradores Parte 2: Requisitos de diseño para aerogeneradores pequeños, antes de que su parte estructural sufra una falla catastrófica.

Se deja las figuras 4.29 a 4.33 como parte de la documentación del ensayo.



Figura 4.29: Prototipo del freno aerodinámico en donde se pueden observar los imanes en la parte superior del freno y los resortes dentro del cuerpo del freno; los ganchos en la parte superior y la argolla de la parte inferior no son parte del diseño del freno, fueron agregados para realizar el ensayo.



Figura 4.30: Montaje del bidón y los ladrillos que simularan la fuerza dinámica de despliegue.



Figura 4.31: Imagen tomada durante el llenado parcial del bidón con agua.



Figura 4.32: Freno activado por la fuerza ejercida por el peso del agua más los ladrillos.



Figura 4.33: Freno activado por la fuerza ejercida por el peso del agua más los ladrillos vista de perspectiva diferente a la Figura 4.22.

5. CONCLUSION

Como conclusión se puede decir que se logró un diseño de freno aerodinámico del tipo punta de pala, junto con su sistema de disparo y accionamiento compuesto por imanes permanentes y resortes de torsión, este sistema de disparo y accionamiento fue ensayado con resultado satisfactorio obteniendo la velocidad de rotación máxima del generador eólico limitada por dicho freno aerodinámico, la velocidad máxima es de $258,47 \text{ rpm}$ lo que protege la integridad del generador durante su funcionamiento, manteniéndolo en un rango de velocidades de rotación del rotor seguras.

El fin del presente PIP era probar si es posible adaptar un freno de punta de pala a una turbina eólica de pequeño tamaño, la respuesta a esta interrogante es que si, su funcionamiento desde el punto de vista analítico es óptimo y funcional, queda para futuros PIP o para aquel que desee profundizar la pregunta de si es rentable y manufacturable, ya que aquí solo se habló de los materiales pero no de sus costos, además no fue tratado el tema del proceso de fabricación y ensamblaje en un sistema de producción.

6. REFERENCIAS

Angisky, S., 2023. *Audiencia Pública de Distribución EDESUR S.A. - EDENOR S.A. - Informe Artículo 36 Decreto*, Buenos Aires: s.n.

Budynas, R. G. & Nisbett, J. K., 2011. *DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY*. novena ed. New York: McGraw-Hill.

European Committee for Electrotechnical Standardization, 2006. *EN 61400-2*. Bruselas: CELENEC.

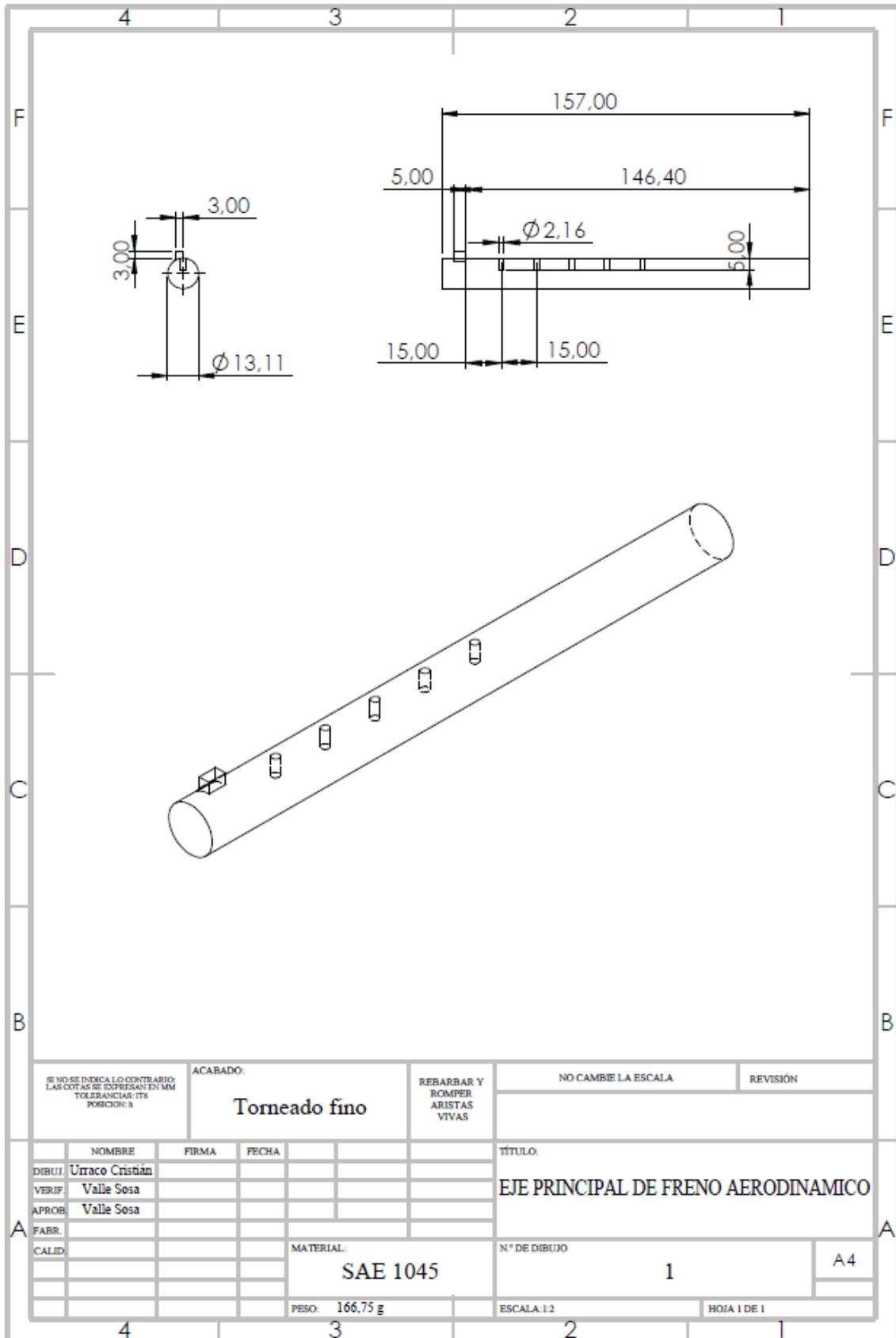
Griffin, D. A., Lynette, R. & Associates, 1997. *Investigation of Aerodynamic Braking Devices for Wind Turbine Applications*, Colorado: NREL.

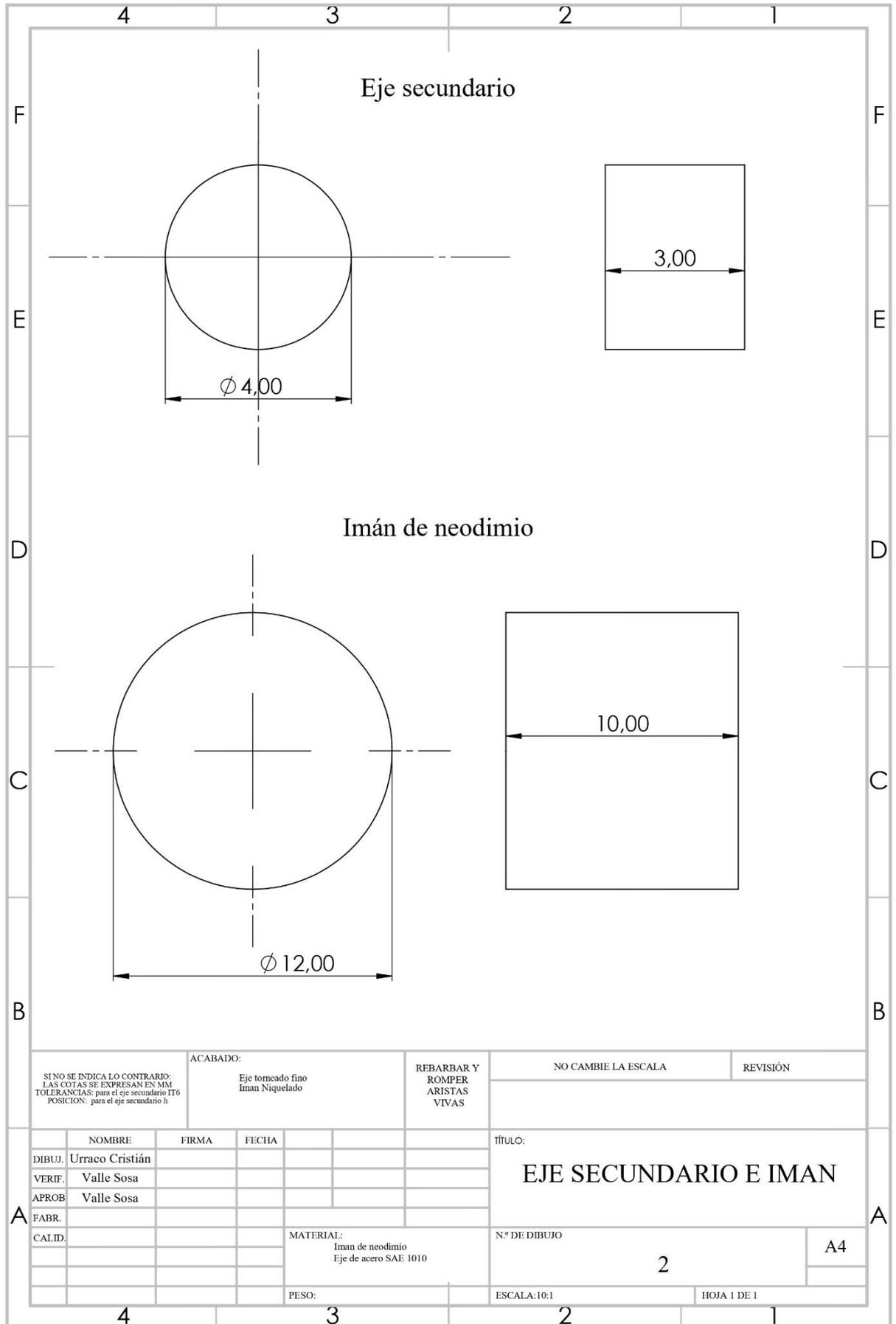
Hansen, M. O., 2008. *Aerodynamics of wind turbines*. Segunda ed. Londres: EARTHSCAN.

Norton, R. L., 2011. *DISEÑO DE MÁQUINAS " Un enfoque integrado"*. Cuarta ed. México: Prentice Hall.

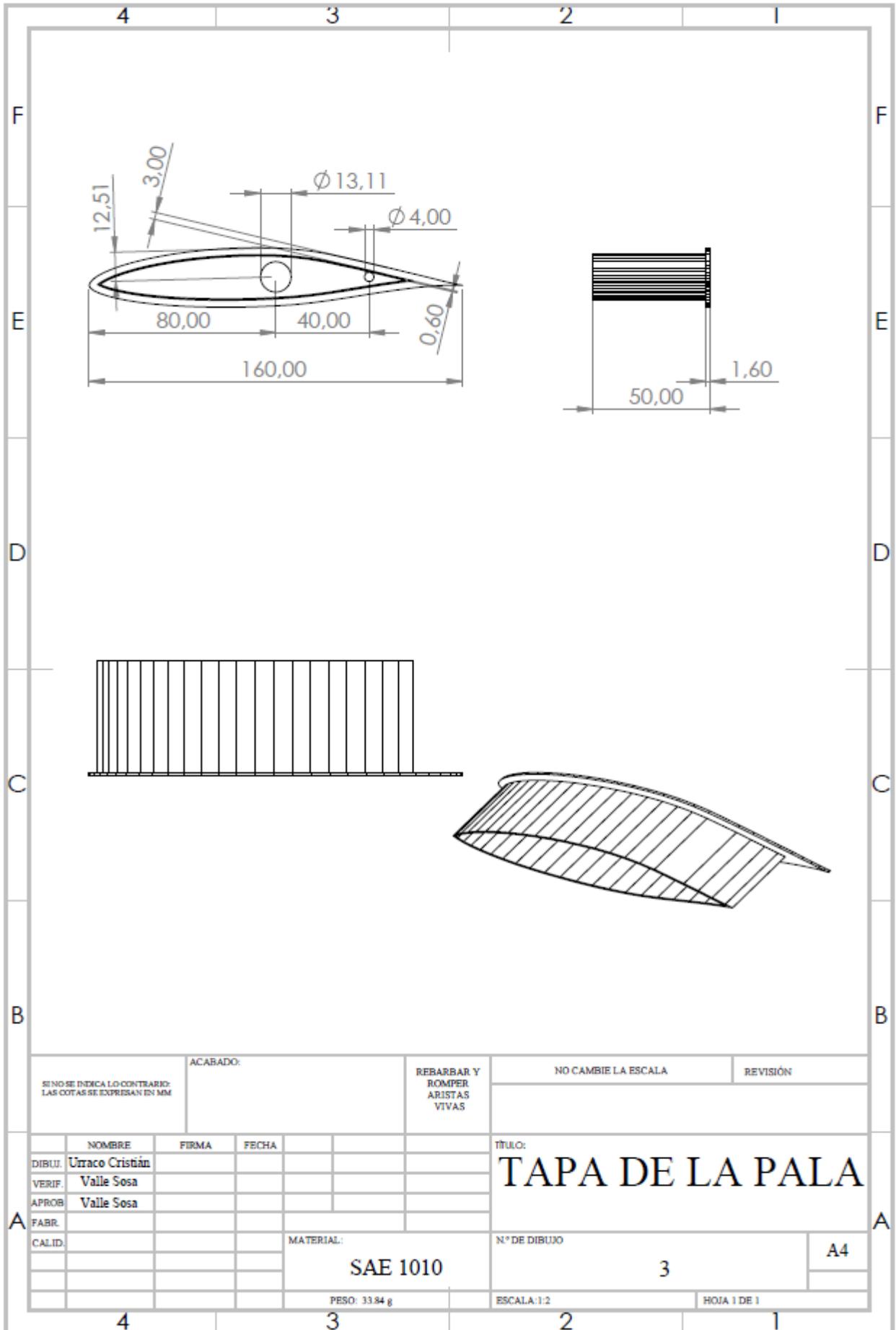
Portela, V., s.f. *SoloFaq.com*. [En línea] Available at: <https://solofaq.com/cuanto-torque-puede-generar-una-mano-humana/> [Último acceso: 26 Marzo 2023].

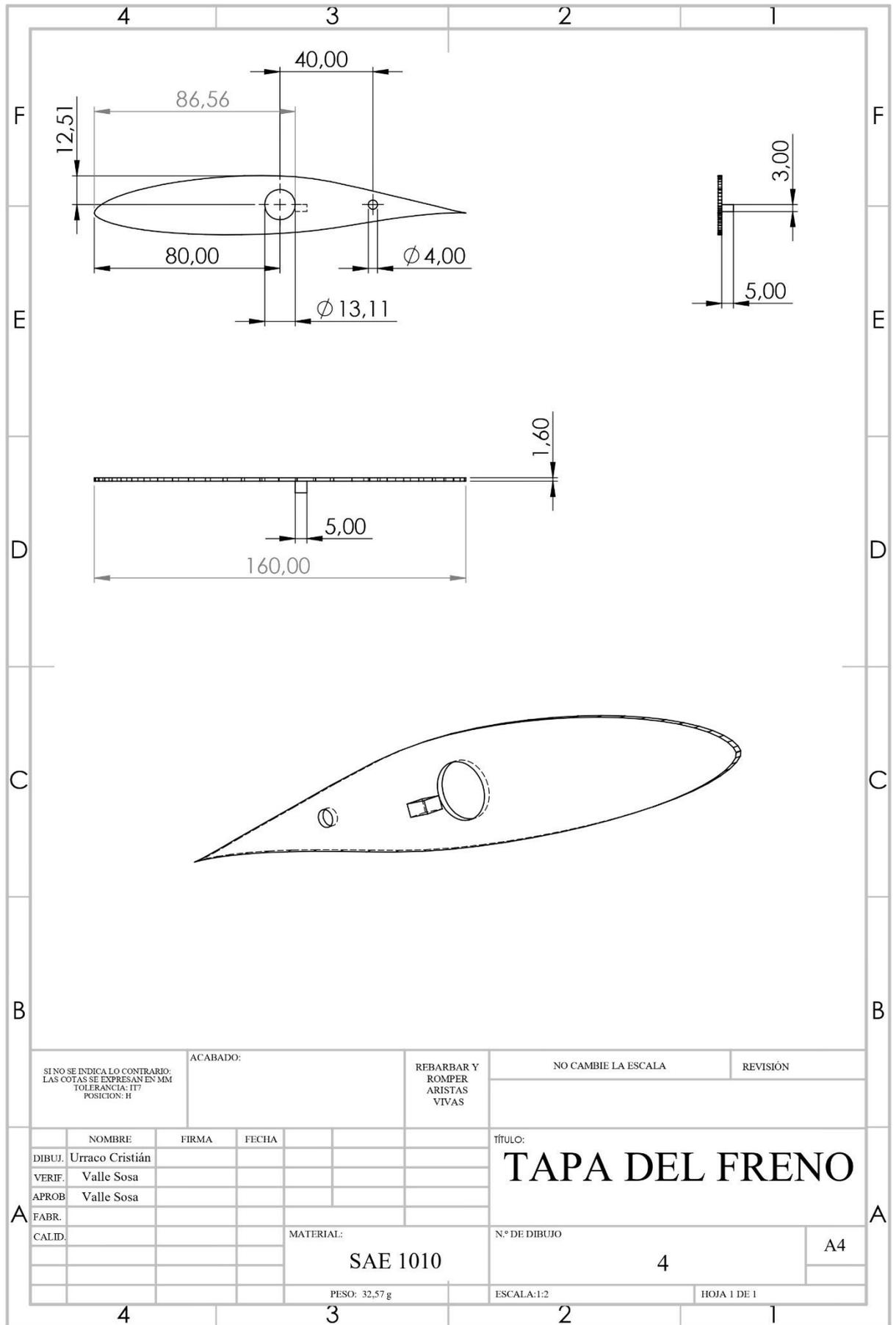
7. ANEXO I

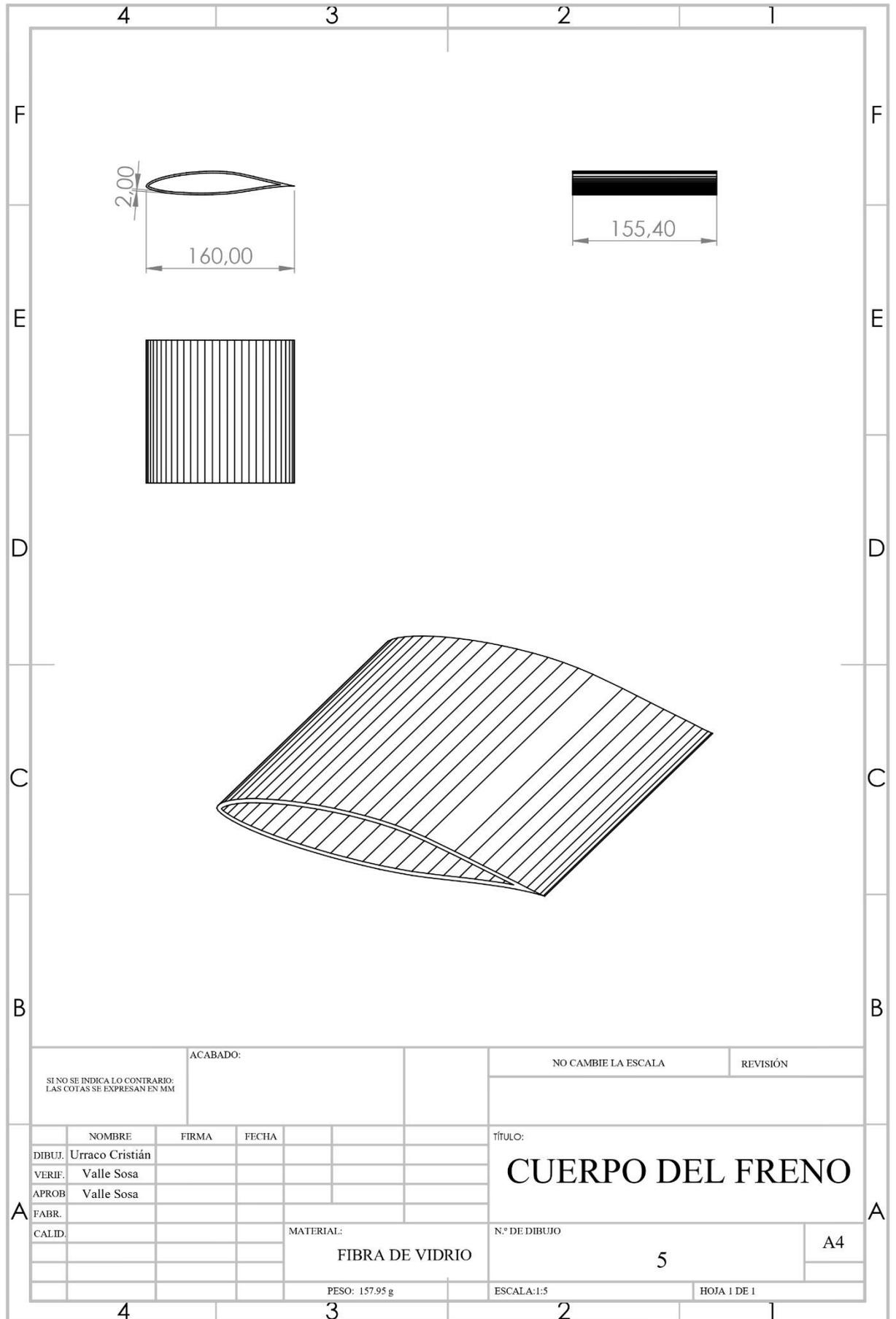




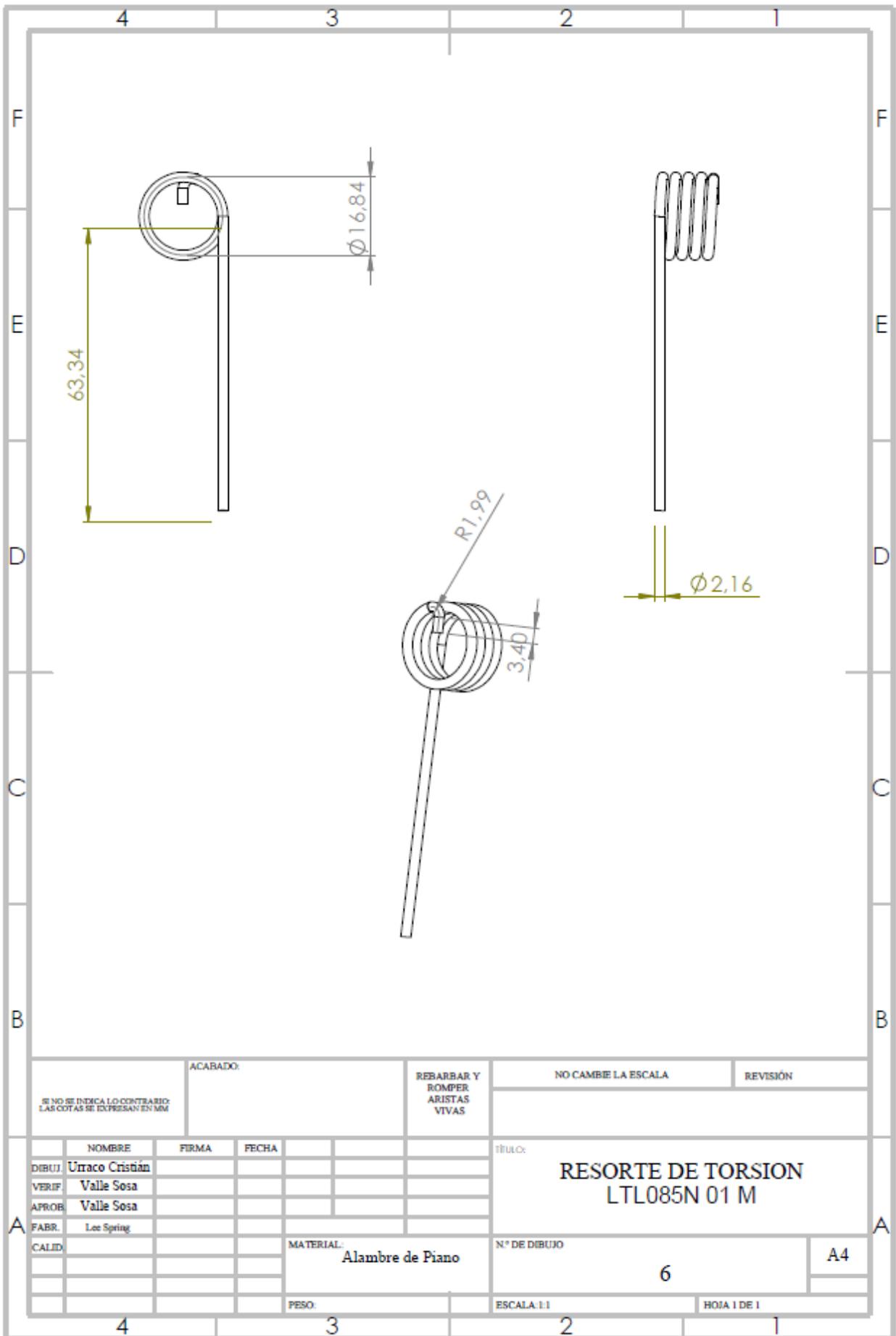
SINO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: para el eje secundario IT6 POSICION: para el eje secundario h		ACABADO: Eje torneado fino Iman Niquelado		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	Urraco Cristián	FIRMA	FECHA		TÍTULO: EJE SECUNDARIO E IMAN	
VERIF.	Valle Sosa					
APROB.	Valle Sosa					
FABR.						
CALID.						
				MATERIAL: Iman de neodimio Eje de acero SAE 1010	N.º DE DIBUJO 2	A4
				PESO:	ESCALA:10:1	HOJA 1 DE 1



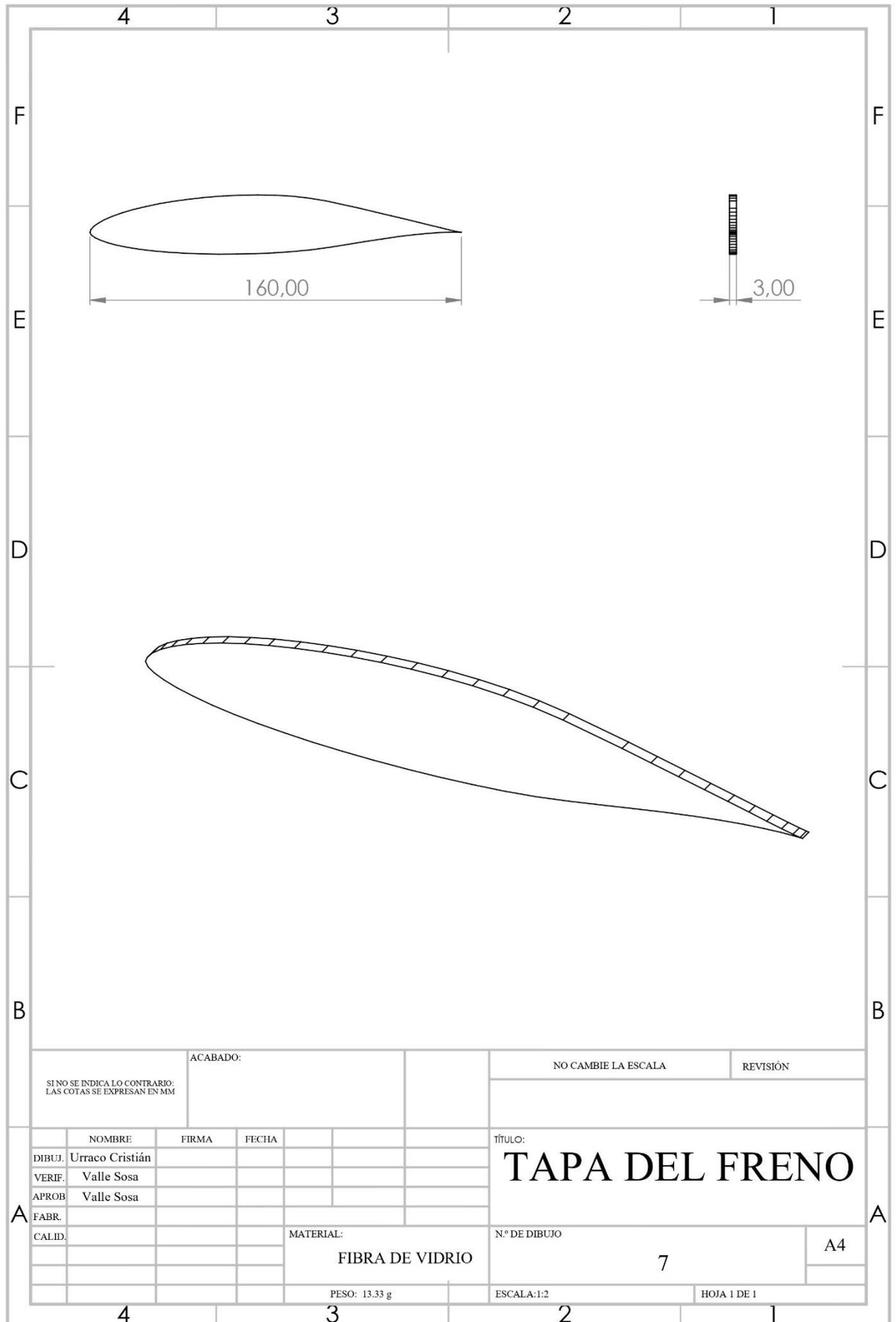




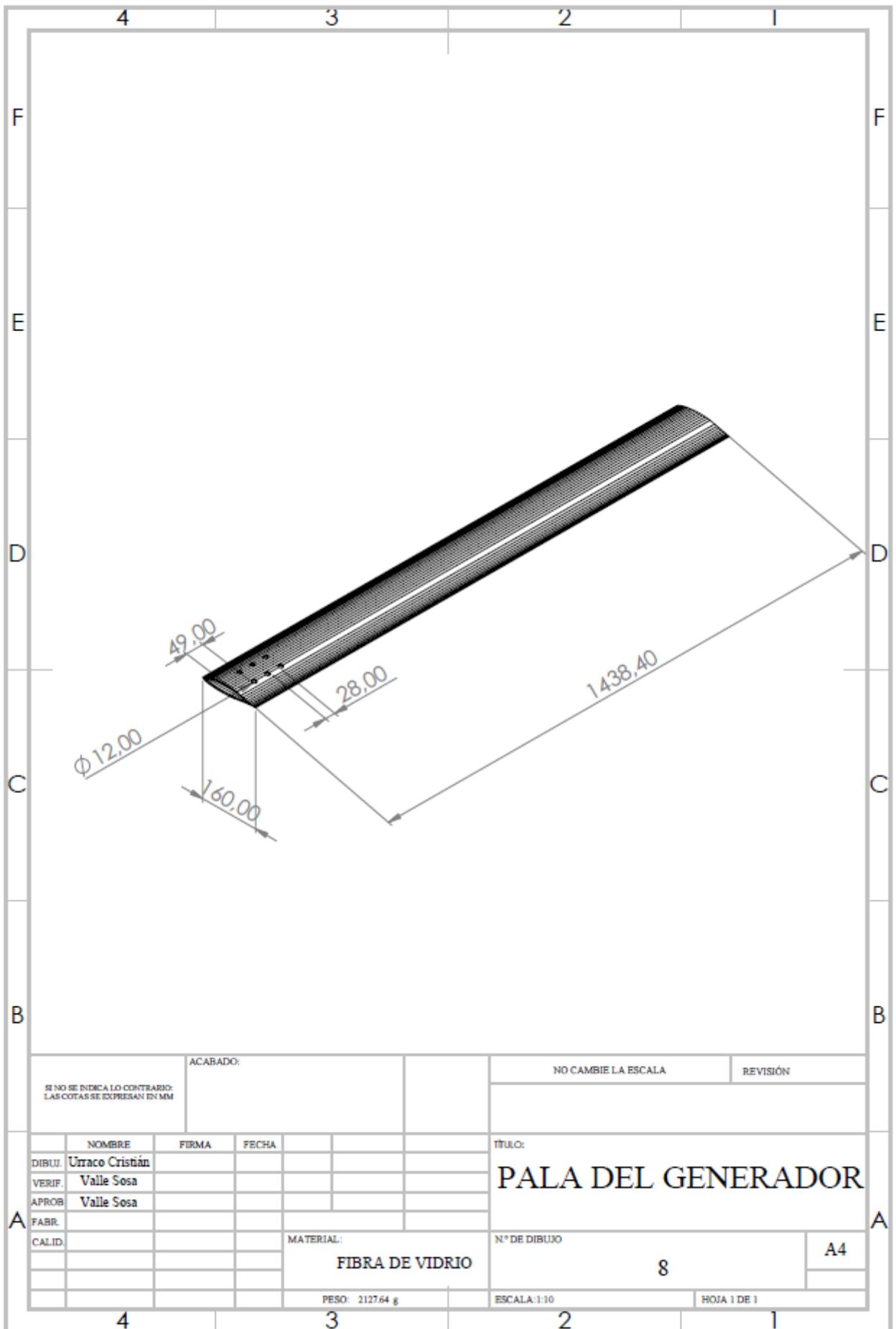
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
				TÍTULO: CUERPO DEL FRENO			
DIBUJ. Urraco Cristián		FIRMA		FECHA		N° DE DIBUJO 5	
VERIF. Valle Sosa						A4	
APROB. Valle Sosa						ESCALA: 1:5	
FABR.				MATERIAL: FIBRA DE VIDRIO		HOJA 1 DE 1	
CALID.				PESO: 157.95 g			

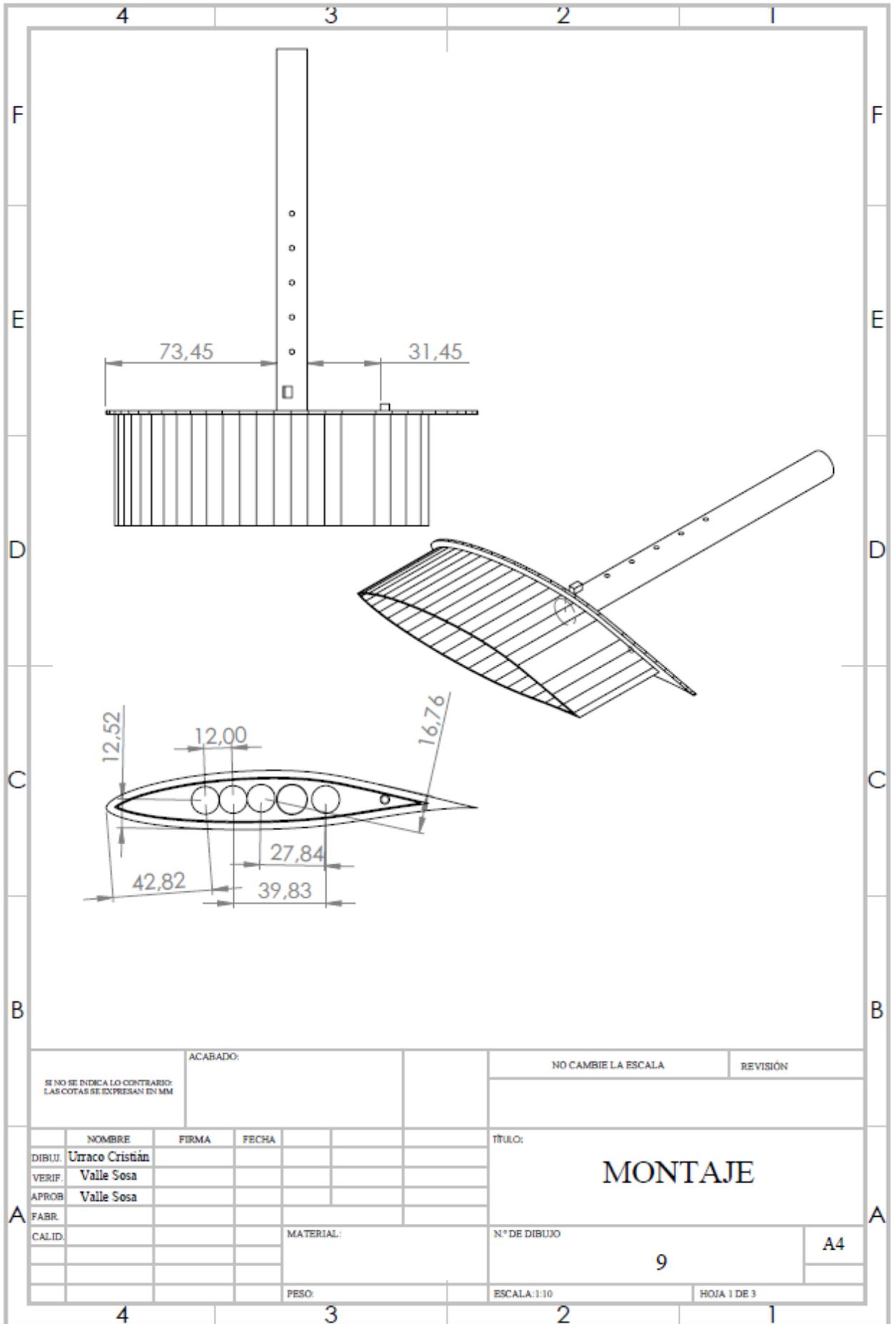


SE NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO:			
DIBUJ: Urraco Cristián						RESORTE DE TORSION LTL085N 01 M			
VERIF: Valle Sosa									
APROB: Valle Sosa						N° DE DIBUJO			
FABR: Lee Spring						6		A4	
CALID:				MATERIAL: Alambre de Piano		ESCALA: 1:1		HOJA 1 DE 1	
				PESO:					



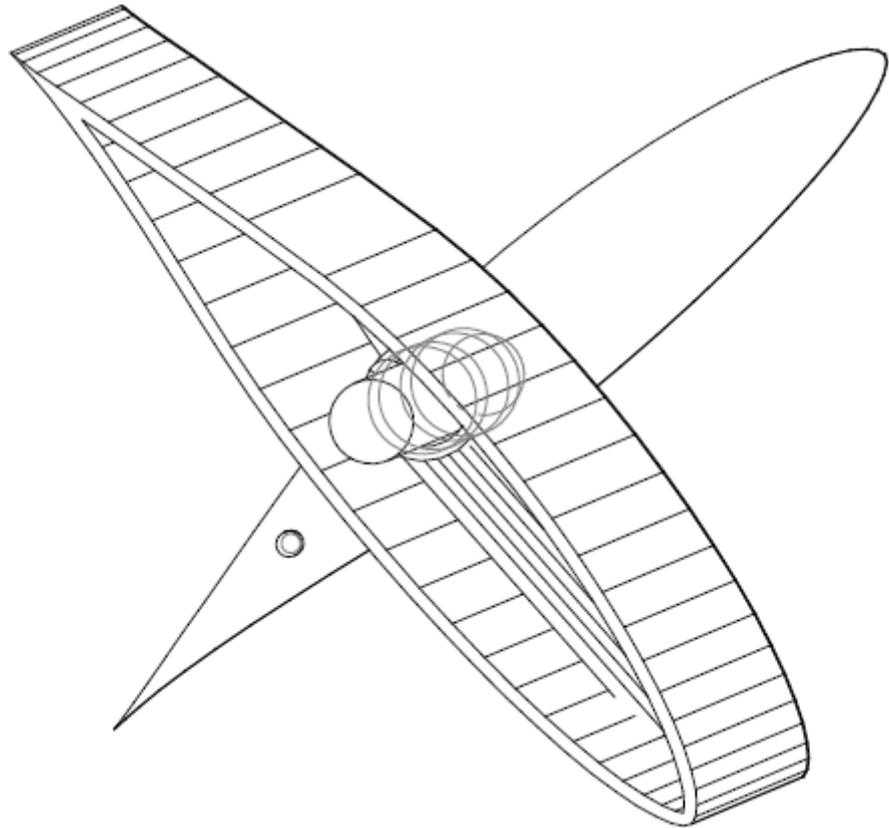
SINO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
DIBUJ. Urraco Cristián		FIRMA		TÍTULO:		TAPA DEL FRENO	
VERIF. Valle Sosa		FECHA		N.º DE DIBUJO			
APROB. Valle Sosa				7		A4	
FABR.				MATERIAL:		ESCALA: 1:2	
CALID.				FIBRA DE VIDRIO		HOJA 1 DE 1	
				PESO: 13,33 g			



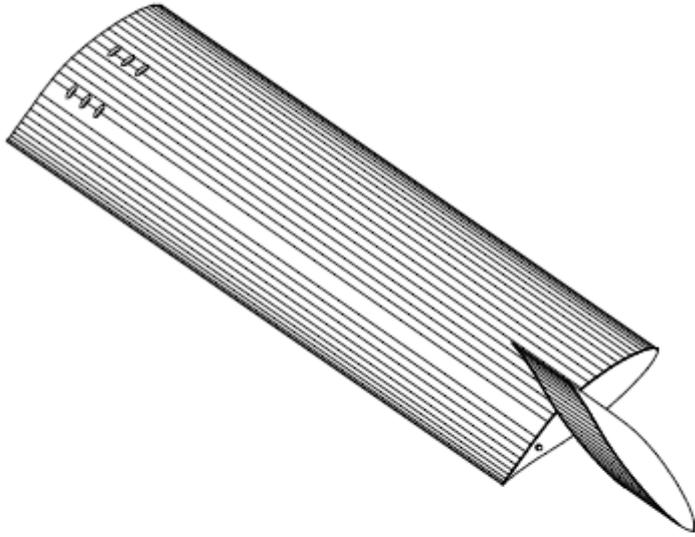


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
DIBUJ. Urraco Cristián		FIRMA		TÍTULO:		MONTAJE	
VERIF. Valle Sosa		FECHA		N° DE DIBUJO			
APROB. Valle Sosa				9			
FABR.				A4			
CALID.				MATERIAL:		ESCALA: 1:10	
				PESO:		HOJA 1 DE 3	

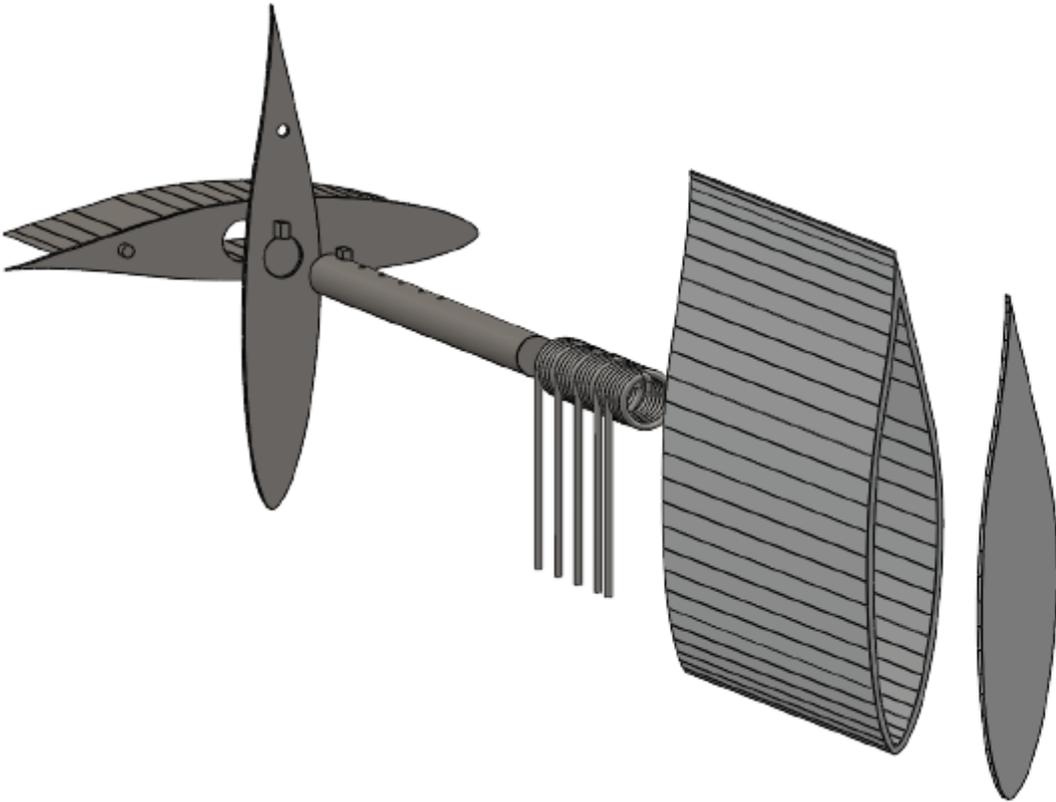
4	3	2	1
F			F
E			E
D			D
C			C
B			B
ACABADO:		NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
SE NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:
DIBUJ: <u>Urraco Cristian</u>			MONTAJE
VERIF: <u>Valle Sosa</u>			
APROB: <u>Valle Sosa</u>			
FABR:			
CALID:		MATERIAL:	N° DE DIBUJO
			10
		PESO:	A4
		ESCALA: 1:10	HOJA 2 DE 3
4	3	2	1



4	3	2	1
F			F
E			E
D			D
C			C
B			B
ACABADO:		NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:
DIBUJ <u>Urraco Cristián</u>			<h1>MONTAJE</h1>
VERIF <u>Valle Sosa</u>			
APROB <u>Valle Sosa</u>			
FABR.			
CALID.		MATERIAL:	N° DE DIBUJO
			11
		PESO:	A4
		ESCALA: 1:10	HOJA 3 DE 3
4	3	2	1



4	3	2	1
F			F
E			E
D			D
C			C
B			B
ACABADO:		NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
SE NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			
DIBUI.	NOMBRE	FIRMA	FECHA
VERIF.	Urraco Cristián		
APROB.	Valle Sosa		
FABR.	Valle Sosa		
CALID.			
MATERIAL:		TÍTULO:	
		EXPLOTADO	
PESO:		N° DE DIBUO	A4
		12	
ESCALA: 1:10		HOJA 3 DE 3	
4	3	2	1
A			A



8. ANEXO II

El uso de adhesivos poliméricos para unir componentes en aplicaciones estructurales, semiestructurales y no estructurales se ha expandido mucho en años recientes, como resultado de las ventajas únicas que los adhesivos ofrecen para ciertos procesos de ensamble, así como por el desarrollo de nuevos adhesivos que aseguran buenos resultados y son ambientalmente aceptables. La creciente complejidad de las estructuras ensambladas modernas y los diversos tipos de materiales que se emplean han permitido muchas aplicaciones que no serían posibles con técnicas de unión más convencionales. Los adhesivos también se utilizan junto con sujetadores mecánicos y soldaduras, o en lugar de ellos. El peso reducido, las capacidades de sellado, el número mínimo de partes, el tiempo de ensamble, así como la resistencia a la fatiga y a la corrosión mejoradas, se combinan para proporcionar al diseñador oportunidades para personalizar el ensamble. Alrededor del mundo, el tamaño de la industria de los adhesivos y sellantes es de aproximadamente 40 mil millones de euro-dólares, y en Estados Unidos el mercado es de alrededor de 12 mil millones de dólares estadounidenses. Por lo tanto, al tipo de cambio actual, el mercado mundial es de aproximadamente 57 mil millones de dólares estadounidenses. Al eliminar sujetadores y el peso de los mismos, esto también puede permitir el uso de materiales de menor calibre, porque se eliminan las concentraciones de esfuerzos asociadas con los agujeros. La capacidad de los adhesivos poliméricos para disipar energía tal vez reduzca en gran medida el ruido, la vibración y la aspereza (NVH, por sus siglas en inglés), lo que resulta crucial para el buen desempeño de los automóviles modernos. Los adhesivos pueden usarse para ensamblar materiales sensibles al calor o componentes que se podrían dañar si se realizan perforaciones para colocar sujetadores mecánicos. Los adhesivos se usan para unir ciertos materiales diferentes u otros de calibre pequeño, que no se pueden unir mediante otros métodos.

En la tabla B-1 se presentan las propiedades de resistencia más importantes de los adhesivos que se utilizan con mayor frecuencia.

Tipo o química de adhesivo	Resistencia al corte de la junta a temperatura ambiente en Mpa	Resistencia al desprendimiento por ancho unitario en kN/m
Sensible a la presión	0,01-0,07	0,18-0,88
Con base de almidón	0,07-0,7	0,18-0,88
celulósicos	0,35-3,5	0,18-1,8
Con base de caucho	0,35-3,5	1,8-7
Fusión en caliente formulada	0,35-4,8	0,88-3,5
Diseñado sintéticamente para fusión en caliente	0,7-6,9	0,88-3,5
Emulsión PVAc (pegamento blanco)	1,4-6,9	0,88-1,8
Cianocrilato	6,9-13,8	0,18-3,5

Con base de proteína	6,9-13,8	0,18-1,8
Acrílico anaeróbico	6,9-13,8	0,18-1,8
Uretano	6,9-17,2	1,8-8,8
Acrílico de caucho modificado	13,8-24,1	1,8-8,8
Fenólico modificado	13,8-27,6	3,6-7
Epóxido sin modificar	10,3-27,6	0,35-1,8
Bismaleimida	13,8-27,6	0,18-3,5
Poliimida	13,8-27,6	0,18-0,88
Epóxido de caucho modificado	20,7-41,4	4,4-14

Tabla B-1: Tomado de A.V. Pocius, *Adhesion and Adhesives Technology*, 2a. ed., Hanser Gardner Publishers, Ohio, 2002.

se recomiendan los epoxis para la unión de los resortes al eje principal por su buena combinación con los materiales metálicos no se recomienda soldar estos componentes ya que los materiales utilizados comúnmente para la fabricación de resortes son aceros de alto carbono o inoxidable y los mismo se fragilizan al soldarse provocando su falla a valores de esfuerzos mucho menores que los estimados.

Para la unión tapa de metal con la pala del aerogenerador se propone el pegamento de epoxi, porque es aceptado por los dos materiales a unir, aquí también cabe la aclaración anterior, en caso de ser necesario se puede agregar material de solapamiento a la junta, pero según los cálculos simples realizados en este apartado no son necesarios.

$$F_{total\ axial} = F_{despliegue} + 4 * \omega^2 * r * masa_{iman} + \omega^2 * r * masa_{tapa\ de\ metal} + \omega^2 * r * masa_{eje\ principal}$$

$$r = 1,4\ m$$

$$masa_{iman} = 8,5954\ g$$

$$masa_{eje\ principal} = 166,75\ g$$

$$\omega = 30,3\ \frac{1}{s}$$

$$masa_{tapa\ de\ metal} = 33,84\ g$$

$$F_{despliegue} = 229,71\ N$$

$$F_{total\ axial} = 531\ N$$

El área de la unión es de 897,69 mm² que es todo el costado del perfil de la pala del aerogenerador, esto da un esfuerzo cortante de 0,59 Mpa.

También se debe superponer a este esfuerzo los generados por la fuerza que produce el freno aerodinámico en posición de frenado, para el mismo se supondrá al pegamento como dos líneas paralelas de soldadura dispuestas como se ilustra en la figura B-1.

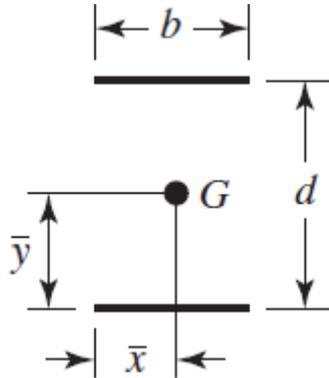


Figura B-1: disposición geométrica de la soldadura química.

Donde b es el largo de la cuerda del perfil de 0,16 m y d es el espesor del perfil 0,025 m, la fuerza que ejerce el aire sobre el freno es de 107,94 N. El cortante primario sobre la unión se puede calcular de la siguiente manera:

$$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{107,94 \text{ N}}{897,69 \text{ mm}^2} = 0,12 \text{ Mpa}$$

A = área de la unión.

El cortante secundario que es resultado del momento flector provocado por la fuerza F se puede calcular de la siguiente manera:

$$\tau'' = \frac{M * c}{I}$$

$$M = 107,94 \text{ N} * 0,084 \text{ m} = 9,06 \text{ Nm} = 9060 \text{ Nmm}$$

$$I = 0,707 * h * \frac{b * d^2}{2} = 70700 \text{ mm}^4$$

$$c = 80 \text{ mm}$$

$$\tau'' = 10,25 \text{ Mpa}$$

I = segundo momento de inercia del pegamento.

c = fibra más alejada.

Componiendo los esfuerzos cortantes en uno solo nos queda:

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = 10,25 \text{ Mpa}$$

Juntando este esfuerzo cortante con el esfuerzo provocado por $F_{total axial}$ se consigue el esfuerzo equivalente de Von Mises que es el que se debe comparar con la resistencia de los pegamentos dados en la tabla B-1.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = 17,76 \text{ Mpa}$$

Esto nos lleva a la selección de pegamento en base epoxi que tiene una resistencia máxima de 27,6 Mpa.

Estos cálculos para la unión se hicieron pensando en la peor situación operativa que podría enfrentar el freno con un periodo estadístico de 50 años, por lo que en la vida útil de la turbina

que es de 20 años debería encontrarse en esta situación a lo sumo 1 o 2 veces, si se tiene en cuenta las veces que se pierde la carga de red en argentina promedio es de 3.6 por año según fuente EDENOR (Angisky, 2023) , haciendo que se enfrente a esta situación de posible embalamiento de la turbina eólica 72 veces en su vida útil lo que da la idea de muy bajo ciclo para un análisis de fatiga por lo que se supone que el análisis estático aquí desarrollado es suficiente.

También se debe observar que el cálculo se hizo teniendo en cuenta un pegado con el área a tope, pero la tapa de metal de la pala cuenta con un encastre que se mete dentro de la pala agregando fuerza de sujeción, el cual también puede ser pegado en caso de ser necesario.

9. ANEXO III

Para la construcción del prototipo se utilizó sobras de materiales con los que contaba el equipo de la cátedra de Mecánica de los Fluidos, lo primero que se hizo fue cortar de un pedazo de chapa de 2 mm de ancho las dos tapas de metal del freno, luego las mismas fueron lijadas a mano mediante tela esmeril y lija al agua para darle un mejor acabado, hasta llegar al espesor de 1,6 mm, a estas tapas se las agujereó con el taladro de banco en el taller que se encuentra dentro de la facultad en el departamento de mecánica como resultado se obtuvo la Figura C-1.



Figura C-1: Tapa de metal del cuerpo del freno.

Se tomó una de estas tapas de metal y en los agujeros se introdujeron el eje principal y secundarios, los cuales fueron soldados en el laboratorio de soldadura de la Facultad de Ingeniería.



Figura C-2: Tapa de la Pala con los ejes principal y secundarios soldados.

El eje principal se fabricó a partir de una barra redonda de 14 mm de diámetro, que se cortó a medida y se torneo en el taller de la Facultad de Ingeniería hasta llevarlo a 13.11 mm, el eje secundario se obtuvo de una varilla perteneciente a una máquina de fax en desuso la cual debido a sus dimensiones solo se tuvo que cortar de la medida correcta.



Figura C-3: Barras redondas de las cuales se obtuvieron el eje principal y el secundario.

Se fabricaron tres piezas de madera de pallet con un espesor de 19 mm las cuales sirven de soporte para poder atornillar en el caso del prototipo el cuerpo del freno, las mismas se cortaron con sierra de mano y fueron terminadas a lija para mejorar su forma, luego se les hizo un agujero central por donde pasaría el eje principal y a una de ellas también se le realizó el agujero del eje secundario y se pegó mediante un pegamento del tipo cianocritalo a la tapa del freno dando la Figura C-5.



Figura C-4: Uno de los soportes de madera antes de ser agujerado.



Figura C-5: Tapa de metal pegada a soporte de madera.

Se encargaron cinco resortes con las especificaciones de la Tabla 4.9 a la fábrica RSF Resortes San Francisco S.R.L ubicada en San Francisco Córdoba y tres imanes de neodimio de 6000 gauss de 20 mm de diámetro y 6 mm de espesor a DUAITEK S.R.L ubicada en Ciudad Autónoma de Buenos Aires.



Figura C-6: Uno de los resortes del freno.



Figura C-7: Imanes utilizados en el prototipo del freno aerodinámico.

El cuerpo del freno del prototipo se hizo de dos partes una de chapa galvanizada de 0.6 mm de espesor y la otra de acrílico transparente para que sea posible ver el funcionamiento de los resortes dentro del cuerpo del freno, el acrílico es de 3 mm de espesor, se utilizó una pistola de calor para poder curvarlo y darle una forma aproximada a la del perfil.



Figura C-8: Tapa de acrílico parte del prototipo del cuerpo del freno aerodinámico.

Para el armado se montaron sobre el eje principal las piezas de madera y se pegaron los resortes al eje principal a través de un pegamento epoxico (erpox acero de la fábrica Suprabond), el acrílico se agujereó con tronillos caliente y luego se atornillo a las piezas de madera, sobre las piezas de madera se dobló y plegó la chapa galvanizada y se atornillo a las mismas.

En la Tapa de la Pala del prototipo del freno se agregaron tres ganchos tipo J que fueron soldadas y reforzadas con el pegamento epoxico y a la tapa de madera externa se le abulono una grampa abrazadera tipo omega para poder colgar el peso que se utilizó en el ensayo del prototipo dando como resultado la pieza final.



Figura C-9: Prototipo del Freno aerodinámico en la posición de desplegado.