

INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL



UNIDAD PROFESIONAL INTERDISCIPLINARIA
EN INGENIERÍA Y TECNOLOGÍAS AVANZADAS

U P I I T A

"SISTEMA DE CONTROL DE *PITCH* PARA PROTOTIPO DE TURBINA EÓLICA"

Trabajo Terminal I

Para obtener el Título de

"Ingeniero en Mecatrónica"

Presentan:

**García Zamorano Alberto Emilio
Marceleño Rodríguez Carlos Daniel
Solorio Ramírez José Luis**

Asesores

Dr. Juan Fernando Peza Solís

Dr. Juan Manuel Peza Tapia

M. en C. Rafael Medina Noguerón

Ciudad de México, 2017.



INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL



UNIDAD PROFESIONAL INTERDISCIPLINARIA
EN INGENIERÍA Y TECNOLOGÍAS AVANZADAS

UPIITA

"SISTEMA DE CONTROL DE PITCH PARA PROTOTIPO DE TURBINA EÓLICA"

Para obtener el Título de

"Ingeniero en Mecatrónica"

Presenta

**García Zamorano Alberto Emilio
Marceleño Rodríguez Carlos Daniel
Solorio Ramírez José Luis**

Dr. José Alfredo Rosas Flores



Dr. Juan Fernando Peza Solís

M. en C. Rafael Medina Noguerón

Dr. Juan Manuel Peza Tapia

Ing. Octavio Montes Campuzano
Profesor Titular

Ciudad de México, 2017.

Contenido

1 RESUMEN	vii
2 ABSTRACT	viii
3 SIMBOLOGÍA	ix
4 INTRODUCCIÓN	11
4.1 Estado del Arte	11
4.2 Planteamiento del Problema	14
4.3 Objetivo General	17
4.4 Objetivos Específicos	17
4.5 Justificación	18
5 MARCO TEÓRICO	20
6 DESARROLLO	42
6.1 Áreas Funcionales	42
6.2 Product Design Specification (PDS)	44
6.3 Análisis Morfológico	47
6.4 Selección de Diseño Conceptual	50
6.5 Justificación de Ponderaciones	51
6.6 Esbozo de Diseño Conceptual	54
6.7 Etapa de Desarrollo	56
6.8 Modelado matemático del sistema	73
6.9 Desarrollo de Controladores <i>PID</i>	74
6.10 Tolerancias mecánicas	85
6.11 Diseño Detallado	87
6.12 Matriz de Selección de Componentes	89
6.13 Justificación de Ponderaciones	90
6.14 Selección de Componentes	94
7 ANÁLISIS DE RESULTADOS	96
7.1 Impacto ambiental	96
7.2 Análisis de costos	97
7.3 Análisis de resultados de la investigación	98
7.4 Diseño final de turbina eólica	99
8 CONCLUSIONES	102
9 ANEXOS	105

Índice de Figuras

4.1 Esquema que muestra el diseño de la araña y unión con las aspas, a través de los brazos de acoplamiento. [1]	12
4.2 Diagrama de bloques de funcionamiento del sistema de control adaptativo de las aspas de una turbina eólica. [2]	13
4.3 Modelo 3D de distribución y estructura del mecanismo de control de <i>pitch</i> acoplado a turbinas eólicas de la industria IFM. [3]	14
4.4 Gráfica de comportamiento de turbina de viento con aspas de ángulo de ataque fijo [4].	15
4.5 Gráfica de comportamiento de turbina de viento con control <i>pitch</i> en las aspas [4].	15
4.6 Porcentaje de participación de las industrias constructoras de aerogeneradores en México. [5]	18
4.7 Gráfico de países con mayor producción de contaminantes producidos por el uso de hidrocarburos. [6]	19
5.1 Turbina Eólica de Eje Horizontal (HAWT). [7]	21
5.2 Componentes de un Aerogenerador de Eje Horizontal. [8]	22
5.3 Líneas de corriente del viento que pasan por el rotor, así como la velocidad y presión axial antes y después del rotor [9].	25
5.4 Representación de los modos de esfuerzos sobre el aspa, Dirección de la Solapa y Dirección del Filo.	26
5.5 Concentración de las cargas ejercidas a lo largo de toda el aspa [10].	27
5.6 Momento flector ejercido en el aspa, y muestra de la linealización por cargas máximas a 1/2 y 2/3 del aspa [10].	27
5.7 Vectores verticales descendentes originados por el peso de cada una de las aspas [10].	28
5.8 Momento flector dentro del aspa, ocasionado por la carga constante del peso [10].	28
5.9 Diagrama de sección transversal con cargas y simplificación de la sección transversal [10].	29
5.10 Partes que conforman un perfil aerodinámico [11].	30
5.11 Perfil NACA serie 6 estándar [11].	31
5.12 Juego de 2 engranes cónicos de dientes rectos [12].	31
5.13 Factores de sobrecarga según el tipo de movimiento [12].	32
5.14 Factor de contacto geométrico Z_I de engranes cónicos rectos con un ángulo normal de presión de 20° y un ángulo de eje de 90° [12].	34
5.15 Factor de flexión J (Y_J) de engranes cónicos rectos con un ángulo normal de presión de 20° y un ángulo de eje de 90° [12].	35
5.16 Ancho, altura y longitud de una cuña cuadrada y rectangular [13].	37
5.17 Control PID de una planta [14].	39
5.18 Lazo cerrado solo con ganancia proporcional [15].	40
5.19 Respuesta de la planta con ganancia crítica [15].	41
5.20 Regla de sintonía de Ziegler-Nichols basada en la ganancia crítica K_{cr} y periodo crítico P_{cr} [14].	41

6.1 División de Funciones definido para el Trabajo Terminal.	43
6.2 IDEF0 definido para el Trabajo Terminal.	43
6.3 PDS Desarrollado, donde se muestran las deseos y necesidades encontradas para las funciones.	46
6.4 Diagrama Funcional con 4 Diseños conceptuales propuestos.	49
6.5 Esbozo del prototipo que muestra la sujeción de la turbina, así como la distribución de sus elementos.	54
6.6 Diseño previo del eje de transmisión de movimiento, veleta y sujeción entre el buje y las aspas.	55
6.7 Mecanismo de transmisión para el movimiento de las aspas, a través de un conjunto de engranes cónicos.	55
6.8 Rangos de operación (ángulos <i>pitch</i> para cada velocidad del viento) de la turbina eólica.	56
6.9 Coeficiente de potencia en función de las RPM para $V_0 = 3\text{m/s}$ [11].	57
6.10Coeficiente de potencia en función de las RPM para $V_0 = 7\text{m/s}$ [11].	57
6.11Coeficiente de potencia en función de las RPM para $V_0 = 11\text{m/s}$ [11].	58
6.12Gráfica descrita por la función β vs Cp a 3m/s, obtenida por interpolación polinomial.	59
6.13Gráfica descrita por la función β vs Cp a 7m/s, obtenida por interpolación polinomial.	59
6.14Gráfica descrita por la función β vs Cp a 11m/s, obtenida por interpolación polinomial.	60
6.15Extensión sobre el eje x de una de las aspas.	61
6.16Sección transversal de mayor punto de esfuerzo sobre la pala.	61
6.17Dimensionamiento de los engranes cónicos y piñón.	63
6.18Factor de Sobrecarga [12].	64
6.19Factor de geometría de resistencia a la picadura.	65
6.20Factor de geometría de resistencia a la flexión.	66
6.21Distribución de componentes de la flecha.	67
6.22Análisis de fuerzas para la flecha.	68
6.23Análisis de fuerzas para la flecha.	68
6.24Momento de flexión del eje.	68
6.25Aleaciones de acero comunes y usos típicos [16].	69
6.26Propiedades mecánicas del Acero AISI 4130 [17].	69
6.27Valores típicos de los factores de choque y fatiga [13].	70
6.28Dimensiones en pulgadas de algunas aplicaciones de cuña cuadrada y rectangulares estándar [12].	72
6.29Diagrama de la dinámica del sistema mecánico de la turbina eólica.	73
6.30Diagrama de bloques del controlador PID basado en sistema de actuador de giro.	75
6.31Respuesta del sistema a ganancias: a) $K_p = 1.0, K_i = 0.0, K_d = 0.0.$ b) $K_p = 1.0, K_i = 1.0, K_d = 0.0.$	75
6.32Respuesta del sistema a ganancias: a) $K_p = 1.0, K_i = 1.5, K_d = 0.5.$ b) $K_p = 1.0, K_i = 1.50, K_d = 0.1.$	76
6.33Diagrama de bloques de sintonización basado en sistema de giro del rotor.	77
6.34Respuesta oscilatoria al escalón de sistema de segundo orden, con ganancia $K_p = 1.0.$ Con periodo de oscilación $P_c = 3.301$ seg aprociadamente, y con ganancia $K_c = 1.0.$	77
6.35Sistema retroalimentado o de lazo cerrado, con controlador PID acoplado a la función de transferencia del sistema.	78
6.36Respuesta al escalón de sistema de segundo orden acoplado al controlador PID, con ganancias $K_p = 0.6, K_i = 0.3636$ y $K_d = 0.2475.$	78
6.37Tabla de parámetros y características a a las que funcionará el prototipo.	79

6.38 Diagrama de bloques completo con la inclusión del controlador de posición del ángulo <i>pitch</i> y el controlador de velocidad de giro del rotor.	79
6.39 Comportamiento del sistema con controlador de <i>pitch</i> y de velocidad de giro del rotor a $V_0 = 3m/s$	80
6.40 Comportamiento del sistema con controlador de <i>pitch</i> y de velocidad de giro del rotor a $V_0 = 7m/s$	80
6.41 Comportamiento del sistema con controlador de <i>pitch</i> y de velocidad de giro del rotor a $V_0 = 11m/s$	81
6.42 Resultado de la preselección de materiales para las aspas y engranes del prototipo, bajo los criterios establecidos.	83
6.43 Resultado de la preselección de materiales para la estructura de soporte del prototipo, bajo los criterios establecidos.	84
6.44 Tolerancias fundamentales en micrómetros (μm) (tolerancias ISO, menos de 500mm).	85
7.1 Esfuerzo de flexión generado por el momento flector de la pala sobre el engranaje.	98
7.2 Esfuerzo de flexión generado por el momento flector de la pala sobre el engranaje.	99
7.3 Ensamble del prototipo final de turbina eólica.	100
7.4 Elementos internos del buje y de la góndola.	100
7.5 Vista frontal de acoplamiento de engranes cónicos dentro del buje.	101
7.6 Vista lateral izquierda de acoplamiento de engranes cónicos dentro del buje.	101

CAPÍTULO 1

RESUMEN

El presente trabajo de investigación pretende abordar el funcionamiento de una turbina eólica, centrándose en el desempeño del rotor por medio del control de *pitch* y el posicionamiento de la turbina según la dirección del viento. Ambos puntos buscan dar una mejora en el aprovechamiento de la energía cinética del viento, así como proporcionar protección a la turbina eólica.

Para cumplir el objetivo se implementa un sistema de control con la finalidad de posicionar las aspas del rotor y mantener estable la velocidad de giro en el rotor o buje. Los principales elementos de la turbina eólica son el rotor con sus tres aspas, un mecanismo a base de engranes, la unidad de control con actuador y el procesador de las señales: dirección y velocidad del viento, así como también la retroalimentación en el posicionamiento de las aspas. El sistema también consta de un eje principal que permanece unido al rotor, mismo que será monitoreado para conocer su velocidad angular o resultante y un soporte para todo el sistema.

Palabras Clave: Turbina eólica, energía cinética, velocidad angular, control de *pitch*.

CAPÍTULO 2

ABSTRACT

The purpose of this study is to investigate the effects of a wind turbine, which focuses on the performance of the rotor applying the pitch control and the position of the system based on the wind direction. Both statements seek the enhancement on the capture of kinetic energy of the wind and the protection for the whole system.

To achieve the objective, a control system is implemented with the purpose of positioning the rotor blades and maintaining the rotational speed in the rotor or hub. The main parts of the wind turbine are the rotor with three blades, the mechanism based on gears, the control unit with its actuator and the signal processor for speed and direction of the wind, as well as the feedback of the positioning of the blades. The system also includes a main shaft, which is attached to the rotor and it will be monitored to know the angular velocity and at last but not least a structure to support the system.

Keywords: Wind turbine, kinetics energy, angular speed, pitch control.

CAPÍTULO 3

SIMBOLOGÍA

$HAWT$	Turbina de viento de eje horizontal
P_v	Potencia del viento
V_0	Velocidad del viento
A	Área del plano del rotor
ρ	Densidad del aire
C_p	Coeficiente de potencia
\dot{m}	Flujo másico
P	Presión un instante antes y después del rotor
P_0	Presión atmosférica
T	Empuje
u	Velocidad en el plano del rotor
u_1	Velocidad en la estela
R	Radio del área del rotor
Q	Carga sobre el aspa
x	Segmento del aspa
q_x	Carga sobre un segmento de aspa
q_L	Carga sobre segmento regular del aspa
M_x^{flap}	Momento generado sobre la superficie <i>flap</i>
M_x^{edge}	Momento generado sobre la superficie <i>edge</i>
w_x	Peso del material del aspa
$\rho_{material}$	Densidad del material de las aspas
$V_{material}$	Volúmen del material del aspa
L	Longitud total del aspa
σ_x^{flap}	Esfuerzo generado sobre la sección <i>flap</i>
σ_x^{edge}	Esfuerzo generado sobre la sección <i>edge</i>
A_{edge}	Área de la sección <i>edge</i> del aspa
A_{flap}	Área de la sección <i>flap</i> del aspa
h_{edge}	Longitud vertical de la sección transversal del aspa
h_{flap}	Longitud horizontal de la sección transversal del aspa
E	Módulo de Young
I	Momento de inercia
P_t	Potencia en el rotor
T_a	Torque aerodinámico

θ_r	Ángulo de giro del rotor
w_r	Velocidad rotacional
λ	Relación de velocidad en la punta del aspa
K_p	Ganancia proporcional
K_i	Ganancia integrativa
K_d	Ganancia derivativa
T_i	Contante de tiempo de integrativa
T_d	Constante de tiempo derivativa
G	Modulo élastico transversal
S_y	Límite elástico
d	Diámetro del eje
S_s	Esfuerzo permisible
M_b	Momento de flexión
M_t	Momento torsor
K_b	Factor combinado de choque y fatiga al momento flector
K_t	Factor combinado de choque y fatiga aplicado al momento torsor
$\omega_{critica}$	Velocidad crítica
J_r	Momento polar de inercia del rotor
J_e	Momento polar de inercia del eje
B_e	Constante disipativa por rodamientos del eje
β	Ángulo <i>pitch</i>
β_d	Ángulo <i>pitch</i> deseado
β_m	Ángulo <i>pitch</i> medido
τ_β	Constante de tiempo de <i>pitch</i>

CAPÍTULO 4

INTRODUCCIÓN

4.1 Estado del Arte

El mecanismo de *pitch* se encarga de rotar las aspas con la finalidad de cambiar el ángulo de ataque con respecto al viento, las ventajas de este mecanismo es mejorar la captura de viento, así como también proteger la turbina. Dentro de este apartado, se realiza un breve análisis de trabajos previos realizados, que servirán de apoyo durante el desarrollo del trabajo.

Mecanismo de control de *pitch* sin engranaje para arranque, paro y regulación de potencia de las turbinas de viento sin el uso de un freno (Desarrollado por: Robert Migliori, Newberg, OR, E.U.A., 2009) [1]

El ángulo de las aspas puede controlarse por una araña que se mueve perpendicularmente con respecto a un plano de la rotación de las aspas de turbina. Los cojinetes de las aspas de la turbina están conectados con la araña por los brazos de acoplamiento. Los cojinetes de las aspas de la turbina tienen un eje de rotación sustancialmente paralelo al eje longitudinal de las aspas de la turbina respectivamente. El mecanismo de accionamiento para mover la araña puede ser una combinación de un pistón hidráulico instalado en el interior un eje hueco y un resorte. Así mismo, un controlador puede recibir una señal de salida del generador de la turbina para decidir si la turbina está sobrecargada o descargada, y por lo tanto, el controlador puede indicar a un sistema hidráulico agregar o quitar líquido de eje hueco y con ello, la energía producida por el generador se ajusta hacia arriba o hacia abajo por el ajuste de la araña del ángulo *pitch* de las aspas de la turbina.

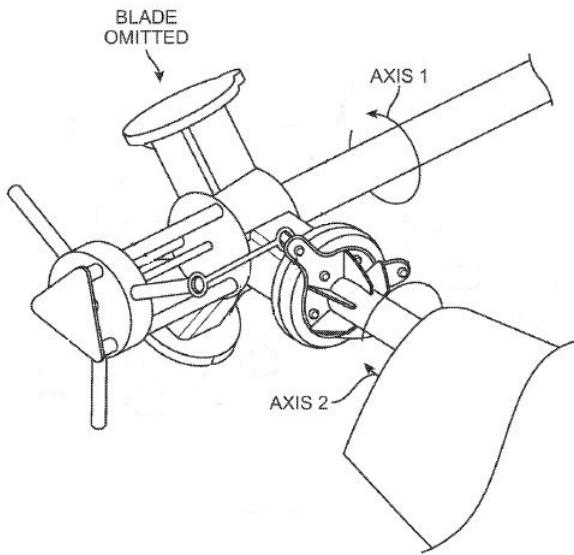


Figura 4.1: Esquema que muestra el diseño de la araña y unión con las aspas, a través de los brazos de acoplamiento. [1]

Control de *pitch* adaptativo para turbinas eólicas de velocidad variable (Desarrollado por: Kathryn E. Johnson , Lee Jay Fingersh, Westiminster, CO, E.U.A., 2009) [2]

Esta patente consiste, en un método de adaptación para el ajuste de ángulo de paso de las aspas, y los controladores de la implementación de un método de este tipo, para alcanzar coeficientes de potencia más altos. Cuando el coeficiente de potencia promedio para el segundo período de tiempo es mayor que para el primero, se añade un incremento en el ángulo de inclinación, que puede ser generado basado en los coeficientes de potencia, en el valor de ángulo de paso nominal de la turbina eólica . Cuando el coeficiente de potencia media para el segundo período de tiempo es menor que para la primera, se resta el incremento en el ángulo de inclinación y posteriormente se genera una señal de control en base al valor de ángulo de paso adaptado y enviado a los actuadores de paso de aspa que actúan para cambiar el ángulo de paso de la turbina eólica a la configuración nueva o modificada, y este proceso se realiza de forma iterativa.

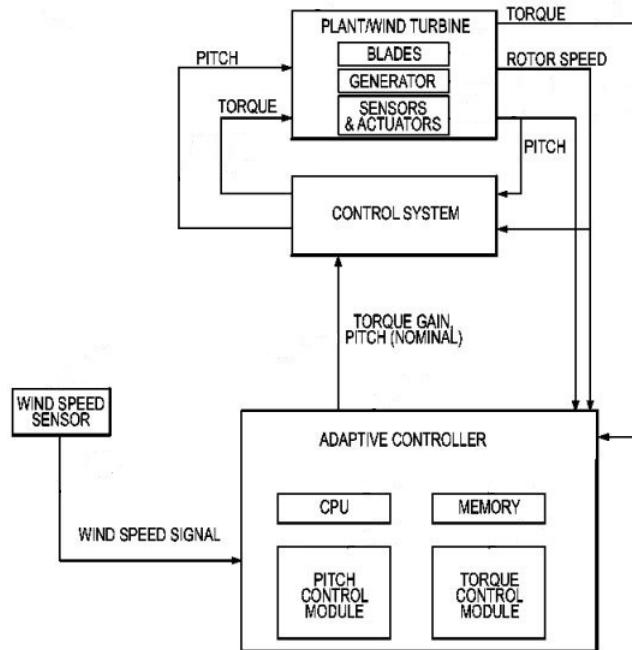


Figura 4.2: Diagrama de bloques de funcionamiento del sistema de control adaptativo de las aspas de una turbina eólica. [2]

Controlador de pitch IFM (Desarrollado por: IFM Electronics, España, 2015) [3]

La empresa española IFM Electronics, dedicada a la construcción de turbinas eólicas cuenta con sistema de paso variable. Este sistema permite para cada velocidad de viento adaptar el ángulo de las palas, de modo que se extraiga de forma controlada el óptimo de energía de la corriente de viento. Así se adapta el ángulo de paso para captar una cantidad controlada de energía, de modo que la máquina produce la potencia nominal de forma controlada y estable hasta la velocidad de corte. El sistema de paso variable, además de maximizar la energía obtenida del viento, minimiza las cargas sobre la máquina y permite el empleo de la pala completa como freno aerodinámico, esto se logra a través de motores independientes por cada aspa, y un sistema de engranes tipo cremallera de forma circular, a lo largo del perímetro interno de la base de las aspas, tal como se puede apreciar en la siguiente imagen.



Figura 4.3: Modelo 3D de distribución y estructura del mecanismo de control de *pitch* acoplado a turbinas eólicas de la industria IFM. [3]

4.2 Planteamiento del Problema

México cuenta con una población mayor a los 100 millones, esto implica una demanda energética importante, que sin duda deriva en un problema para el desarrollo social y por supuesto ecológico, en consecuencia, existen gran cantidad de industrias generadoras de energía que representan un factor contaminante importante. En el 2006 las emisiones fugitivas de combustibles, el uso de combustibles fósiles en la industria, el transporte y otros sectores aportaron 60.4% de las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) al sumar 430 millones de toneladas de CO₂. [18]

Las fuentes de energías renovables han atraído gran atención debido al constante incremento de costos, a que las reservas son limitadas y al impacto ambiental de los combustibles fósiles. Entre algunas de estas energías renovables esta la energía eólica [4]. Las turbinas de viento son capaces de capturar cierto porcentaje de la energía del viento en energía mecánica y después en energía eléctrica. Uno de los tipos más comunes son las turbinas de viento con velocidad fija, estos sistemas limitan la producción de energía debido a su diseño no variable de sus aspas. Su desempeño se basa en obtener un valor de potencia nominal manteniendo sus aspas con un mismo ángulo de ataque sin importar que exista cambios en la velocidad del viento, dando como resultado una potencia variable, que no consigue valores mayores al nominal debido que el comportamiento de las aspas a diferentes velocidades de viento puede causar una disminución considerable como se muestra en la figura 4.4.

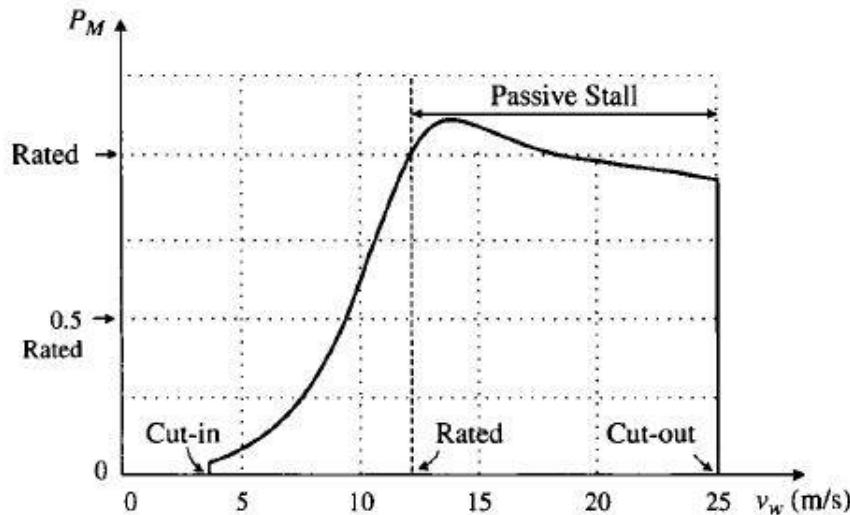


Figura 4.4: Gráfica de comportamiento de turbina de viento con aspas de ángulo de ataque fijo [4].

Debido a esta cuestión se desea desarrollar un sistema que permita mantener controlado el ángulo de inclinación de las aspas con el objetivo de aprovechar con eficiencia la potencia del viento, así como también proteger la turbina eólica de corrientes de viento que pongan en riesgo al sistema. Este comportamiento lo muestra la figura 4.5, donde se observa que la turbina llega a un valor de potencia nominal el cual es constante debido a que se genera un cambio continuo del ángulo de inclinación de las aspas para cada velocidad del viento en un cierto rango de velocidades.

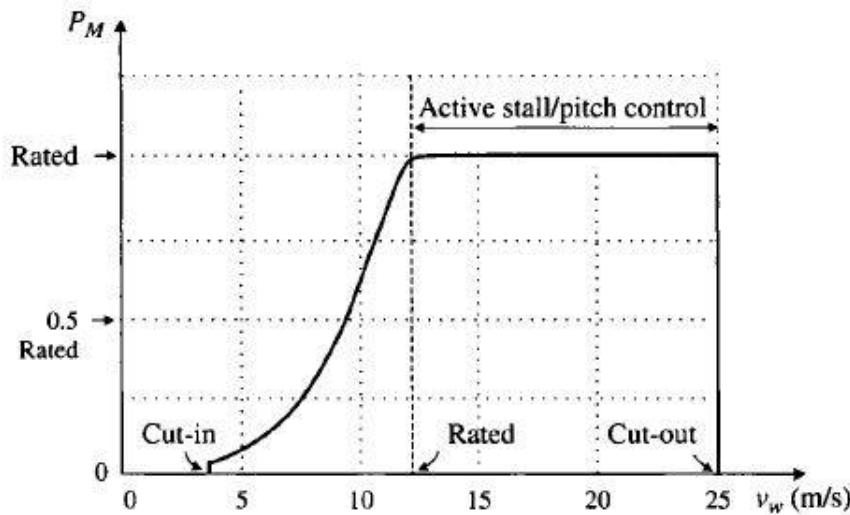


Figura 4.5: Gráfica de comportamiento de turbina de viento con control pitch en las aspas [4].

Para conseguir el desarrollo propuesto se deben plantear una serie de problemáticas técnicas que fueron analizadas de manera general. Cada objetivo propuesto conlleva un problema de carácter técnico, los cuales se relacionan con diferentes áreas de conocimiento que a lo largo del desarrollo de trabajo terminal se pretenden resolver; dichos problemas son mencionados a continuación.

El primero de ellos, partiendo de lo general a lo particular se encuentra en determinar de forma cuantificable los parámetros de entrada del sistema, ya que son elementos que provienen de la naturaleza y tienden a variar su valor causando una interpretación y determinación poco precisa. En segundo lugar, el espacio en el que funcionará el sistema será limitado, pues las características geométricas del elemento que contendrá el sistema están definidas y el sistema se deberá sujetar a esas restricciones; por consiguiente, se deberán sujetar las aspas de la turbina eólica al mecanismo de giro con eje horizontal, de forma que las aspas no presenten desprendimiento o esfuerzos que alteren de forma negativa el funcionamiento del sistema. Posteriormente es importante contemplar que el mecanismo de control y actuación, serán ubicados dentro del chasis que girará en torno a un eje horizontal, por lo cual también deberá ser fijado o sujetado dentro de éste, de forma que gire en un solo cuerpo. Un problema derivado de establecer el diseño de un sistema de control es lograr que el movimiento de inclinación de las aspas sea simultáneo y uniforme, pues al estar desincronizadas podrían provocar un problema de funcionamiento mayor; otro problema importante es conocer la forma en que se llevará a cabo el suministro de energía, pues el sistema en conjunto estará girando y deberá mantenerse un suministro constante. Por último, establecer los rangos y características de funcionamiento del sistema, puesto que las variables naturales como el viento cuentan con factores que pueden alterar el sistema, tales como la velocidad del viento, turbulencias, y cargas ajenas al prototipo.

4.3 Objetivo General

Diseñar un prototipo de turbina eólica capaz de orientar las aspas, según la dirección y velocidad del viento.

4.4 Objetivos Específicos

- Diseñar y construir un mecanismo capaz de rotar las aspas de una turbina eólica de eje horizontal.
- Medir las propiedades (dirección y velocidad) del viento que se ejercen sobre una turbina eólica.
- Implementar un sistema de sujeción de aspas, capaz de soportar las cargas que se ejerzan sobre ellas.
- Determinar la fuente y modo de alimentación de energía para el mecanismo de orientación.
- Encontrar el ángulo de inclinación de las aspas que permita mantener una velocidad de punta dentro de las condiciones de operación de una turbina eólica.
- Establecer un sistema de control que oriente el ángulo de inclinación de las aspas.

4.5 Justificación

La industria de generación de energía eléctrica ha sido un impulsor para la economía de las naciones, sin embargo, se ha dejado de lado el gran daño que ocasiona el uso de los combustibles fósiles para el funcionamiento de dichas plantas de producción de energía. Y es bien sabido que por ahora la electricidad es indispensable para el crecimiento de un país, ya que según fuentes de la CFE, empresa dedicada a la generación y distribución de energía eléctrica, la generación en 2011 estaba compuesta de la siguiente forma: las centrales termoeléctricas, con una mayor participación, 43.77%, mediante el uso de hidrocarburos (diésel, combustóleo, etc.); las hidroeléctricas, con un 12.84% (6.23% mediante el uso del carbón, 3.58% a través de nucleoeléctrica); las geo-termoeléctricas, con un 2.30%, y las eoloeléctricas con sólo un 0.04% de la generación eléctrica nacional [19].

Además de ello datos de la Asociación Mexicana de Energía Eólica (AMDEE) existen 31 parques eólicos a lo largo del territorio nacional, con un total de 1,570 aerogeneradores con una capacidad instalada de 2,551 MW. Esas instalaciones son en su mayoría desarrolladas por empresas como son GAMESA Y ACCIONA de origen español, además de VESTAS procedente de Dinamarca, como se muestra en la siguiente figura.

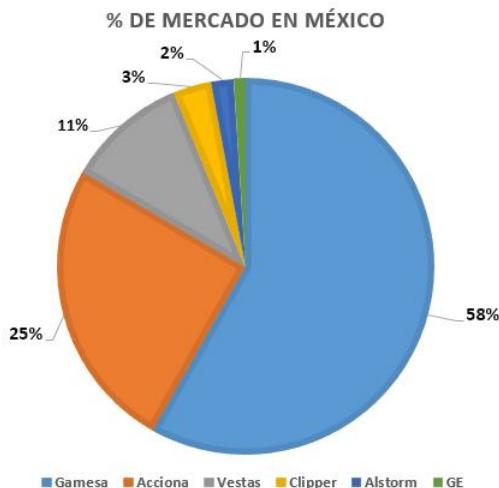


Figura 4.6: Porcentaje de participación de las industrias constructoras de aerogeneradores en México. [5]

Las dos primeras empresas españolas, implementan la tecnología de paso y velocidad variable para maximizar la energía producida, así como un sistema de giro activo, que permite la orientación del buje. Normalmente su intervalo de funcionamiento a velocidades bajas es limitado, pues trabajan entre los 9m/s y 21m/s [5].

En tercer lugar, la empresa con mayor participación en México, es VESTAS, quien basa su funcionamiento en sistemas con ángulo de ataque fijo y variando la geometría de las turbinas; dentro de sus principales innovaciones es la inclusión de perfiles perpendiculares en el borde posterior, mejorando su elevación y eficiencia.

Es por ello que es de gran importancia estudiar la aplicación del control de *pitch* en las turbinas de viento con el objetivo de aumentar la eficiencia de las máquinas eólicas dedicadas a producir energía eléctrica. Fomentando el uso de las mismas y reducir el uso de energías convencionales, con la finalidad de disminuir la cantidad de las emisiones contaminantes, pues México se ubica en el puesto número 13 a nivel mundial según el Centro de Análisis de Información sobre Dióxido de Carbono, División de Ciencias Ambientales del Laboratorio Nacional de Oak Ridge (Tennessee, Estados Unidos de América),

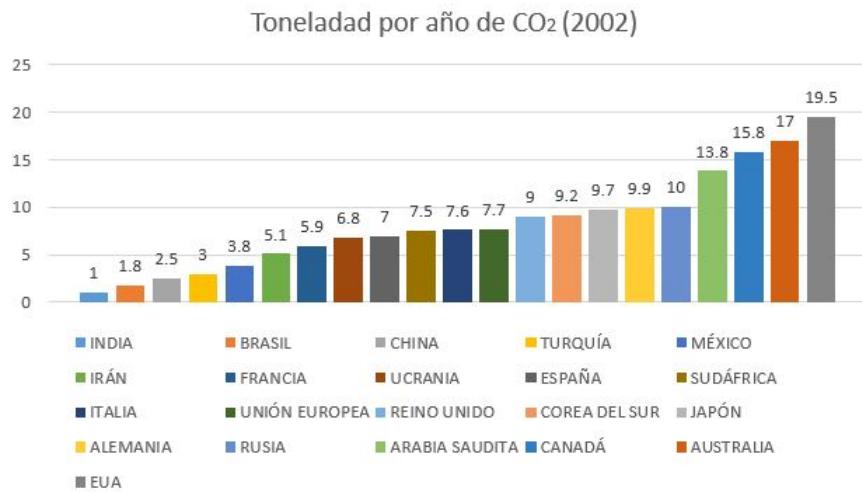


Figura 4.7: Gráfico de países con mayor producción de contaminantes producidos por el uso de hidrocarburos. [6]

de emisión de contaminantes resultantes del uso de hidrocarburos [6].

Aunado a lo anterior, generalmente los aerogeneradores aprovechan vientos con velocidad de 5 a 25 m/s. Con menos de 5 m/s los aerogeneradores son muy ineficientes y arriba de 25 m/s están diseñados para detener el giro de las aspas, con el objeto de evitar daños en los equipos del aerogenerador, ruptura de las palas e incluso un posible colapso de éste. Por estos motivos, el desarrollo de este trabajo se centra en el mejoramiento del sistema de aerogeneradores, a través de la manipulación y control de aspas de una turbina eólica y con ello disminuir los riesgos existentes en los aerogeneradores debido a fuertes vientos o ráfagas que terminan o reducen el tiempo de vida útil de las turbinas eólicas.

CAPÍTULO 5

MARCO TEÓRICO

Introducción

A nivel global, el consumo y distribución de energía además de ser un problema al cual se enfrentan todas las naciones, es un índice que establece el nivel de progreso y bienestar de la sociedad, pues todas y cada una de las actividades cotidianas del humano, se llevan a cabo con el uso de energía. Debido a esas problemáticas, se define actualmente el concepto de crisis energética pues hasta este momento el abastecimiento de energía es superado por el ritmo crecimiento poblacional y económico, y como es sabido las fuentes de energía fósil y nuclear son finitas, por lo que es predecible que en determinado momento al abastecimiento y todo sistema regido por energía colapse, a menos que se descubran u optimicen nuevas fuentes de obtención de energía. Actualmente a nivel mundial, se realizan exhaustivas investigaciones buscando soluciones para resolver esta crisis energética, por lo que el uso de fuentes energéticas renovables es una alternativa que en algún momento se espera, desplacen a los procesos de combustión convencionales y la fisión nuclear. Por ello, el uso de energías verdes, alternativas y renovables no es sólo una moda, sino que es una necesidad en la que los seres humanos tenemos que actuar ahora.

Definición de turbina eólica

El término de energía eólica, describe el proceso por el cual se utiliza el viento para generar energía mecánica o electricidad. Turbinas eólicas convierten la energía cinética del viento en energía mecánica. Esta energía mecánica puede ser utilizada para tareas específicas (como moler grano o bombear agua) o un generador puede convertir esta energía mecánica en electricidad. Esta conversión de energía es posible, con la configuración mecánica que posteriormente se describirá [20].

Clasificación de los aerogeneradores

Los aerogeneradores se definen en general, según la posición de su eje de rotación con relación a la dirección del viento, y existen dos configuraciones principales: turbina eólica de eje horizontal (HAWT) y turbina eólica de eje vertical (VAWT) y con subcategorías que definen el tipo de aspas, así como de su posición respecto al eje.

Aerogenerador de eje horizontal

Si las aspas del rotor están conectadas a un eje horizontal, el dispositivo es una turbina eólica de eje horizontal (HAWT). El cual se describe en la Fig. 5.1, con sus componentes. El mecanismo de cambios y el generador están conectados al eje horizontal y el transformador está localizado en la base de la torre. Una turbina eólica de eje horizontal puede ser de tipo rotor a barlovento (de frente al flujo del viento) o rotor a sotavento (detrás del flujo del viento). Las turbinas eólicas más modernas tienen configuraciones de diseño tipo barlovento y un rango de potencia que va del rango de los Megawatts hasta turbinas más pequeñas con capacidad de potencia de salida de 20 a 150 kW. El mayor esfuerzo de diseño está dirigido hacia los componentes como el diámetro del rotor, el número y ángulo de las aspas, la altura de la torre, la potencia eléctrica y las estrategias de control. Para los HAWT es extremadamente importante la altura de la torre pues la velocidad del viento incrementa con la altura en referencia al suelo. El diámetro del rotor (D) es igualmente importante porque determina el área (A) necesaria para obtener un nivel de potencia de salida específica. Desde 1980, gran parte de las versiones utilizan una red conectada que consiste de 2 o 3 aspas, las cuales son usadas con el rotor a barlovento y otras con rotor a sotavento.

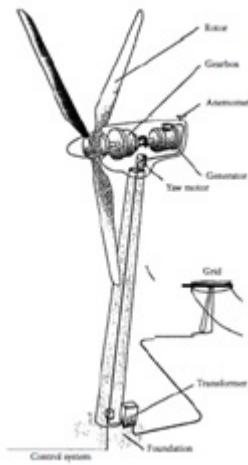


Figura 5.1: Turbina Eólica de Eje Horizontal (HAWT). [7]

El rendimiento de salida de potencia de un HAWT puede optimizarse mediante la selección de una relación entre el diámetro del rotor (D) y la altura de la torre (H). La salida de un aerogenerador de potencia nominal es la potencia máxima permitida para el generador eléctrico instalado. El sistema de control debe asegurarse que esta potencia no se exceda en ambientes con fuertes vientos para evitar daños estructurales en el sistema. Los sistemas de HAWT se despliegan normalmente con dos o tres palas del rotor. Una turbina con dos palas del rotor es más barata, pero gira más rápido lo cual genera mayor desgaste al sistema; también el rendimiento aerodinámico de un rotor de dos palas es más bajo que el de un rotor de tres palas.

Componentes de un aerogenerador de eje horizontal

En la Fig. 5.2 se muestra una máquina eólica típica HAWT, aunque la distribución o componentes pueden llegar a variar según el diseñador o fabricante del aerogenerador.

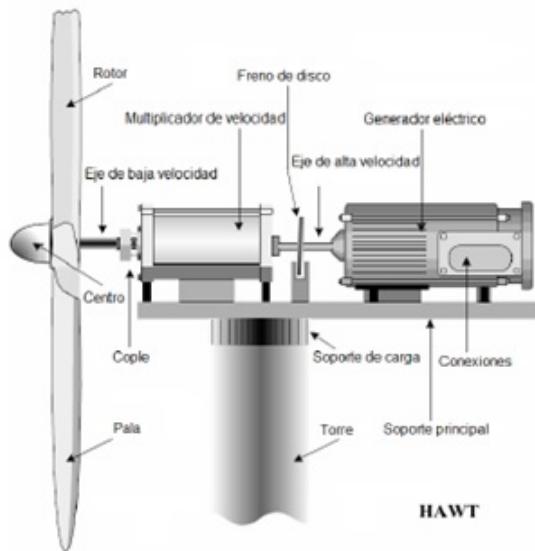


Figura 5.2: Componentes de un Aerogenerador de Eje Horizontal. [8]

A continuación, se definen cada uno de los componentes que conforman el aerogenerador.

Rotor

Es uno de los principales subsistemas del que se compone un aerogenerador ya que es ahí donde el aire interactúa con las aspas que están sujetas a este, y producen el movimiento necesario para la generación de energía.

Centro o Buje

Como su nombre lo indica es la parte cilíndrica del rotor, utilizado como rompeviento y dar estabilidad a las aspas.

Aspas o Palas

Éstas capturan la energía del viento, convierten el movimiento lineal en un movimiento de rotación y así transmitir la energía al buje.

Eje de baja velocidad

Conecta el buje del rotor al multiplicador. En un aerogenerador moderno de 1,500 kW el rotor gira muy lento, a unas 20 o 35 revoluciones por minuto. El eje contiene conductos del sistema hidráulico para permitir el funcionamiento de los frenos aerodinámicos.

Cople

Es una parte que conecta al eje de baja velocidad con el multiplicador de velocidad.

Multiplicador

También referido como caja de cambios o caja de engranaje, tiene a su izquierda el eje de baja velocidad. Permite que el eje de alta velocidad que está a su derecha gire 50 veces más rápido que el eje de baja velocidad. El eje de alta velocidad gira aproximadamente a 1,500 rpm lo que permite el funcionamiento del generador eléctrico. Está equipado con un freno de disco mecánico de emergencia. El freno mecánico se utiliza en caso de fallo del freno aerodinámico, o durante las labores de mantenimiento de la turbina.

Freno de disco

Es un freno mecánico utilizado para un frenado en caso de fallo aerodinámico, o durante las labores de mantenimiento de una turbina.

Eje de alta velocidad

Gira aproximadamente a 1,500 rpm y esto permite que el generador eléctrico opere de forma normal, el eje de alta velocidad se encuentra entre el multiplicador de velocidad y el generador eléctrico.

Torre

Soporta la góndola y el rotor. Generalmente es una ventaja disponer de una torre alta, dado que la velocidad del viento aumenta conforme se aleja del nivel del suelo. Una turbina moderna de 1,500 kW tendrá una torre de unos 60 metros; las torres pueden ser tubulares o bien de celosía. Las torres tubulares son más seguras para el personal de mantenimiento de las turbinas ya que pueden tener y usar una escalera interior para acceder a la parte superior de la turbina. La principal ventaja de las torres de celosía es que son más baratas.

Soporte de carga

Esta parte se encuentra en la parte alta de la torre y tiene la finalidad de soportar y mantener el peso de la turbina de viento, está hecho de un material muy resistente al impacto.

Conexiones

Aquí se encuentra las conexiones tanto del generador, como de la red a la cual alimenta, normalmente se encuentra construido por un tablero y un sistema de enfriamiento el cual controla la temperatura de los componentes.

Soporte principal

Esta parte está conformada por una plancha de acero sobre el cual van instalados todos los componentes de la turbina, esta parte está conectada al soporte de carga y este a la vez a la torre del aerogenerador.

Aerodinámica del Aerogenerador

El viento está compuesto por partículas de aire en movimiento; cuando la masa de aire esté conformada por secciones sobrepuestas, individuales, el movimiento se define como laminar, mientras que, si las secciones se entrecruzan y no conservan su individualidad, el movimiento es turbulento; éste es el caso más común de viento. En una masa de aire turbulento, los resultados de las velocidades instantáneas de las partículas, varían constantemente en magnitud y dirección, pero no suelen apartarse mucho de un valor medio. Los movimientos desordenados de aire a nivel macroscópico se llaman turbulencias, e influyen en el comportamiento de las masas de aire. Las aspas son los componentes más distintivos y visibles de una turbina de viento. También es responsable de llevar a cabo una de las tareas más esenciales en el proceso de conversión de energía: transformación de la energía cinética del viento en energía mecánica rotacional. La energía máxima disponible en el viento es P_{max} , y es obtenida de manera teórica suponiendo que la ve-

locidad del viento se pueda reducir a cero, esta potencia del viento se representa de la siguiente manera:

$$P_v = \frac{1}{2} \dot{m} V_0^2 \quad (5.0.1)$$

Donde \dot{m} es el flujo másico y V_0 es la velocidad del viento. Sustituyendo el valor de flujo másico la ecuación queda de la siguiente forma.

$$P_v = \frac{1}{2} \rho A V_0^3 \quad (5.0.2)$$

Donde ρ es la densidad del aire y A es el área donde la velocidad del viento ha sido reducida. La ecuación de potencia máxima disponible es importante ya que nos dice que la potencia incrementa con la velocidad del aire al cubo y de manera lineal con la densidad y el área.

De manera práctica no es posible reducir la velocidad del viento a cero, por ello un coeficiente de potencia C_p es definido como la proporción entre la potencia actual obtenida y la potencia máxima disponible como se muestra en la ecuación anterior. Un valor teórico máximo para C_p existe denotado como límite de Betz, $C_p = 16/27 = 0.593$. Las turbinas modernas operan con un valor cercano a este límite, con un C_p hasta de 0.5 [9].

Análisis en el aspa de una turbina eólica

Existen varios métodos para el análisis de esfuerzos a los que esta sometido una aspa. Uno de estos métodos es el Modelo Combinado el cual se forma a partir del Modelo de Rankine- Froude y la Teoría del elemento de pala [11]. Debido a la complejidad aerodinámica que conlleva el Modelo Combinado existe un modelo simplificado para aproximar las cargas en las palas del rotor por medio de teoría de vigas. A pesar de que el modelo presentado es simplificado, sigue manteniendo una relación entre las cargas aerodinámicas y las cargas gravitacionales a una estimación de las tensiones de material, la deflexión y el peso de las palas [21].

Al analizar el rotor es útil examinarlo como un modelo de una sola dimensión para un rotor ideal. El rotor se define como un disco permeable de una dimensión. El disco es considerado ideal, en otras palabras, no se considera la fricción y no hay componente de velocidad rotacional en la estela. La estela quiere decir una larga cola de viento bastante turbulenta y ralentizada que se va formando en la parte trasera del rotor después de haber aprovechado la energía cinética del viento. El disco del rotor se comporta como un dispositivo de arrastre que disminuye la velocidad del viento V_0 desde antes de llegar al rotor hasta llegar al plano del rotor con una velocidad u y del plano del rotor hasta la velocidad en la estela u_1 . El arrastre se obtiene de la caída de presión sobre el rotor, donde en un inicio se tiene una presión atmosférica P_0 , un instante antes de llegar al rotor se observa un aumento de P_0 a P y sobre el rotor se tiene una caída de presión ΔP . Después del rotor la presión empieza a recuperar continuamente el nivel de presión atmosférico. En la figura 5.3 se muestra el disco ideal con las velocidades y presiones en cada punto, así como también las gráficas de comportamiento de la presión y la velocidad.

En base a la suposición de un rotor ideal es posible derivar relaciones simples entre la velocidades V_0 , u y u_1 , el empuje T y la potencia absorbida en el eje P . El empuje es la fuerza con dirección a la corriente del viento y es generada debido a la caída de presión sobre el rotor, y la reducción de la velocidad desde V_0 hasta u_1 .

$$T = \Delta P A \quad (5.0.3)$$

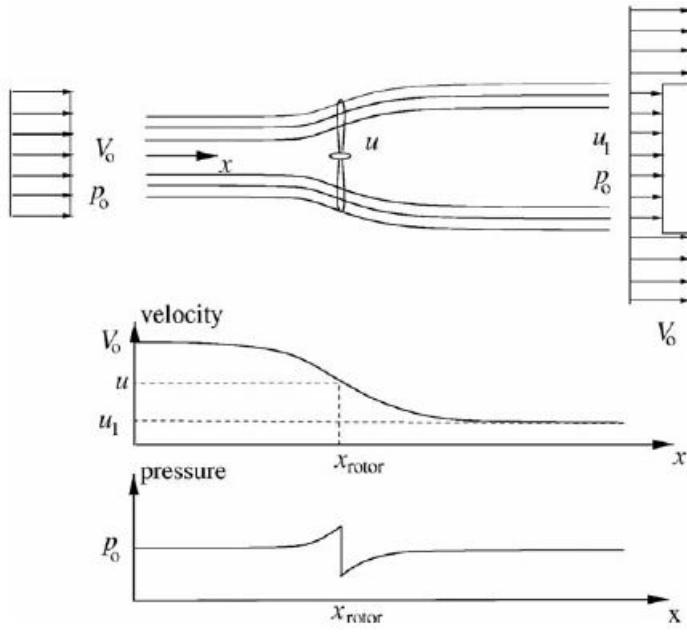


Figura 5.3: Líneas de corriente del viento que pasan por el rotor, así como la velocidad y presión axial antes y después del rotor [9].

Donde $A = \pi R^2$ es el área del rotor. El flujo es estacionario, incompresible y sin fricción, así como ninguna fuerza externa está actuando en el fluido antes o después del rotor. Por ello la ecuación de Bernoulli es válida para aplicarla desde un inicio hasta justo enfrente del rotor, como también justo detrás del rotor hasta después del rotor en la estela. Las siguientes ecuaciones describen el análisis del flujo delante del rotor y detrás del rotor por medio de la ecuación de Bernoulli.

$$P_0 - 1/2\rho V_0^2 = P + 1/2\rho u^2 \quad (5.0.4)$$

$$P_0 - \Delta P + 1/2\rho u^2 = P_0 + 1/2\rho u_1^2 \quad (5.0.5)$$

De estas ecuaciones se obtiene el valor de la diferencia de presión en el rotor y se muestra a continuación:

$$\Delta P = \frac{1}{2}\rho(V_0^2 - u_1^2) \quad (5.0.6)$$

Esfuerzos sobre las aspas

El flujo del viento alrededor de un rotor de turbina eólica puede ser simplificado, si se considera la teoría del elemento de pala visto anteriormente, tal como se ilustra en la figura 5.4. Este sistema consiste en delimitar el flujo de viento, como si fuese un sistema cerrado, en el cual en la sección de área inicial, a la cual se le llamará A_0 , se tiene una presión y velocidad del viento determinadas, posteriormente debido al cambio de diámetro al pasar por la turbina, ocurre la disminución de la velocidad del viento y el área de la sección transversal correspondiente del flujo del viento aumentará sobre el área del rotor de turbina conocido A_1 . En base a esta información, se pueden estimar las cargas aerodinámicas, trabajando en la lámina de turbina de viento.

Para determinar las cargas aerodinámicas, es indispensable dividir el comportamiento de los esfuerzos en dos modos, el modo en *Dirección de la Solapa* y el modo en *Dirección del Filo*. Estos modos se describen de mejor manera en la Fig. 5.4, siguiente.

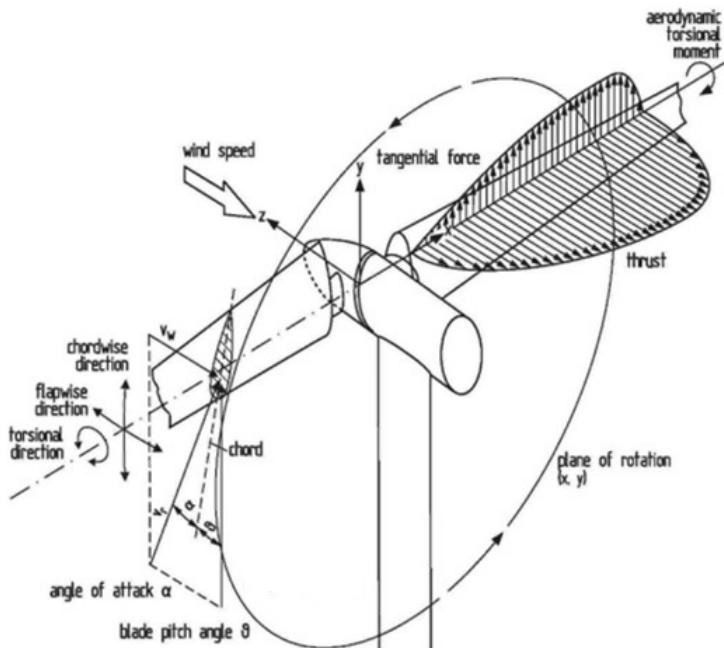


Figura 5.4: Representación de los modos de esfuerzos sobre el aspa, Dirección de la Solapa y Dirección del Filo.

En la figura anterior, se aprecian dos características importantes a definir, la cuales, involucran la posición y giro que realizará el aspa, respecto al eje de rotación de cada una de las aspas, éstos ángulos, se definen como:

Ángulo de ataque: es el ángulo formado por la cuerda del perfil y la velocidad con la que el viento incide en la pala.

Ángulo de pitch es el descrito por la cuerda del elemento de pala con respecto a la horizontal. Es de vital importancia pues su control a través de los correspondientes mecanismos del aerogenerador permite conseguir que el viento incida sobre el perfil con el ángulo de ataque deseado, optimizándose así la energía extraída del viento.

Cargas aerodinámicas sobre las aspas de una turbina eólica (Dirección de la Solapa)

La carga máxima aplicada sobre el aspa de una turbina eólica se puede alcanzar cuando la velocidad del viento produce la mayor cantidad de energía cinética posible, según las características geométricas de la turbina, y esto significa que se alcanza la máxima cantidad de potencia producida, limitada como se mencionaba anteriormente por el límite de Betz. Esta carga generada sobre el aspa, está determinada por la siguiente ecuación [21].

$$Q = \frac{4}{9} \rho_{aire} V_{viento}^2 \pi L^2 \quad (5.0.7)$$

La cual únicamente consiste en la densidad de aire ($\rho_{aire} = 1.2 \text{ kg/m}^3$), la velocidad del viento máxima y la longitud total del aspa. La distribución de la carga puede aproximarse a través de variaciones lineales, desde la raíz del aspa hasta la punta de esta (Fig. 5.5).

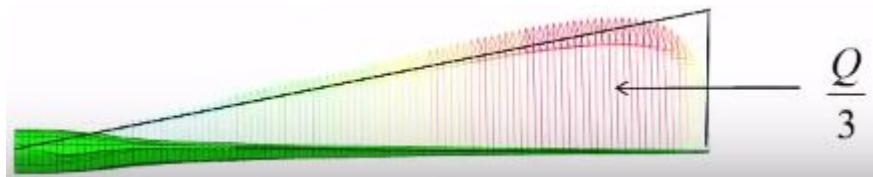


Figura 5.5: Concentración de las cargas ejercidas a lo largo de toda el aspa [10].

Esta ecuación de aproximación lineal, queda definida como, describiendo que la carga está en función de la variable de longitud x :

$$q_x = \frac{8}{27} \rho_{aire} V_{viento}^2 \pi x \quad (5.0.8)$$

Realizando un corte dentro del aspa, es posible determinar las cargas internas de esta, como se muestra en la siguiente imagen. Y de esta forma es posible determinar el momento resultante de los esfuerzos ejercidos sobre el material.

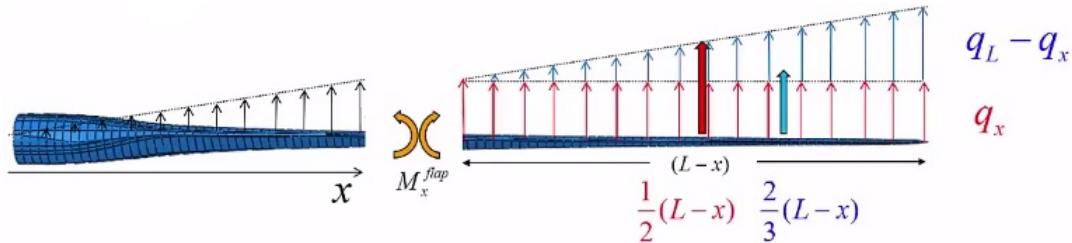


Figura 5.6: Momento flector ejercido en el aspa, y muestra de la linealización por cargas máximas a 1/2 y 2/3 del aspa [10].

Obteniéndose la ecuación siguiente, para el momento flector ocasionado por el viento [21].

$$M_x^{flap} = \frac{4}{81} \rho_{aire} V_{viento}^2 \pi (2L + x)(L - x)^2 \quad (5.0.9)$$

Carga gravitacional sobre las aspas de una turbina eólica (Dirección del Filo)

En el orden de conocer los esfuerzos sobre el aspa, se tiene que el material del aspa genera carga gravitacional por el propio peso de esta sobre la turbina eólica, esta carga se genera sobre los ejes XY del plano frontal de la turbina. Como se muestra en las Figuras 5.7 y 5.8.



Figura 5.7: Vectores verticales descendentes originados por el peso de cada una de las aspas [10].

Esta intensidad de carga está determinada tanto por el material con el que está construido como por las dimensiones de las aspas, denotándose esa relación en la siguiente ecuación, teniendo como variables la densidad del material, su volumen, así como la aceleración gravitacional.

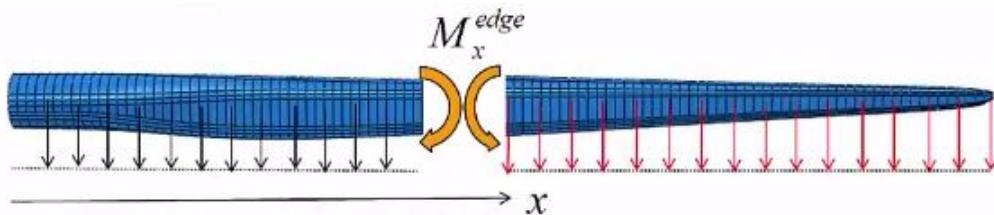


Figura 5.8: Momento flector dentro del aspa, ocasionado por la carga constante del peso [10].

$$w_x = \rho_{material} V_{material} g \quad (5.0.10)$$

Y este genera un momento flector, en la dirección del filo del aspa descrito por la siguiente ecuación, descrita por su densidad, el área transversal del aspa, la gravedad y los puntos x de mayor esfuerzo [21].

$$M_x^{\text{edge}} = \rho_{\text{material}} A_{\text{material}} g (L - x) \frac{(L - x)}{2} \quad (5.0.11)$$

Ambos momentos ejercidos sobre las palas, después de la sustitución de intensidad de carga, pueden ser escritos como:

$$\sigma_x^{\text{flap}} = \frac{M_x^{\text{flap}}}{A_{\text{flap}} h_{\text{flap}}} \quad (5.0.12)$$

$$\sigma_x^{\text{edge}} = \frac{M_x^{\text{edge}}}{A_{\text{edge}} h_{\text{edge}}} \quad (5.0.13)$$

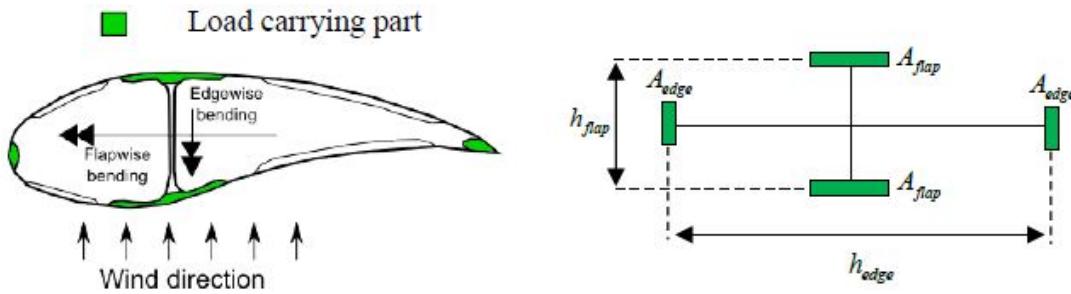


Figura 5.9: Diagrama de sección transversal con cargas y simplificación de la sección transversal [10].

Perfil Aerodinámico

Los perfiles existen de diferentes formas. El Comité Asesor Nacional para la Aeronáutica (NACA) desarrolló una serie de perfiles aerodinámicos diseñados para fomentar el flujo laminar en la capa límite sobre el perfil aerodinámico, reduciendo drásticamente la fricción en la superficie del perfil [9]. Un perfil aerodinámico es una sección cortada de una pala o ala por un plano paralelo a la cuerda de la misma [8]. Para entender con mayor claridad el concepto es necesario mencionar las partes que conforman al perfil aerodinámico.

A continuación se describe cada uno de los puntos señalados en la figura 5.10:

- Extradós: Parte superior del perfil.
- Intrádos: Parte inferior del perfil.
- Borde de ataque: Borde delantero del perfil.
- Borde de salida: Borde trasero del perfil.
- Cuerda: Es la linea recta que une el borde de ataque con el borde de salida. Es una característica del perfil.

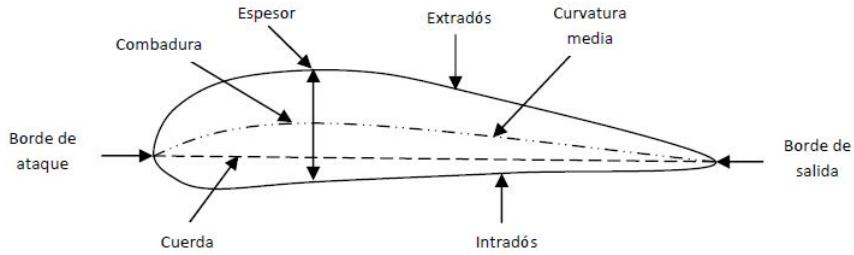


Figura 5.10: Partes que conforman un perfil aerodinámico [11].

- Línea de curvatura media: Línea equidistante entre el extrádos y el intrádos. Si la línea de curvatura media queda sobre la cuerda geométrica se dice que la curvatura es positiva, si es por debajo negativa y doble curvatura si un tramo va por encima y otro por debajo.
- Combadura: Es la distancia máxima entre la linea de curvatura y la cuerda.
- Espesor: es la distancia entre extradós e intradós, medida de manera perpendicular a la cuerda.

Los perfiles se pueden dividir en dos tipos, los simétricos y los asimétricos. Los simétricos son perfiles sin combadura, es decir que la cuerda y la línea de curvatura media coinciden. Mientras que los perfiles asimétricos contienen combadura. Debido a esta condición geométrica, el perfil simétrico tiene un bajo costo y es de fácil construcción comparado con los asimétricos. Mientras que los perfiles asimétricos tienen la ventaja de generar mayor levantamiento [8].

Nomenclatura de Perfiles Aerodinámicos

La NACA identifica diferentes formas de perfiles aerodinámicos por un sistema de lógica numérica. La primer familia de los perfiles aerodinámicos NACA, fue desarrollada en la década de 1930, y es la serie de cuatro dígitos. Un ejemplo de esta serie es el perfil aerodinámico NACA 2412. El primer dígito es la máxima combadura en centécimas de cuerda, el segundo dígito es la ubicación de la máxima combadura a lo largo de la cuerda desde el borde de ataque en décimas de cuerda, y los últimos dos dígitos representan el espesor máximo en centécimas de cuerda. Para el perfil aerodinámico NACA 2412, la combadura máxima es de 0.02c ubicada a 0.4c desde el borde de ataque, y el máximo espesor es de 0.12c. Es común establecer estos números en porcentaje de cuerda, lo cual sería, 2% de combadura a 40% de la cuerda, con un espesor de 12%. Los perfiles aerodinámicos donde los dos primeros dígitos son ceros, como es el caso del perfil NACA 0012, significa que es un perfil aerodinámico simétrico [7]. Una de las familias más ampliamente usada para perfiles aerodinámicos en aerogeneradores de eje horizontal, es la Serie-6 de la NACA [7]. Un ejemplo es NACA 653 218, donde el primer dígito representa la designación de la serie (6, flujo laminar), la localización de la presión mínima ($x/c =, a = 0.5$), el coeficiente de sustentación máximo para gradiente de presión favorable (0.3), el coeficiente de sustentación de diseño (0.2) y el espesor de la sección (18%) [11].

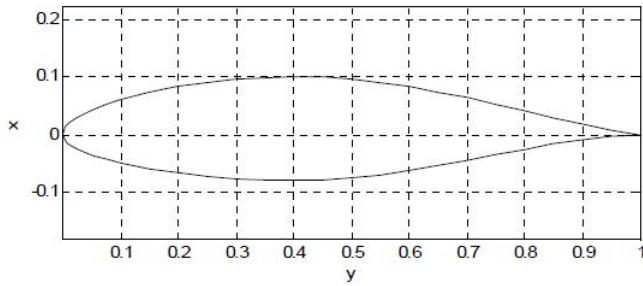


Figura 5.11: Perfil NACA serie 6 estándar [11].

Engranes cónicos

En la Figura 5.12 se ilustra un engrane cónico recto. Por lo general, tales engranes se emplean para velocidades en la línea de paso de hasta $5m/s$ cuando el nivel de ruido no es una consideración importante. Están disponibles en muchos tamaños comerciales y su costo de producción es menor que otros engranes cónicos, en especial en pequeñas cantidades.



Figura 5.12: Juego de 2 engranes cónicos de dientes rectos [12].

Esfuerzos en engranes cónicos

En un montaje común de engranes cónicos, constantemente uno de ellos se monta en el exterior de los cojinetes de soporte. Esto significa que las deflexiones del eje quizás sean más notables y tengan un mayor efecto en la naturaleza del contacto de los dientes. Por ello, para lograr un contacto lineal perfecto que pase por el centro del cono, los dientes deben flexionarse más en el extremo grande que en el pequeño. Para lograrlo se requiere que la carga sea proporcionalmente mayor en el extremo grande. Debido a esta carga variante a todo lo ancho de la cara del diente, es deseable tener un ancho de cara relativamente corto. Para determinar si las dimensiones dadas en base al diseño cumplen con los criterios de resistencia y esfuerzos máximos, se usan las siguientes ecuaciones.

Ecuación fundamental de esfuerzos de contacto [12]

$$\sigma_H = Z_E \left(\frac{1000W_t}{bdZ_1} K_A K_V K_{H\beta} K_x K_{xc} \right)^{1/2} \quad (5.0.14)$$

Ecuación fundamental de esfuerzos de esfuerzo de flexión [12]

$$\sigma_F = \frac{1000W_t}{b} \frac{K_A K_V}{m_{et}} \frac{Y_x K_{H\beta}}{Y_\beta Y_J} \quad (5.0.15)$$

Como es posible verse, las constantes que aparecen en las ecuaciones están dadas por características geométricas, cargas y propiedades de los materiales, a continuación se enumera la forma en cómo deben ser determinadas.

Factor de Sobrecarga K_A

El factor de sobrecarga tiene en cuenta una tolerancia para cualquier carga en exceso externamente aplicada a la carga transmitida nominal como se muestra la figura 5.9.

Carácter del movimiento principal	Carácter de la carga sobre la máquina impulsada			
	Uniforme	Impacto ligero	Impacto medio	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75 o mayor
Impacto ligero	1.10	1.35	1.60	1.85 o mayor
Impacto medio	1.25	1.50	1.75	2.00 o mayor
Impacto pesado	1.50	1.75	2.00	2.25 o mayor

Figura 5.13: Factores de sobrecarga según el tipo de movimiento [12].

Factor dinámico K_V [12]

K_V tiene en cuenta el efecto de la calidad del diente del engrane, relacionada con la velocidad y carga, y el aumento de esfuerzo que resulta. La AGMA utiliza un número de exactitud de transmisión Q_V para describir la precisión con la que los perfiles de los dientes están espaciados a lo largo del círculo de paso.

$$B = 0.25(12 - Q_V)^{2/3} \quad (5.0.16)$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (5.0.17)$$

$V_e t$ es la velocidad en la línea de paso en el diámetro de paso exterior, expresada en m/s:

$$V_{et} = 5.236(10^{-5})d_1 n_1 \quad (5.0.18)$$

$$K_V = \left(\frac{A + \sqrt{200V_{et}}}{A} \right)^B \quad (5.0.19)$$

Factor de tamaño por resistencia a picadura (Z_X) [12]

$$Z_x = \begin{cases} 0.5 & b < 12.7 \text{ mm} \\ 0.00492b + 0.4375 & 12.7 \leq b \leq 114.3 \text{ mm} \\ 1 & b > 114.3 \text{ mm} \end{cases}$$

Factor de tamaño por flexión (Y_X) [12]

$$Y_x = \begin{cases} 0.5 & m_{et} < 1.6 \text{ mm} \\ 0.4867 + 0.008339m_{et} & 1.6 \leq m_{et} \leq 50 \text{ mm} \end{cases}$$

Factor de distribución de carga ($K_{H\beta}$) [12]

$$K_{H\beta} = K_{mb} + 5.6(10^{-6})b^2$$

$$K_{mb} = \begin{cases} 1.00 & \text{ambos miembros montados separados} \\ 1.10 & \text{un miembro montado separado} \\ 1.25 & \text{ningún miembro montado separado} \end{cases}$$

Factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión (Y_β)

Para engranes cónicos rectos: $Y_\beta = 1$.

Factor de geometría de resistencia a la picadura (Z_I) [12]

En la Figura 5.15 se presenta el factor geométrico Z_I para engranes cónicos rectos con un ángulo de presión de 20° y un ángulo de eje de 90° .

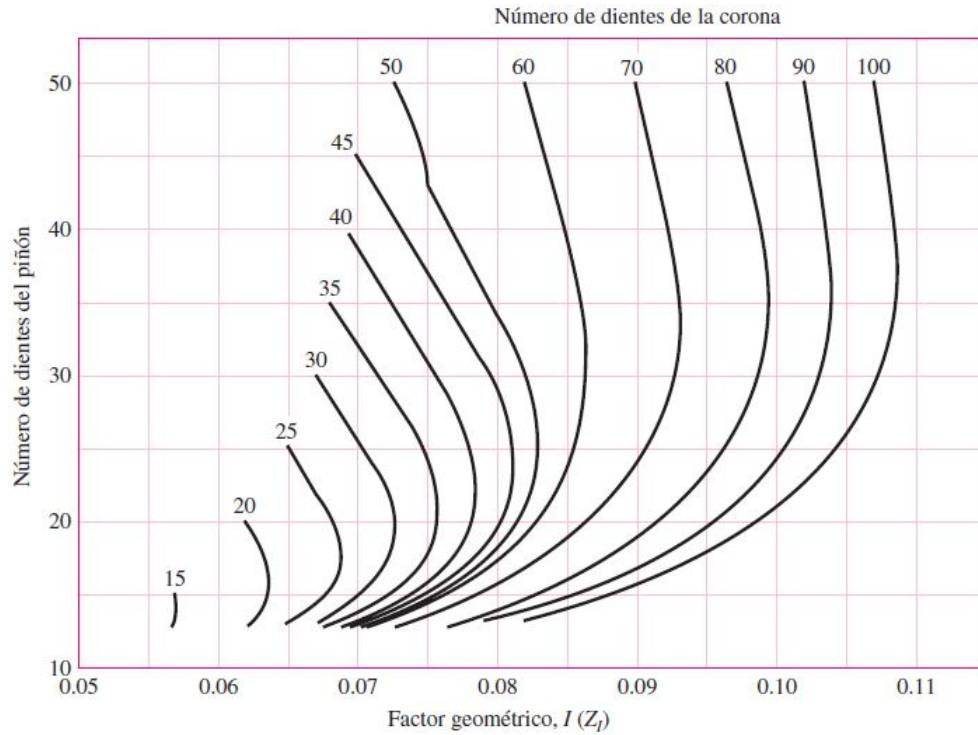


Figura 5.14: Factor de contacto geométrico Z_I de engranes cónicos rectos con un ángulo normal de presión de 20° y un ángulo de eje de 90° [12].

Factor de coronamiento por picadura (Z_{xc}) [12]

$$Z_{xc} = \begin{cases} 1.5 & \text{dientes coronados en forma adecuada} \\ 2.0 & \text{o dientes más grandes no coronados} \end{cases}$$

Factor de geometría de resistencia a la flexión (Y_J) [12]

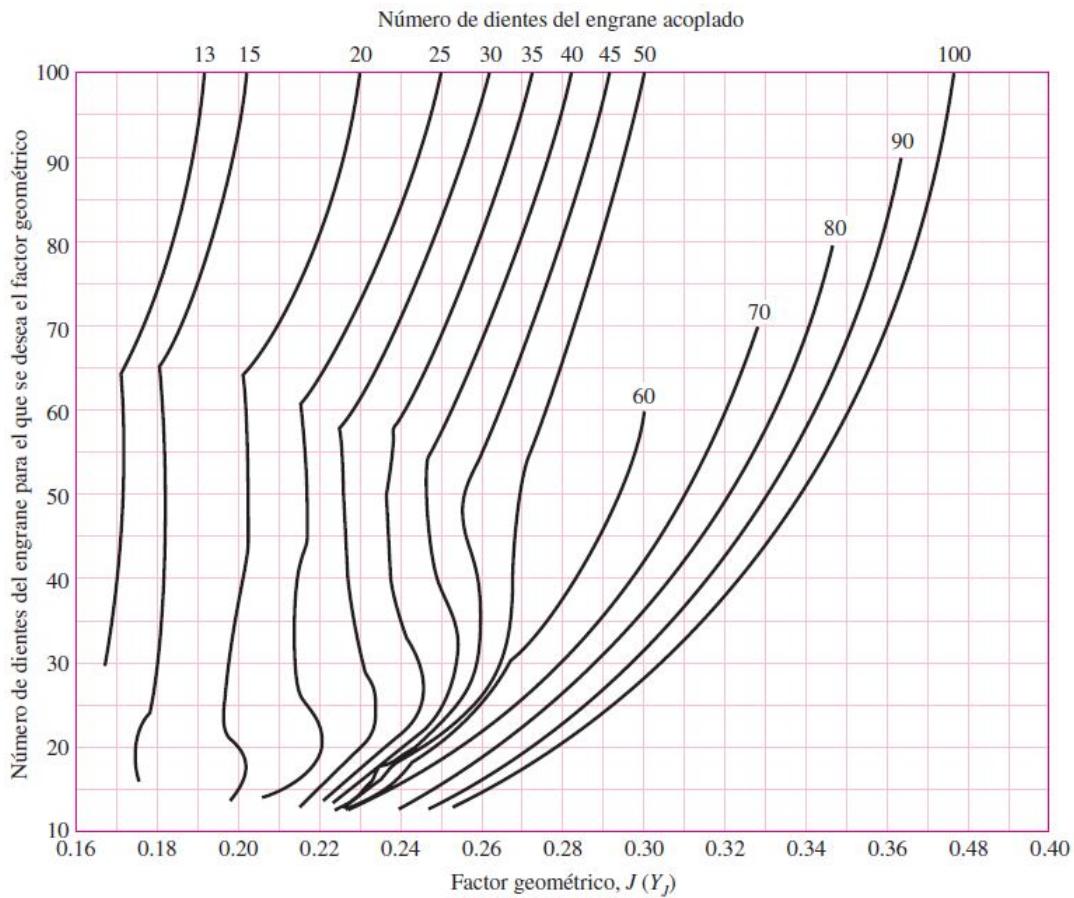


Figura 5.15: Factor de flexión $J(Y_J)$ de engranes cónicos rectos con un ángulo normal de presión de 20° y un ángulo de eje de 90° [12].

Coeficiente elástico de resistencia a picadura (Z_E) [12]

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} - \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)}} \quad (5.0.20)$$

Donde:

E_1, E_2 : Módulos de Young del piñón y el engrane.
 v_1, v_2 : Relación de Poisson del piñón y el engrane.

Con lo anterior, es posible determinar los esfuerzos ejercidos sobre el mecanismo de engranes y conocer si un diseño previo, tolera esas condiciones.

Diseño del eje

Una flecha es un elemento rotatorio, por lo general de sección transversal circular, que se emplea para transmitir potencia o movimiento. Ella constituye el eje de rotación u oscilación de elementos como engranes, poleas, volantes de inercia, manivelas, catarinas y miembros similares y, además, controla la geometría de su movimiento [12].

El estándar ANSI/ASME para el Diseño de ejes de transmisión se publicó con el código B106.1M-1985. El estándar presenta un procedimiento simplificado para el diseño de ejes. El procedimiento ASME supone que la carga es de ciclo de flexión invertida (componente media de la flexión igual a cero) y torque constante (componente del torque alterante igual a cero) a un nivel que genera esfuerzos por debajo de la resistencia a la fluencia por torsión del material. El estándar se justifica porque muchos ejes de máquinas entran en esta categoría [22].

Velocidad crítica

El eje, debido a su propia masa, tiene una velocidad crítica. De igual forma, el ensamble de elementos a un eje tiene una velocidad crítica que es mucho menor que la velocidad crítica intrínseca del eje. La estimación de estas velocidades críticas (y sus armónicas) es una tarea del diseñador. Cuando la geometría es simple, como la de un eje de diámetro uniforme, simplemente apoyado, la tarea es fácil. Puede expresarse como:

$$\omega_1 = \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \quad (5.0.21)$$

Cuña

Una cuña es un componente de maquinaria que se instala en la interfaz entre un eje y el cubo de un elemento de transmisión de potencia, con el objeto de transmitir par torsional. La cuña es desmontable para facilitar el ensamblado y desensamblado del sistema en el eje. Se instala en una ranura axial, maquinada en el eje, llamado cuñero. Se hace una ranura similar en el cubo del elemento transmisor de potencia, llamado asiento de cuña, pero su nombre correcto es cuñero. En forma característica, la cuña se instala primero en el cuñero del eje, y después el del cubo se alinea con la cuña y se desliza el cubo a su posición correcta [13].

El diámetro del eje determina los tamaños estándar para el grosor, la altura y la profundidad de la cuña. La falla de la cuña puede ser por cortante directo, o por esfuerzo de apoyo. La longitud máxima de una cuña está limitada por la longitud de la maza del elemento agregado, y por lo general no debe exceder 1.5 veces el diámetro del eje, para evitar la torcedura excesiva con la deflexión angular del eje. Es deseable que la cuña falle en una situación de sobrecarga, en lugar de que lo hagan componentes más costosos [12].

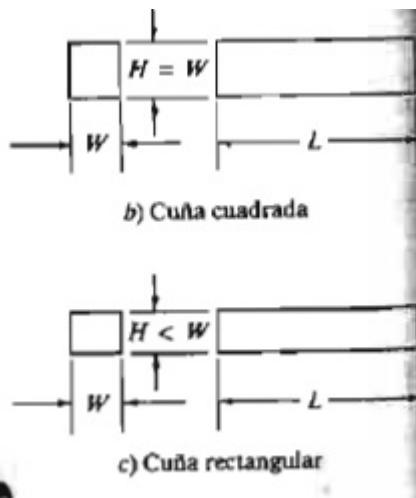


Figura 5.16: Ancho, altura y longitud de una cuña cuadrada y rectangular [13].

Rodamientos

Los rodamientos están conformados por dos anillos, los elementos rodantes, y una jaula, y se clasifican en rodamientos radiales o rodamientos de apoyo dependiendo de la dirección de la carga principal. Además, dependiendo del tipo de elementos rodantes, se clasifican en rodamientos de bolas o de rodillos, y se subclasifican más en función de sus diferencias en diseño o uso específico [23].

Características de los rodamientos:

- Su par inicial o fricción es bajo y la diferencia entre el par inicial y el de funcionamiento es muy pequeña.
- Están de alguna manera estandarizados a nivel mundial y son fácil de intercambiar.
- El mantenimiento, el reemplazo y la inspección resultan sencillos debido a la simplicidad de la estructura.
- La mayor parte de los rodamientos pueden soportar cargas tanto radiales como axiales de forma simultánea o independiente.

Los rodamientos de bolas de ranura profunda y una sola hilera son el tipo de rodamiento más utilizado. Debido a su bajo par, son altamente adecuados en aplicaciones en que se necesitan altas velocidades y bajas pérdidas de potencia [23].

Sistema de control

Un modelo matemático de un sistema dinámico se define como un conjunto de ecuaciones que representan la dinámica del sistema con precisión o, al menos, bastante bien. Un sistema puede representarse de muchas formas diferentes, por lo que puede tener muchos modelos matemáticos, dependiendo de cada perspectiva. La dinámica de muchos sistemas ya sean mecánicos, eléctricos, térmicos, etc., se describe en términos de

ecuaciones diferenciales. Dichas ecuaciones diferenciales se obtienen a partir de leyes físicas que gobiernan un sistema determinado, como las leyes de Newton para sistemas mecánicos y las leyes de Kirchhoff para sistemas eléctricos. Se debe siempre recordar que obtener un modelo matemático razonable es la parte más importante de todo el análisis [14].

El primer paso para el diseño de un sistema de control es la obtención del modelo matemático de la planta u objeto de control. Un sistema de control que mantiene una relación determinada entre la salida y la entrada de referencia, comparándolas y usando la diferencia como medio de control, se denomina sistema de control realimentado. Los sistemas de control realimentados se denominan también sistemas de control en lazo cerrado. En la práctica, los términos control realimentado y control en lazo cerrado se usan indistintamente. En un sistema de control en lazo cerrado, se alimenta al controlador la señal de error de actuación, que es la diferencia entre la señal de entrada y la señal de realimentación (que puede ser la propia señal de salida o una función de la señal de salida y sus derivadas y/o integrales), con el fin de reducir el error y llevar la salida del sistema a un valor deseado. El término control en lazo cerrado siempre implica el uso de una acción de control realimentado para reducir el error del sistema [14].

Control Pitch

El método de control de ángulo *pitch* es un acercamiento básico para mejorar el desempeño de los sistemas de generación de energía en turbinas eólicas. El control del ángulo *pitch* desempeña los siguientes puntos:

- El controlador ajusta continuamente la velocidad del rotor para mantener una velocidad constante, con el objetivo de alcanzar el coeficiente de potencia máximo para ese ángulo.
- Por lo general, el ángulo de *pitch* se ajusta para toda la aspa a partir de su raíz.
- Permite que las aspas giren sobre sus ejes radiales durante la operación, provocando un cambio en la velocidad rotacional en el eje.
- El ángulo *pitch* debe cambiarse para reducir el ángulo de ataque en condiciones altas de velocidad del viento o fuera de los establecidos en el diseño de la turbina eólica, que a su vez reduzca las fuerzas aerodinámicas sobre las palas y mantenga la estabilidad dinámica del rotor.

Para modelar el comportamiento del sistema dinámico en la turbina eólica, es necesario determinar el torque ejercido en el rotor, así como también en el eje. La potencia mecánica extraída de la turbina eólica es la potencia del viento por el coeficiente de potencia como se muestra de la siguiente manera:

$$P_t = \frac{1}{2} \pi R^2 V_0^3 C_p \quad (5.0.22)$$

El torque de la turbina eólica es definido como la proporción de la potencia mecánica en relación a la velocidad rotacional [24].

$$T_a = \frac{P_t}{w_r} \quad (5.0.23)$$

Por tanto, la sustitución de la potencia en la turbina P_t en la ecuación anterior nos da como resultado:

$$T_a = \frac{1/2\pi\rho R^2 V_0^3 C_p}{\omega_r} \quad (5.0.24)$$

Donde aplicando la ecuación de la relación de la velocidad en la punta:

$$\lambda = \frac{\omega_r R}{V_0} \quad (5.0.25)$$

Dando como resultado:

$$T_a = \frac{1}{2}\pi\rho R^3 V_0^2 \frac{C_p}{\lambda} \quad (5.0.26)$$

Control PID clásico

Los controladores PID son ampliamente usados en los sistemas de control industriales y suelen aplicarse a la gran mayoría de los sistemas de control. Pero se aprecia más su utilidad cuando el modelo de la planta a controlar no se conoce y los métodos analíticos no pueden ser empleados.

El controlador PID recibe una señal de entrada que generalmente es el error $e(t)$ y proporciona una salida o variable de acción de control, $u(t)$, este calcula la desviación o error entre un valor medido y un valor deseado. El algoritmo consiste de tres parámetros. El valor Proporcional depende del error actual. El Integral que depende de errores pasados y el Derivativo es una predicción de los errores futuros. La suma de estas 3 es usada para ajustar el proceso por medio de un elemento de control como se muestra a continuación [14].

$$u(t) = K_p \left(e(t) + \frac{1}{\tau_i} \int_{\infty}^t e(t) dt + \tau_d \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (5.0.27)$$

Entonces al tenerse una ecuación integro-diferencial, la función de transferencia puede obtenerse para el controlador PID es:

$$G_c(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{\tau_i s} + \tau_d s \right) \quad (5.0.28)$$

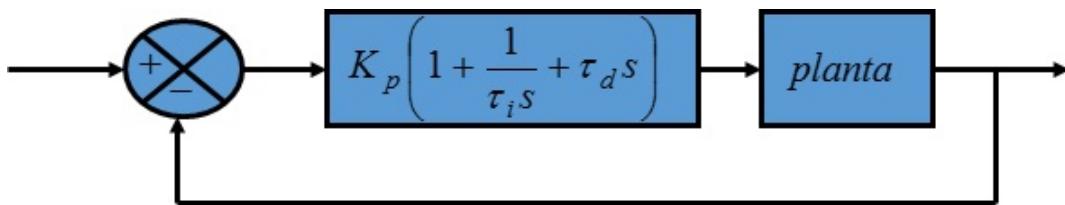


Figura 5.17: Control PID de una planta [14].

Para tener un correcto funcionamiento de necesita al menos: un sensor, un controlador

y un actuador. Y para la determinación de estas constantes: de proporcionalidad, integrativa y derivativa, existen una serie de métodos que permiten sintonizar con mayor precisión las ganancias adecuadas para cumplir con el objetivo del sistema de control o que la planta definan, como el uso de las Reglas de Ziegler-Nichols para sintonizar controladores PID.

Reglas de Ziegler-Nichols para sintonización de controladores PID

El método de Ziegler-Nichols permite ajustar o "sintonizar" un regulador PID de forma empírica, sin necesidad de conocer las ecuaciones de la planta o sistema controlado. Los valores propuestos por este método intentan conseguir en el sistema realimentado una respuesta al escalón con un sobrepusto máximo del 25%, que es un valor robusto con buenas características de rapidez y estabilidad para la mayoría de los sistemas.

El método de sintonización de reguladores PID de Ziegler-Nichols permite definir las ganancias proporcional, integral y derivativa a partir de la respuesta del sistema en lazo abierto o a partir de la respuesta del sistema en lazo cerrado. Cada uno de los dos ensayos se ajusta mejor a un tipo de sistema.

Método de oscilación de Ziegler-Nichols

Para sistemas de carácter oscilante, se coloca un bucle cerrado solamente con acción proporcional (acciones I y D a cero). Partiendo de un valor bajo de la ganancia proporcional K_p , se va aumentando gradualmente hasta conseguir un comportamiento oscilatorio mantenido en la respuesta del sistema del lazo de control cerrado usado se muestra en la figura siguiente.

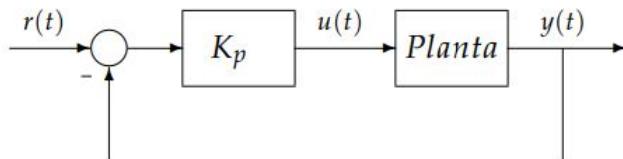


Figura 5.18: Lazo cerrado solo con ganancia proporcional [15].

Este procedimiento es válido solo para plantas estables a lazo abierto y se lleva a cabo siguiendo los siguientes pasos:

1. Utilizando solo control proporcional, comenzando con un valor de ganancia pequeño, incrementar la ganancia hasta que el lazo comience a oscilar. *Notar que se requieren oscilaciones lineales y que estas deben ser observadas en la salida del controlador.*
2. Registrar la ganancia crítica del controlador $K_p = K_c$ y el periodo de oscilación de la salida del controlador P_c , Fig. 5.19.
3. Ajustar los parámetros del controlador según la Fig. 5.20.

Dicha tabla fue obtenida por Ziegler y Nichols quienes buscaban una respuesta al escalón de bajo amortiguamiento para plantas que puedan describirse satisfactoriamente

por un modelo de la forma:

$$G_0(s) = \frac{K_0 e^{-s\tau_0}}{\nu_0 s + 1} \quad (5.0.29)$$

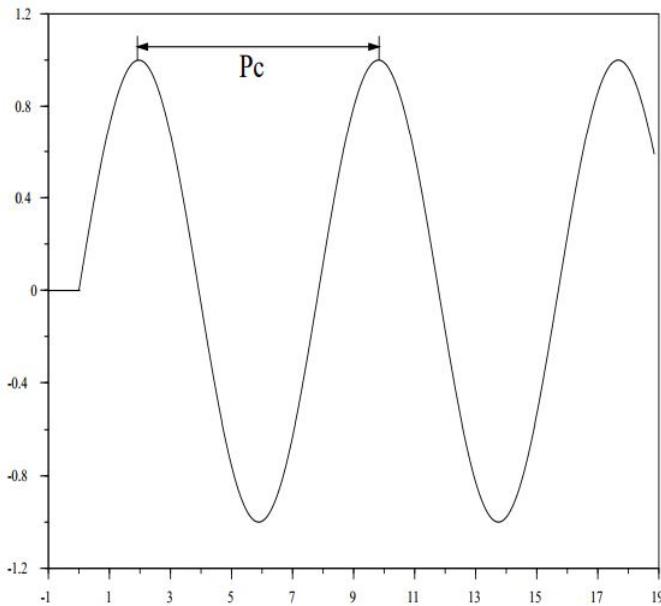


Figura 5.19: Respuesta de la planta con ganancia crítica [15].

A partir de la obtención del periodo de oscilación alcanzado, es posible obtener una aproximación del resto de los parámetros para el diseño del controladores PID.

Tipo de controlador	K_p	T_i	T_d
P	$0.5K_{cr}$	∞	0
PI	$0.45K_{cr}$	$\frac{1}{1.2}P_{cr}$	0
PID	$0.6K_{cr}$	$0.5P_{cr}$	$0.125P_{cr}$

Figura 5.20: Regla de sintonía de Ziegler-Nichols basada en la ganancia crítica K_{cr} y periodo crítico P_{cr} [14].

Comentarios. Las reglas de sintonía de Ziegler-Nichols (y otras reglas de sintonía que se presentan en la literatura) se han usado ampliamente para sintonizar controladores PID en sistemas de control de procesos en los que no se conoce con precisión la dinámica de la planta.

CAPÍTULO 6

DESARROLLO

6.1 Áreas Funcionales

Sistema de Sensado

Esta función se encargará de detectar la magnitud de las variables de entrada (velocidad y dirección del viento), la posición de las aspas y la velocidad angular del buje.

Adquisición de Datos

La adquisición se encarga de tomar el resultado del sistema de sensado, con la finalidad de acondicionar las señales analógicas y establecer entre las variables de entrada y un voltaje de salida.

Procesamiento

Es el sistema que se dedicará a interpretar las tensiones de entrada a partir de operaciones que puedan representar y determinar las variables de control (ángulo *pitch* y velocidad de buje).

Unidad de Control

Es la función cuya tarea es establecer un lazo cerrado de control que permita definir el posicionamiento de las aspas en relación a todas las entradas.

Etapa de Potencia

Es la unidad que tendrá la capacidad de convertir una señal de control a una capaz de accionar los elementos electromecánicos del posicionamiento de aspas.

Posicionamiento de Aspas

Es el mecanismo que establecerá la posición determinada para las aspas según la respuesta del sistema de control.

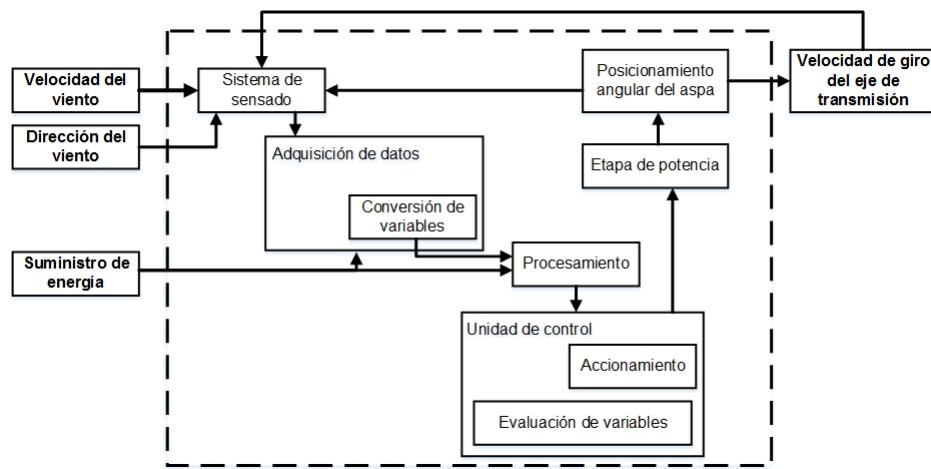


Figura 6.1: División de Funciones definido para el Trabajo Terminal.

IDEFO Sistema de Control de Pitch para prototipo de Turbina Eólica

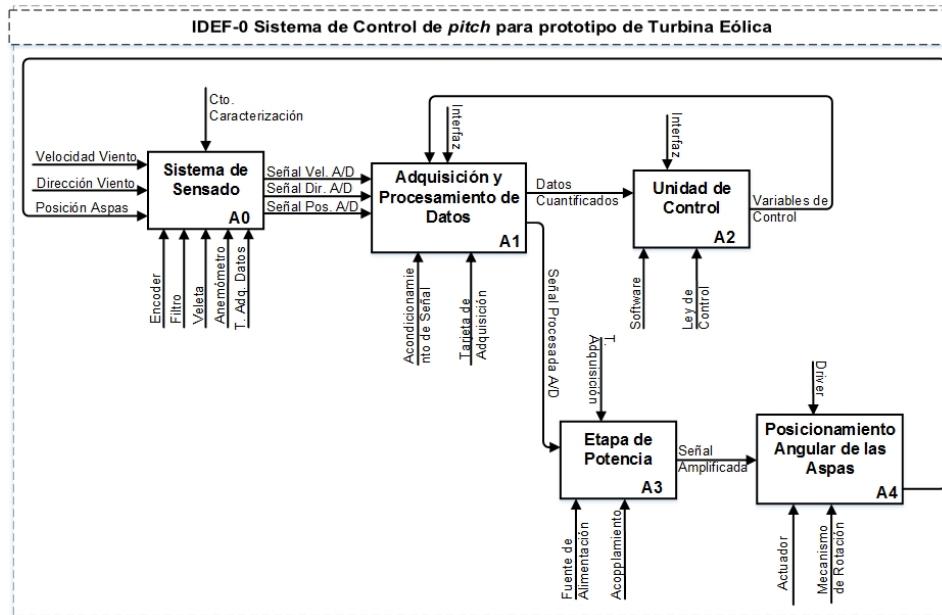


Figura 6.2: IDEF0 definido para el Trabajo Terminal.

6.2 Product Design Specification (PDS)

Nombre del Proyecto	Sistema de control de <i>pitch</i> para prototipo de turbina eólica			
Objetivo	Diseñar un prototipo de turbina eólica capaz de orientar las aspas, según la dirección y velocidad del viento.			
Versión	1.0.1			
Elemento	Necesidad	Demanda / deseo	Interpretación	Requerimiento
Diseño	El perfil de las aspas permita aprovechar la energía cinética del viento.	Demanda	El perfil aerodinámico debe considerar las fuerzas de sustentación y arrastre.	Las aspas deben contar con un extremo romo y otro afilado.
	El buje debe contener espacio interno para el mecanismo de rotación, así como un diseño aerodinámico.	Demanda	La geometría del buje debe favorecer el flujo del viento y contener el espacio necesario para el mecanismo de rotación.	El interior del buje deberá contener 3 actuadores instalados de forma simétrica y no interfiriendo entre ellos.
	La sujeción de las aspas-buje, buje-góndola soporten las cargas externas ejercidas.	Demanda	Que la morfología de la estructura permita la rotación sin comprometer la seguridad de los elementos.	Que el aspa-buje y buje-góndola contenga una sujeción firme y desmontable, en base a una geometría que evite desprendimiento.
	El mecanismo debe actuar de forma coordinada para cada una de las aspas.	Demanda	Los actuadores independientes deben girar con la misma cantidad de grados y sentido.	Los actuadores deben ser del mismo modelo y estar sincronizados.
	Un sistema de alimentación que permita suministrar energía a los actuadores durante la rotación.	Demanda	Un elemento que suministre energía desde la góndola hacia el buje considerando su rotación.	El dispositivo de suministro de energía debe permitir el giro sin comprometer las conexiones eléctricas.

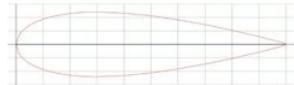
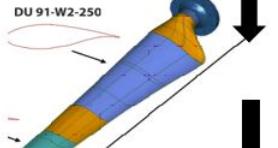
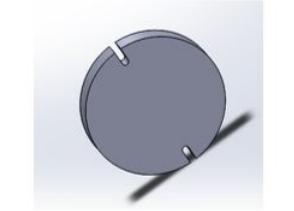
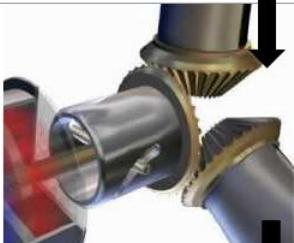
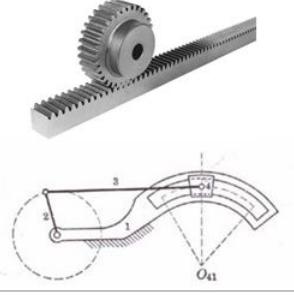
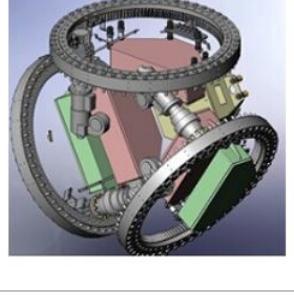
	La veleta deberá estar ubicada en la parte posterior del rotor.	Deseo	La veleta medirá la dirección del viento detrás del rotor de forma que modifique la posición de la turbina.	La veleta deberá orientar el prototipo en base al plano horizontal.
	El anemómetro debe estar ubicado en la parte frontal del rotor.	Demanda	El anemómetro medirá la velocidad del viento delante del rotor que permita una lectura precisa del viento sin turbulencias que lo alteren.	El anemómetro deberá estar libre de turbulencias que alteren la lectura de la velocidad del viento.
	El soporte para sujetar la turbina deberá considerar el peso de la turbina, así como fuerzas externas.	Demanda	Que la geometría del soporte considere la distribución de fuerzas y minimizar la inestabilidad.	La estructura debe considerar un soporte estable para evitar vibraciones por parte de fuerzas externas. Que no exceda un metro de altura.
Seguridad	La comunicación desde los sensores hasta la ejecución de los actuadores deberá ser ininterrumpida.	Demanda	Que el cableado y conexiones deben estar aseguradas para evitar desconexiones.	Los cables deberán estar asilados dentro de tubos o canaletas para evitar que interfieran con el mecanismo.
Estabilidad	Debe existir un equilibrio de fuerzas entre la parte frontal y posterior del rotor.	Demanda	El soporte debe considerar un equilibrio entre el peso del buje y el peso de la góndola.	Los elementos serán instalados de manera distribuida sobre la góndola y el buje.
	La sujeción de las aspas deberá ser uniforme.	Demanda	El diseño de la base de las aspas debe ser uniforme y contemplar su unión para facilitar el ensamblaje.	Hacer uso de elementos de unión, como salientes o extrusiones que se acoplen con cada una de las aspas y su base.

Materiales	Que los materiales para desarrollar los elementos de la turbina eólica sean comercialmente conocidos.	Deseo	Los materiales deben estar en existencia y de fácil adquisición.	El material a ocupar en el ensamblaje se debe encontrar en catálogos comerciales, donde se encuentren por modelo o característica.
<hr/>				
Costo	Que el costo no supere el presupuesto.	Deseo	Los elementos y materiales a comprar deben entrar en el presupuesto.	El costo del prototipo no debe exceder los 15,000 pesos mexicanos.
<hr/>				
Ensamblaje	Que el ensamblaje sea modular.	Deseo	Que el prototipo pueda ser dividido en elementos que al final puedan ser acoplados y desacoplados sin complicaciones técnicas.	El ensamble final será formado por módulos, que unidos entre sí permitan conseguir el objetivo general propuesto.
<hr/>				
Tiempo de desarrollo	Que el prototipo sea terminado de acuerdo al cronograma.	Demandas	Tanto el diseño y construcción del prototipo no exceda el tiempo previsto.	El diseño del prototipo debe estar terminado antes del 07 de junio de 2017 y la construcción antes del 22 de noviembre de 2017.
<hr/>				
Manufactura	Que sea de fácil manufactura.	Demandas	Que los procesos de manufactura a emplear deben ser accesibles y reducidos.	La geometría de los elementos que se manufacturen deberán ser simples y permitan una buena calidad de impresión 3D o maquinado de ser necesario.

Figura 6.3: PDS Desarrollado, donde se muestran las deseos y necesidades encontradas para las funciones.

DISEÑO CONCEPTUAL

6.3 Análisis Morfológico

FUNCIÓN	Selección 1	Selección 2	Selección 3
PERFIL DE ASPA		<p>NACA 0024 (naca0024-il) NACA 0024 - NACA 0024 airfoil</p> 	
SUJECIÓN DE ASPA			
MECANISMO DE ROTACIÓN DE ASPA			

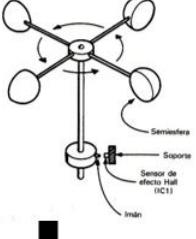
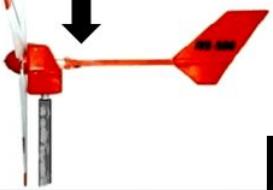
ACTUADOR DEL MECANISMO	 	
ALIMENTACIÓN		 DSTI
SENSOR (VELOCIDAD DEL VIENTO)	 	
SENSOR (DIRECCIÓN DEL VIENTO)		
SENSOR (POSICIÓN DE ASPAS)		 RM8002 BN54096-S24/L21 Encoders



Figura 6.4: Diagrama Funcional con 4 Diseños conceptuales propuestos.

Nota: Cada columna de la matriz morfológica, representa un diseño conceptual propuesto como solución del trabajo que se desarrollará, posteriormente se hizo una selección de los elementos que pudieran obtener los mejores resultados y se obtuvo un cuarto diseño conceptual que está marcado por las flechas.

Diseño Conceptual 4
→

6.4 Selección de Diseño Conceptual

OBJETIVO	PESO	CRITERIO	POND.	DISEÑO CONCEPTUAL				
				1	2	3	4	
DISEÑO	0.25	Forma del perfil del aspa.	0.30	8	9	9	8	
		Espacio disponible para contener el mecanismo de rotación.	0.15	8	8	9	8	
		Firmeza de sujeción de las aspas.	0.20	9	10	7	9	
		Forma aerodinámica del buje.	0.15	7	9	8	7	
		Capacidad de soportar las cargas externas y de peso.	0.20	8	9	9	9	
			Subtotal	100%	2.0125	2.2625	2.1125	
						2.0625		
SEGURIDAD	0.25	Fiabilidad de la conexión de los dispositivos.	0.45	8	8	10	10	
		Menor desgaste y mayor tiempo de vida.	0.20	9	9	10	10	
		Presencia de interferencia eléctrica que pueda provocar.	0.35	7	7	10	10	
			Subtotal	100%	1.9625	1.9625	2.5	
ESTABILIDAD	0.20	Distribución uniforme de fuerzas.	0.50	8	9	8	9	
		Fiabilidad de sujeción.	0.50	8	10	7	8	
			Subtotal	100%	1.6	1.9	1.5	
MATERIALES	0.10	Costo accesible.	0.40	9	6	8	9	
		Ligereza y resistencia ante las fuerzas aplicadas.	0.60	8	9	9	9	
			Subtotal	100%	0.84	0.78	0.86	
ENSAMBLAJE	0.10	Menor cantidad de elementos de ensamble.	0.40	8	8	9	9	
		Montaje simple de elementos.	0.60	7	7	8	8	
			Subtotal	100%	0.74	0.74	0.84	
MANUFACTURA	0.10	Geometría simple de las piezas y elementos.	0.60	8	8	9	9	
		Simplicidad de los procesos necesarios.	0.40	7	8	9	9	
			Subtotal	100%	0.76	0.80	0.90	
Total	100%				7.922	8.445	8.7125	
							8.9025	

Justificación de las Calificaciones de Soluciones

10 = Excelente, la solución cumple con el 100% de los requerimientos que definen el criterio de la selección.

9 = Óptimo, la solución cumple con más de un 75% de la característica deseada siendo adecuado para los fines del dispositivo.

8 = Aceptable, la solución cumple con el sólo 60% de los requerimientos, mostrando leves deficiencias en el desempeño general del dispositivo.

7 = Regular, la solución sólo cumple con el 50% del criterio asignado, siendo poco deseable para la obtención de un buen funcionamiento, sin embargo, puede ser usado.

6 = Insuficiente, la solución cumple con menos del 50% del criterio asignado, siendo poco probable su selección.

5 = Indeseable, no cumple bajo ningún término con el requerimiento necesario para ejercer la función especificada.

6.5 Justificación de Ponderaciones

OBJETIVO	PESO	JUSTIFICACIÓN
DISEÑO	0.25	Diseño lleva el mayor peso debido a que en cada una de las partes del prototipo requiere cierta precisión como es el perfil de las aspas y su forma, el diseño de un buje aerodinámico y el soporte donde se colocara todo el prototipo. El mecanismo requiere un espacio disponible dentro del buje para que pueda funcionar sin interferencias, por ello se considera que el diseño debe ser el peso más alto.
SEGURIDAD	0.25	La seguridad es considerada con el máximo peso, así como el diseño. Esto es debido a que se requiere una comunicación ininterrumpida para el funcionamiento adecuado del prototipo y evitar cualquier uniformidad del mecanismo. También es necesario determinar la seguridad de los componentes en cuanto al material y a las sujetaciones, prolongando su vida útil.
ESTABILIDAD	0.20	La estabilidad es un objetivo primordial, que deben alcanzar los elementos y el prototipo en conjunto pues de ello depende el desempeño adecuado, desde el punto de vista mecánico hasta el electrónico del trabajo final.
MATERIALES	0.10	El elegir materiales o elementos cuyas propiedades físicas cumplan con los requerimientos planteados y además sean de fácil adquisición, es una razón importante a considerar para la selección de elementos.
ENSAMBLAJE	0.10	El ensamblaje representa una parte importante del desarrollo del proyecto pues, mantener un diseño modular del prototipo evitara contratiempos durante su construcción y una ubicación precisa de errores o fallas en el funcionamiento del prototipo, razón por la cual se consideró con un 10% del peso del proyecto.
MANUFACTURA	0.10	La manufactura es un objetivo de mediana prioridad puesto que parte de los componentes proyectados serán diseñados para su impresión 3D y una menor cantidad maquinados, por lo cual se contempla realizar un montaje y puesta a punto, por lo cual se le concedió un 10% del peso total.
Total	100%	

OBJETIVOS	CRITERIO	POND.	JUSTIFICACIÓN
DISEÑO	Forma del perfil del aspa.	0.30	Según el perfil del aspa es como se va a aprovechar la energía cinética del viento y con ello hacer girar el rotor provocando el giro del eje de la turbina. Es por ello que lleva el mayor peso del diseño.
	Espacio disponible para contener el mecanismo de rotación.	0.15	El buje contiene el mecanismo de rotación de las aspas, así como la sujeción de las mismas, de acuerdo al mecanismo puede ser diseñado el buje.
	Firmeza de sujeción de las aspas.	0.20	Es indispensable que la sujeción sea firme para evitar desprendimientos de las aspas al momento de girar.
	Forma aerodinámica del buje.	0.15	El diseño del buje debe mantener una forma aerodinámica para evitar perturbaciones en el sistema ajenas al giro del rotor.
	Capacidad de soportar las cargas externas y de peso.	0.20	El diseño del prototipo debe soportar fuerzas externas como es el viento y el mismo peso de los elementos (gondola y rotor) en el soporte.

OBJETIVOS	CRITERIO	POND.	JUSTIFICACIÓN
SEGURIDAD	Fiabilidad de la conexión de los dispositivos.	0.45	La comunicación, así como la alimentación no debe ser interrumpida, es por ello que lleva el mayor peso para evitar ruido o datos erróneos.
	Menor desgaste y mayor tiempo de vida.	0.20	El desgaste en los elementos puede surgir a partir de una instalación errónea y de su uso continuo, es un punto importante pero no se considera un problema a corto plazo.
	Presencia de interferencia eléctrica que pueda provocar.	0.35	Colocar los cables en canaletas o tubos, puede ayudar a evitar recibir ruido o a una falla en la alimentación de los componentes, por ello se considera importante.

OBJETIVOS	CRITERIO	POND.	JUSTIFICACIÓN
ESTABILIDAD	Distribución uniforme de fuerzas.	0.50	Una distribución uniforme de las fuerzas conseguirá la disminución de perturbaciones originadas por el mismo prototipo, así como posibles efectos indeseables como son las vibraciones y oscilaciones del prototipo.
	Fiabilidad de sujeción.	0.50	Lograr mantener sujetas las aspas al buje y al rotor, así como la sujeción de la góndola con su base sin riesgo de colapso o desprendimiento es un criterio a considerar en la elección de los elementos pertinentes.

OBJETIVOS	CRITERIO	POND.	JUSTIFICACIÓN
MATERIALES	Costo accesible.	0.40	Un costo accesible para los elementos y materiales que se utilizarán, es un criterio a considerar pues los recursos económicos son limitados.
	Ligereza y resistencia ante las fuerzas aplicadas.	0.60	La relación entre ligereza y resistencia es necesaria, pues un aumento en el peso, implicaría una mayor magnitud de las fuerzas aplicadas sobre el prototipo.

OBJETIVOS	CRITERIO	POND.	JUSTIFICACIÓN
ENSAMBLAJE	Menor cantidad de elementos de ensamble.	0.40	Este criterio es de menor importancia pues se espera que la mayoría de los componentes sean simples, lo cual disminuye el número de operaciones a realizar para el ensamblaje del prototipo.
	Montaje simple de elementos.	0.60	El montaje de los elementos se pretende se lleve a cabo de la forma más sencilla posible, evitando complicaciones en el diseño de parte que impliquen la unión o interacción entre distintos elementos de forma que no existan obstrucciones que comprometan el desempeño.

OBJETIVOS	CRITERIO	POND.	JUSTIFICACIÓN
MANUFACTURA	Geometría simple de las piezas y elementos.	0.60	La geometría de las piezas que se diseñarán no tendrá que ser complejas para evitar un gasto excesivo de material y dificulten su manufactura por maquinado o por impresión, según sea el proceso necesario.
	Simplicidad de los procesos necesarios.	0.40	La simplicidad de los procesos va ligada con la geometría de los elementos del prototipo, sin embargo, algunos pueden realizarse por distintos métodos, y se pretende no requieran un conocimiento complejo o maquinaria especializada difícil de conseguir.

6.6 Esbozo de Diseño Conceptual

En esta sección se muestra un esbozo del prototipo de la turbina eólica, que predefine la estructura básica así como de los elementos básicos que serán implementados en el trabajo a desarrollar en Trabajo Terminal 2, y que definirán el desarrollo del Trabajo Terminal 1.



Figura 6.5: Esbozo del prototipo que muestra la sujeción de la turbina, así como la distribución de sus elementos.

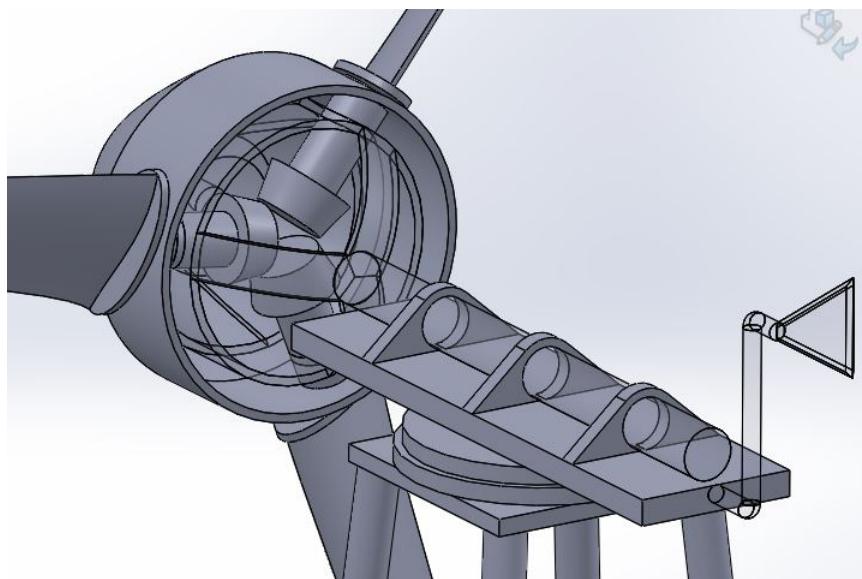


Figura 6.6: Diseño previo del eje de transmisión de movimiento, veleta y sujeción entre el buje y las aspas.

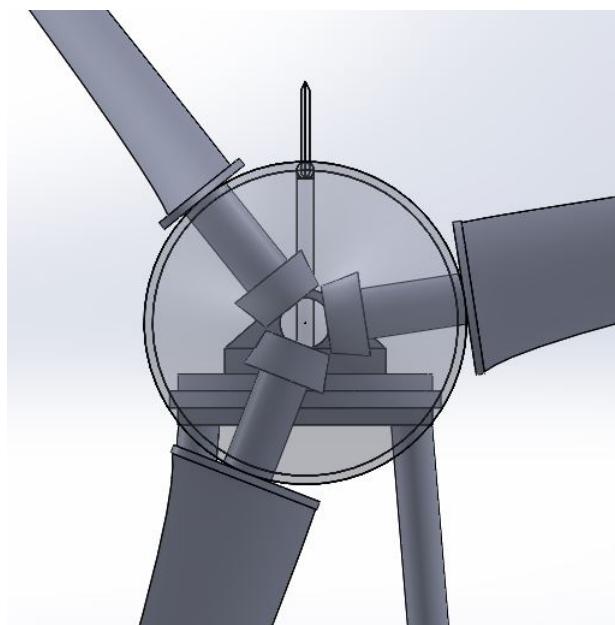


Figura 6.7: Mecanismo de transmisión para el movimiento de las aspas, a través de un conjunto de engranes cónicos.

DISEÑO DETALLADO

6.7 Etapa de Desarrollo

Para iniciar la etapa de desarrollo es indispensable realizar un diseño detallado, el cual implica la selección de materiales y componentes a través de una matriz funcional especificando los criterios de selección de los componentes. Para fundamentar la toma de decisiones se da inicio con los cálculos necesarios para determinar una solución al proceso de diseño. Los cálculos son realizados en base a características y rangos de operación, bajo los cuales nos permitirá someter el prototipo a pruebas experimentales y están definidos por el trabajo "Cálculo y diseño de la pala (EHECAMANI) de un aerogenerador" [13]. Es importante mencionar que hacemos uso del diseño de la pala realizada en el trabajo previamente mencionado y se realiza bajo la autorización del autor.

Rangos de operación

En esta sección se tiene como objetivo delimitar los rangos de operación a los que va a estar sometido la turbina eólica. Las variables que se considerarán para establecer dichos rangos son la velocidad de entrada y los diferentes ángulos *pitch* para cada velocidad. Ambos están dados por el trabajo "Cálculo y diseño de la pala (EHECAMANI) de un aerogenerador" [13]. Para la selección de velocidades de entrada, en el trabajo se usaron las velocidades con la que trabajan algunos aerogeneradores comerciales de la misma categoría. En la mayoría de los casos la velocidad de arranque (velocidad mínima con la cual el rotor empieza a girar) es mayor a 3 m/s y la velocidad con la que trabajan de forma eficiente es de 12 m/s [13]. Con estas consideraciones se establecen los siguientes rangos de la velocidad del viento de entrada considerando diferentes ángulos *pitch* desde menos cinco grados hasta treinta grados, con intervalos de cinco grados.

Rangos de Operación propuestos para la pala EHECAMANI	
Ángulo <i>Pitch</i> (grados)	Velocidad del viento V_0
-5, 0, 5, 10, 15, 20, 25, 30	3 m/s
-5, 0, 5, 10, 15, 20, 25, 30	7 m/s
-5, 0, 5, 10, 15, 20, 25, 30	11 m/s

Figura 6.8: Rangos de operación (ángulos *pitch* para cada velocidad del viento) de la turbina eólica.

Determinación de Constante de Potencia (C_p)

Para determinar C_p se propone obtenerlo de las gráficas de comportamiento del trabajo [11], donde una parte de su objetivo es validar los resultados realizando un estudio de CFD (Dinámica de Fluidos Computacional) al diseño de las palas. Se realizan tres gráficas para cada una de las velocidades que se muestran en la Fig. 6.8, donde se grafica el valor de C_p en función de las revoluciones por minuto en el rotor, para cada uno de los ángulos *pitch* como se muestra en las siguientes figuras.

Con una velocidad del viento de 3m/s (Fig. 6.9) se obtuvo en el trabajo el siguiente comportamiento.

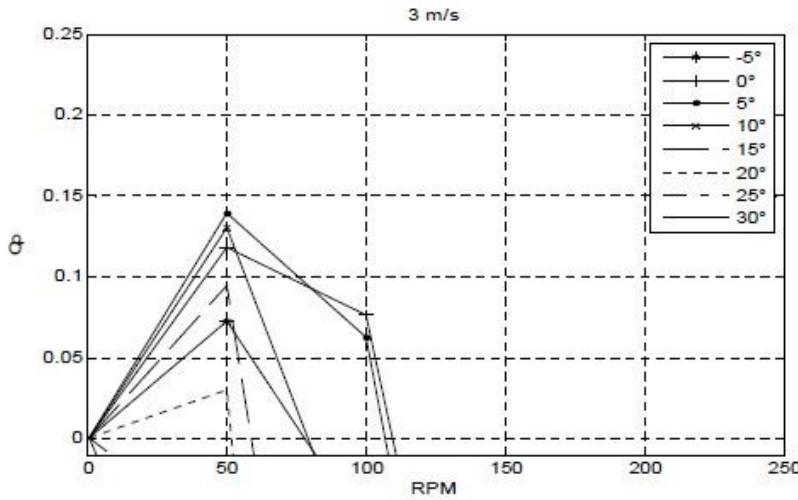


Figura 6.9: Coeficiente de potencia en función de las RPM para $V_0 = 3\text{m/s}$ [11].

Con una velocidad del viento de 7m/s (Fig. 6.10) se obtuvo en el trabajo el siguiente comportamiento.

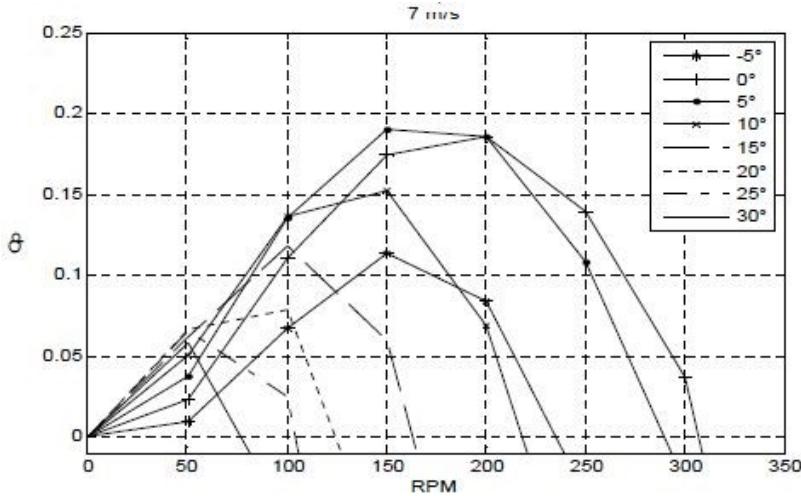


Figura 6.10: Coeficiente de potencia en función de las RPM para $V_0 = 7\text{m/s}$ [11].

Con una velocidad del viento de 11m/s (Fig. 6.11) se obtuvo en el trabajo el siguiente comportamiento.

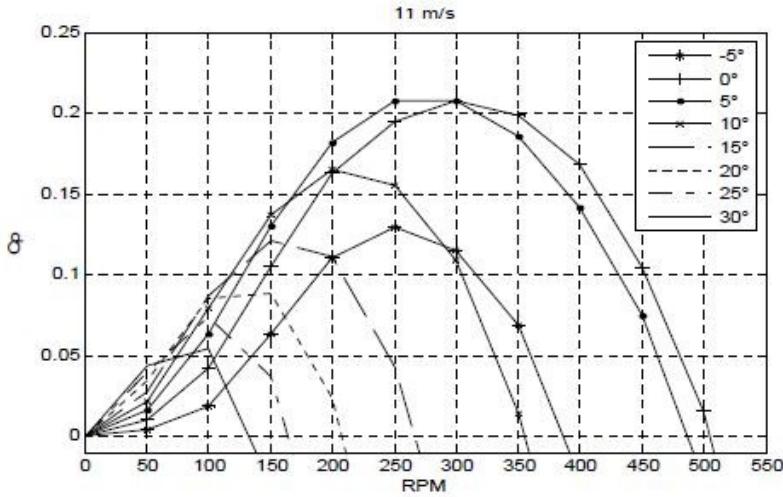


Figura 6.11: Coeficiente de potencia en función de las RPM para $V_0 = 11\text{m/s}$ [11].

A partir de estas gráficas se realizó una interpolación de puntos entre cada uno de los ángulos β que presentan un C_p máximo para cada una de las velocidades V_0 a los que se sometió la simulación.

Interpolación de puntos

Cada una de las gráficas anteriores fueron obtenidas en la simulación CFD y son usadas para encontrar una ecuación que permita enlazar la variable de control, es decir, el ángulo *pitch* con la velocidad angular del rotor. Esto se consiguió estableciendo que el rotor deberá alcanzar el Coeficiente de Potencia máximo según las gráficas, para ello se interpolaron los puntos máximos en cada velocidad del viento propuesta ($3, 7$ y 11m/s). De tal manera que se obtuvieron 3 ecuaciones que describen la velocidad del rotor para determinado ángulo *pitch* en el que se encuentre el sistema, dichas ecuaciones fueron interpoladas a través del software Matlab 2016, a través de los comandos *polyfit* y *polyval* tal como se muestran a continuación:

Ecuación para velocidad del viento de 3m/s :

$$f(\beta) = \left\{ \begin{array}{l} (-5.5556 \times 10^{-9} \beta^6) + (384.359 \times 10^{-9} \beta^5) - (7.9530 \times 10^{-6} \beta^4) \\ + (46.5880 \times 10^{-6} \beta^3) - (434.4163 \times 10^{-6} \beta^2) + (5.4931 \times 10^{-3} \beta) \\ + (120.3569 \times 10^{-3}) \end{array} \right\} \quad (6.7.1)$$

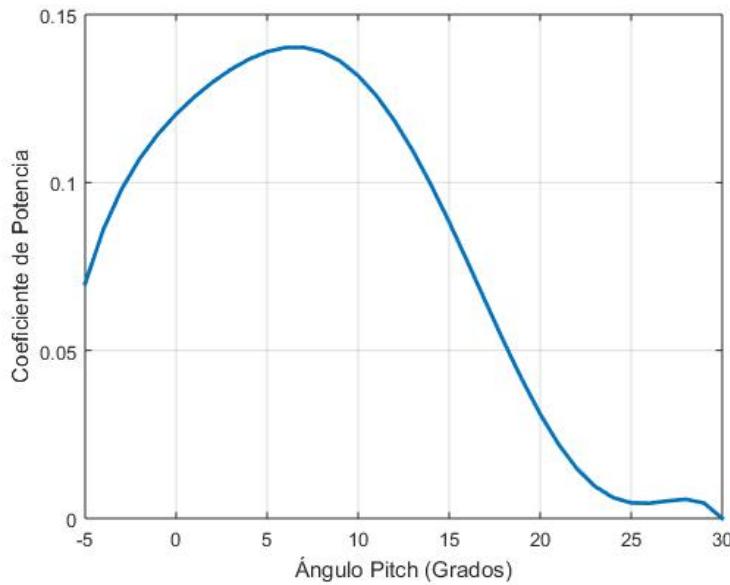


Figura 6.12: Gráfica descrita por la función β vs C_p a 3m/s, obtenida por interpolación polinomial.

Ecuación para velocidad del viento de 7m/s:

$$f(\beta) = \left\{ \begin{array}{l} (-222.2222 \times 10^{-12} \beta^6) + (6.9231 \times 10^{-9} \beta^5) - (229.9145 \times 10^{-9} \beta^4) \\ \quad + (35.0542 \times 10^{-6} \beta^3) - (1.2022 \times 10^{-3} \beta^2) + (6.3192 \times 10^{-3} \beta) \\ \quad + (181.0504 \times 10^{-3}) \end{array} \right\} \quad (6.7.2)$$

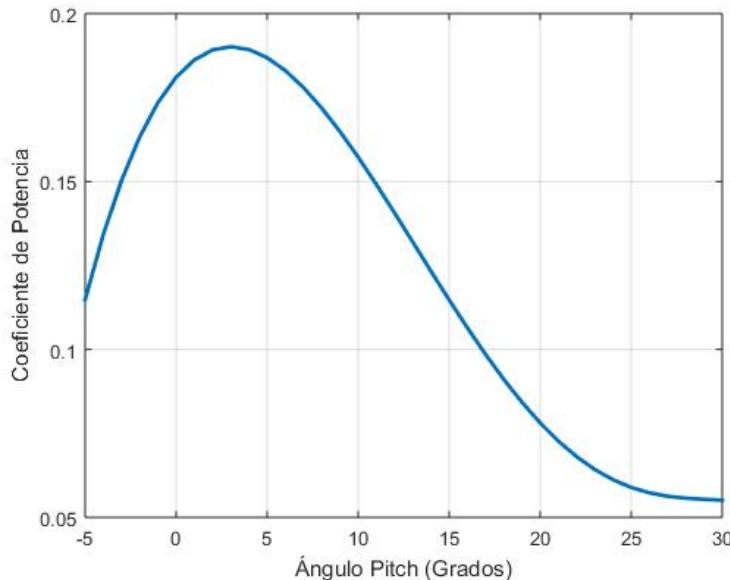


Figura 6.13: Gráfica descrita por la función β vs C_p a 7m/s, obtenida por interpolación polinomial.

Ecuación para velocidad del viento de 11m/s:

$$f(\beta) = \left\{ \begin{array}{l} (888.8889 \times 10^{-12} \beta^6) - (94.3590 \times 10^{-9} \beta^5) + (2.6197 \times 10^{-6} \beta^4) \\ \quad + (18.1469 \times 10^{-6} \beta^3) - (1.4975 \times 10^{-3} \beta^2) + (7.5179 \times 10^{-3} \beta) \\ \quad + (210.3059 \times 10^{-3}) \end{array} \right\} \quad (6.7.3)$$

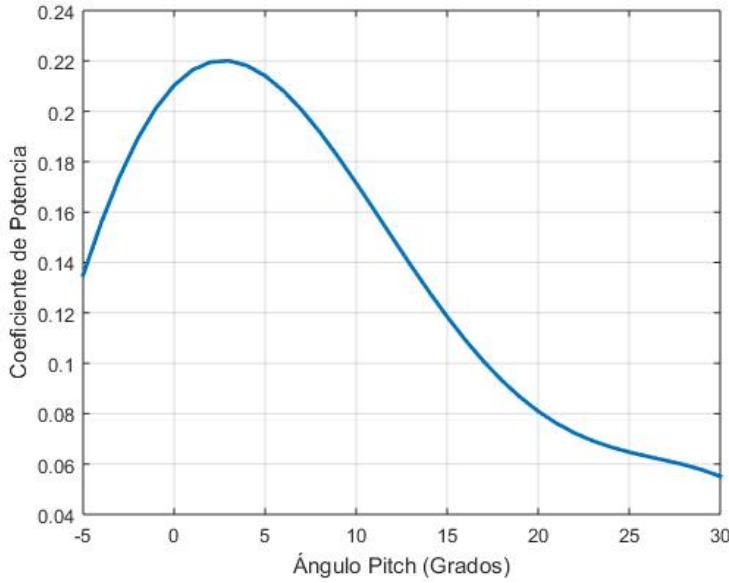


Figura 6.14: Gráfica descrita por la función β vs Cp a 11m/s, obtenida por interpolación polinomial.

Las funciones obtenidas forman parte de la ecuación que permite mantener una relación entre el modelo aerodinámico con el modelo mecánico, puesto que al variar el ángulo pitch se conseguirá una velocidad angular que permita mantener estable al sistema.

Cálculo de momentos sobre las aspas

El cálculo de los momentos ejercidos sobre cada una de las aspas, se desarrolla de la siguiente forma.

La longitud de las palas está definida por una longitud $L = 0.191m$ (Fig. 6.15), debido a que las dimensiones del túnel de viento donde será probado tiene una restricción de área de trabajo por obstrucción. La velocidad $\omega_{RPM} = 500RPM$ ($V_R = 7.854m/s$ propuesta), una densidad del aire $\rho_{aire} = 1.2kg/m^3$, una densidad del material para el PLA $\rho_{mat} = 1050kg/m^3$ (material propuesto por su fácil extrusión), un área $A_{mat} = 6.28 \times 10^{-6}m^2$ (Fig. 6.16). Estableciendo las ecuaciones que permitirán conocer el momento sobre las palas como se definió en el marco teórico.

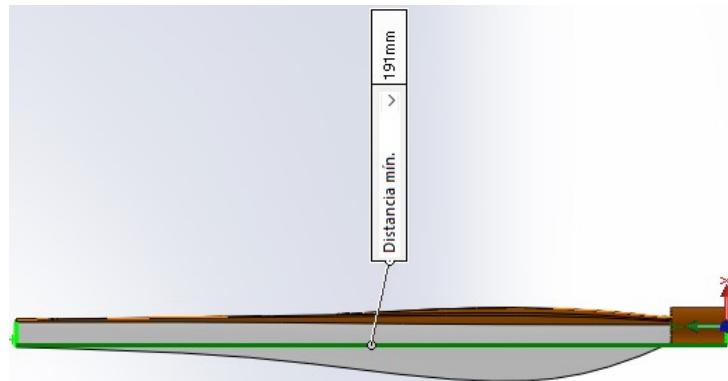


Figura 6.15: Extensión sobre el eje x de una de las aspas.

Cálculo de Momento en x-flap

En base a la ecuación de momento generado en un aspa, debido a su forma irregular, se define de la siguiente forma, para el momento generado por el viento sobre las superficies flap:

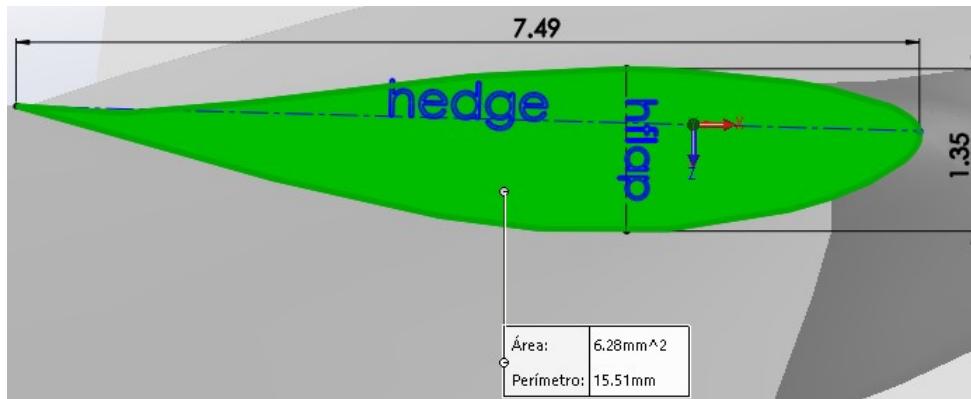


Figura 6.16: Sección transversal de mayor punto de esfuerzo sobre la pala.

$$M_x^{flap} = \frac{4}{81} \rho_{aire} V_R \pi (2L - x)(L - x)^2 \quad (6.7.4)$$

Se establece:

$$M_x^{flap} = \frac{4}{81} (1.2 \text{kg/m}^3) (7.854 \text{m/s}) \pi [2(0.191 \text{m}) + 0.0955 \text{m}] [0.191 \text{m} - 0.0955 \text{m}] \quad (6.7.5)$$

$$M_x^{flap} = 50.01 \text{Nm} = 0.05001 \text{Nm} \quad (6.7.6)$$

Cálculo de Momento en x-edge

Ahora, se establece el momento generado por el peso del aspa, este actúa hacia abajo sobre la superficie *edge* del aspa:

$$M_x^{edge} = \frac{1}{2} \rho_{mat} A_{mat} g (L - x)^2 \quad (6.7.7)$$

$$M_x^{edge} = \frac{1}{2} (1050 \text{kg/m}^3) (6.28 \times 10^{-6} \text{m}^2) (9.81 \text{m/s}^2) (0.191 \text{m} - 0.0955 \text{m}) \quad (6.7.8)$$

Se define:

$$M_x^{edge} = 0.7647 \text{Nm} = 0.0007647 \text{Nm} \quad (6.7.9)$$

Como puede verse, los momentos generados sobre las aspas es pequeño, lo cual permite definir de mejor manera las características necesarias para cumplir con el objetivo del trabajo.

Una vez definido el momento ejercido por el viento, en la superficie flap, es posible calcular el esfuerzo de flexión y para ello tomar la decisión del material con el que serán realizadas las aspas.

Cálculo de Esfuerzos de Flexión en x-flap

$$\sigma_x^{flap} = \frac{M_x^{flap}}{A_{flap} h_{flap}} \quad (6.7.10)$$

$$\sigma_x^{flap} = \frac{0.05001 \text{Nm}}{(6.28 \times 10^{-6}) (1.35 \times 10^{-3})} \quad (6.7.11)$$

$$\sigma_x^{flap} = 2.2754 \text{MPa} \quad (6.7.12)$$

Cálculo de Esfuerzos de Flexión en x-edge

$$\sigma_x^{edge} = \frac{M_x^{edge}}{A_{edge} h_{edge}} \quad (6.7.13)$$

$$\sigma_x^{edge} = \frac{0.0007647 Nm}{(6.28 \times 10^{-6})(7.49 \times 10^{-3})} \quad (6.7.14)$$

$$\sigma_x^{edge} = 6.271 KPa \quad (6.7.15)$$

Cálculo de Fuerzas en Engranes Cónicos Rectos

Para el cálculo de fuerzas generadas sobre los engranes, es necesario establecer la geometría de estos, debido a que es un mecanismo se deberá hacer girar un cuerpo rígido largo, es importante definir que el piñón, debe ser más pequeño que los engranes, pues esta configuración aumentará el par generado por el motor, esta relación de dimensiones es de 1.5:1, así mismo en el número de dientes, un ángulo de presión de 20 grados y un ancho de cara de 1.96mm, puesto que el mecanismo se encuentra delimitado por un volumen estrecho, dichas dimensiones se especifican en la siguiente tabla.

ENGRANE		PIÑON	
Modulo	1.25	Modulo	1.25
Ángulo de Presión	20°	Ángulo de Presión	20°
Número de Dientes	30	Número de Dientes	20
Ancho de cara	1.96 mm	Ancho de cara	1.96 mm
Diámetro Primitivo	19.5 mm	Diámetro Primitivo	13.5 mm
Diámetro Exterior	22.0 mm	Diámetro Exterior	16 mm

Figura 6.17: Dimensionamiento de los engranes cónicos y piñón.

$$\text{Torque} = 0.05001 Nm = 50.01 Nmm$$

Fuerza Tangencial ejercida sobre el piñón

$$W_t = \frac{\tau}{r} = \frac{50.01 Nmm}{16mm} = 3.125N \quad (6.7.16)$$

Norma usada /AGMA 2003-B97

Esfuerzo de Contacto

$$\sigma_H = Z_E \left(\frac{1000W^t}{bdZ_1} K_A K_v K_{H\beta} Z_x Z_x c \right)^{1/2} \quad (6.7.17)$$

Esfuerzo de Flexión

$$\sigma_F = \frac{1000W^t}{b} \frac{K_A K_v}{m_{et}} \frac{Y_x K_{H\beta}}{Y_\beta Y_J} \quad (6.7.18)$$

Carácter del movimiento principal	Carácter de la carga sobre la máquina impulsada			
	Uniforme	Impacto ligero	Impacto medio	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75 o mayor
Impacto ligero	1.10	1.35	1.60	1.85 o mayor
Impacto medio	1.25	1.50	1.75	2.00 o mayor
Impacto pesado	1.50	1.75	2.00	2.25 o mayor

Figura 6.18: Factor de Sobrecarga [12].

$K_A = 1.00$ Para Movimiento e Impacto Uniforme.

Factor Dinámico

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3} = 0.25(12 - 5)^{2/3} = 0.9148 \quad (6.7.19)$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0.9148) = 54.7712 \quad (6.7.20)$$

$$v_{et} = 5.236(10^{-5})d_1 n_1 = 5.236(10^{-5})(0.025)30 = 0.00003927 \quad (6.7.21)$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200v_{et}}}{A} \right)^B = \left(\frac{54.7712 + \sqrt{200(0.00003927)}}{54.7712} \right)^0 .9148 = 0.9537 \quad (6.7.22)$$

Factor de tamaño por resistencia a picadura

$$Z_x = 0.5 \quad (6.7.23)$$

Para $b \leq 12.7mm$

Factor de tamaño por flexión

$$Y_x = 0.5 \quad (6.7.24)$$

Para $m_{et} < 1.6\text{mm}$

Factor de distribución de carga

Ya que ambos miembros están montados separados, el factor $K_{mb} = 1.00$, por lo tanto:

$$K_{H\beta} = K_{mb} + 5.6(10^{-6})b^2 = 1.00 + 5.6(10^{-6})(0.00196)^2 = 1.00 \quad (6.7.25)$$

Factor de coronamiento por picadura

$Z_{xc} = 1.5$ Para dientes coronados de forma adecuada.

Factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión

Para engranes cónicos rectos, siempre:

$$Y_\beta = 1.00$$

Factor de geometría de resistencia a la picadura

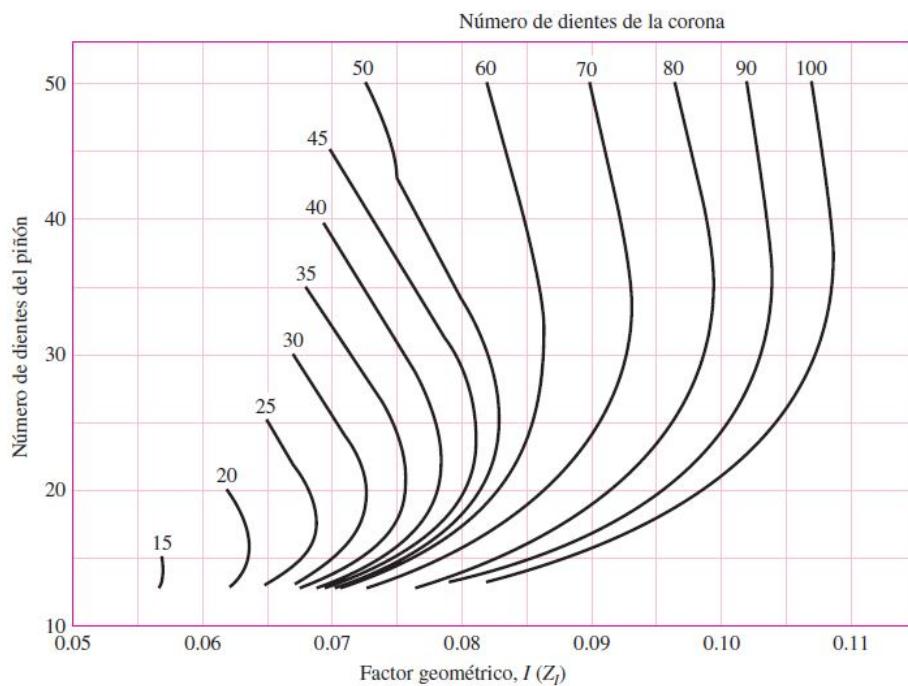


Figura 6.19: Factor de geometría de resistencia a la picadura.

A partir del gráfico anterior se localiza la ordenada correspondiente al número de dientes del engrane y el piñón.

$$Z_1 = 0.072$$

Factor de geometría de resistencia a la flexión

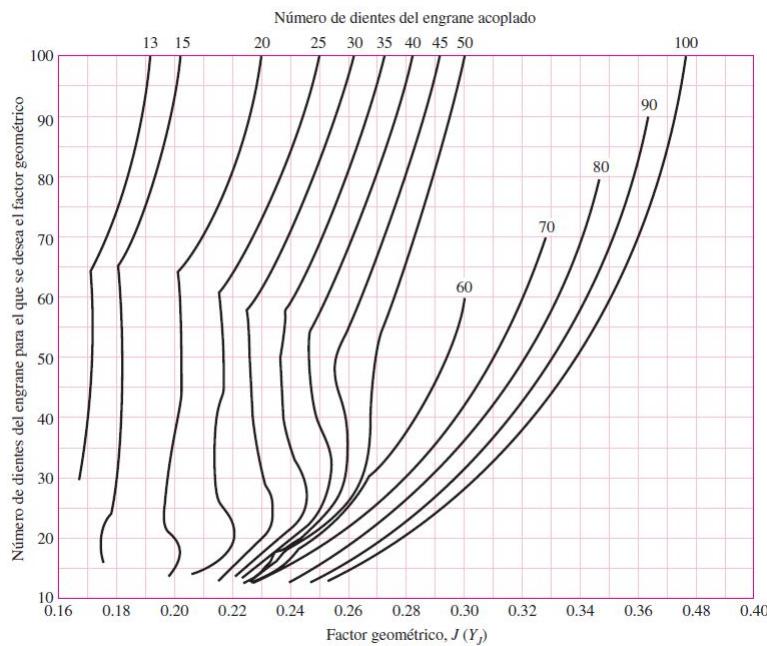


Figura 6.20: Factor de geometría de resistencia a la flexión.

A partir del gráfico siguiente se localiza la ordenada correspondiente al número de dientes del engrane y el piñón.

$$Y_j = 0.23$$

Coeficiente elástico de resistencia a picadura

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)}} \quad (6.7.26)$$

Donde:

E_1, E_2 : Módulos de Young del piñón y el engrane.

$$E_1 = E_2 = 3.37 \text{ GPa}$$

ν_1, ν_2 : Relación de Poisson del piñón y el engrane.

$$\nu_1 = \nu_2 = 0.3$$

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-0.3^2}{3.37 \text{ GPa}} + \frac{1-0.3^2}{3.37 \text{ GPa}} \right)}} = 24,277.52 \quad (6.7.27)$$

Esfuerzo de contacto

$$\sigma_H = Z_E \left(\frac{1000(3.125)}{(0.00196)(0.016)(0.072)} (1.00)(0.9537)(1.00)(0.5)(1.5) \right)^{1/2} = 763.85 MPa \quad (6.7.28)$$

Esfuerzo de Flexión

$$\sigma_F = \frac{1000(3.125)}{0.00196} \frac{(1.00)(0.9537)}{1.25} \frac{(0.5)(1.00)}{(1.00)(0.23)} = 2.64 MPa \quad (6.7.29)$$

Los resultados anteriormente obtenidos, pueden ser consultados y corroborados en la sección de Análisis de Resultados.

Diseño del eje

Uno de los primeros pasos para el diseño de un eje consiste en acomodar los elementos que lo conforman para poder realizar un análisis de fuerzas de cuerpo libre y obtener los diagramas de fuerza de corte y de momento de flexión. El eje propuesto es macizo eso quiere decir que no es hueco, contiene 2 cojinetes que nos permitirán que el eje gire y este sujeto a una base sólida, así como también una cuña para unir el eje con el rotor. La cuña es un medio eficaz y económico para transmitir pares de torsión con niveles de moderados a altos, también permite un ensamblaje y desensamblaje sencillo.

La selección de dos cojinetes es debido a que el eje propuesto mide 18 cm de largo, el cual no se considera un eje extremadamente largo que requiera mayor soporte y además el eje es corto para minimizar los momentos flexionantes y las deflexiones.

Es posible realizar el análisis de fuerzas de un diagrama de cuerpo libre sin conocer los diámetros del eje, pero no puede realizarse si se ignoran las distancias axiales entre los cojinetes [12].

La propuesta del eje se muestra a continuación:



Figura 6.21: Distribución de componentes de la flecha.

Los cojinetes se ubican a 4.5 cm y 13.5 cm de izquierda a derecha, la cuña es la unión

entre el rotor y el eje, es por ello que se ubica a la izquierda. Teniendo ubicados los componentes es posible realizar el análisis de fuerzas con ayuda del software MDSolid.

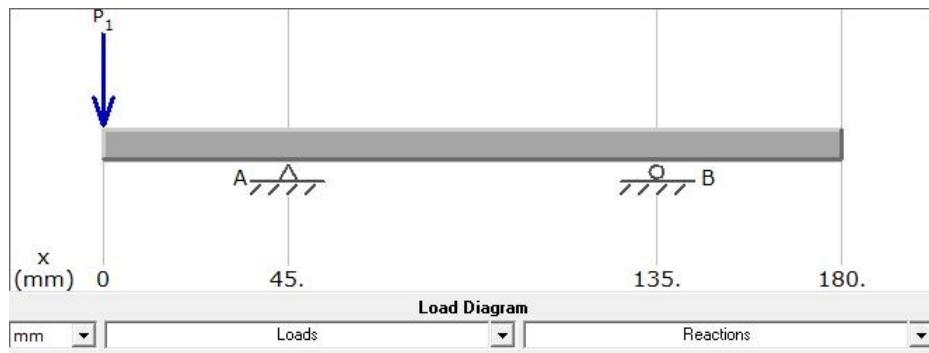


Figura 6.22: Análisis de fuerzas para la flecha.

En el diagrama se observan dos soportes que son los cojinetes A y B. La reacción de A_y es de 3.15 N y la reacción de B_y es de 1.05 N. La carga de lado izquierdo P_1 representa al rotor y el valor es de 2.1023 N. El peso de todos los elementos en el rotor (obtenidos a través del software Solidworks 2016), generan la fuerza gravitacional considerada en el diagrama de cuerpo libre.

Para el diagrama de fuerza cortante se tiene el siguiente:

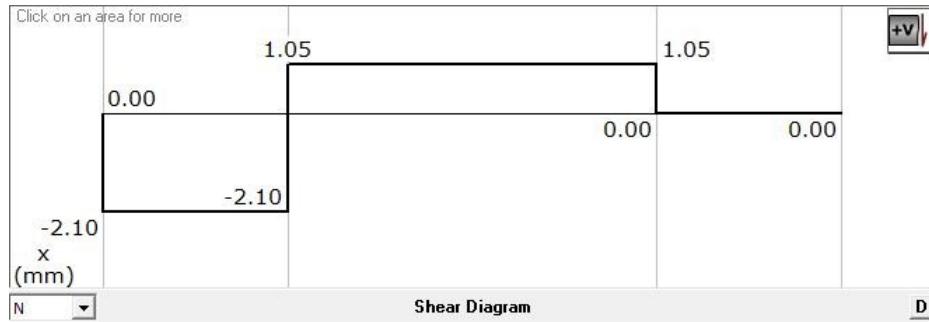


Figura 6.23: Análisis de fuerzas para la flecha.

En el diagrama de momento flector se tiene el siguiente:

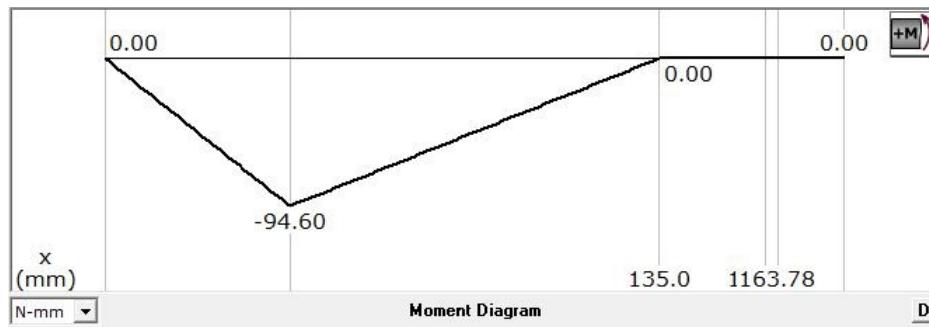


Figura 6.24: Momento de flexión del eje.

Selección de material del eje

La selección se realizó de acuerdo con las aleaciones de acero comunes y sus usos típicos, en base a esta tabla el acero AISI 4130 es un acero de alta resistencia de uso general, así como también para flechas, engranes y pasadores. La función de la turbina eólica es rotar junto con el rotor por medio de la cuña y girar sobre los cojinetes.

Aleaciones de acero comunes y usos típicos	
Acero AISI núm.	Usos típicos
1020	Acero estructural, barras, placa
1040	Partes de maquinaria, flechas
1050	Partes de maquinaria
1095	Herramientas, resortes
1137	Flechas, partes de máquina para fabricar tornillos (aleación de corte libre)
1141	Flechas, partes maquinadas
4130	Acero de alta resistencia de uso general; flechas, engranes, pasadores
4140	Igual que 4130
4150	Igual que 4140
5160	Engranes de alta resistencia, pernos
8760	Herramientas, resortes, cinceles

Figura 6.25: Aleaciones de acero comunes y usos típicos [16].

En la siguiente tabla se muestran las propiedades mecánicas de este material.

Acero AISI 4130	
Propiedad	Valor métrico
Módulo elástico transversal (G)	205 GPa
Módulo de Young (E)	560 MPa
Límite elástico (Sy)	460 MPa
Módulo Cortante	80 GPa
Densidad	7850 kg/m ³

Figura 6.26: Propiedades mecánicas del Acero AISI 4130 [17].

Cálculo de diámetro en el eje

La ecuación del código ASME para un eje macizo con carga axial pequeña o nula se muestra a continuación:

$$d = \sqrt[8]{\frac{16}{S_s} \sqrt{(K_b M_b)^2 + (K_t M_t)^2}} \quad (6.7.30)$$

Donde:

- d = diámetro de la sección de interés del eje.
- S_s = esfuerzo permisible.
- M_b = Momento de flexión.
- M_t = Momento torsor.
- K_b = factor combinado de choque y fatiga aplicado al momento flector.
- K_t = factor combinado de choque y fatiga aplicado al momento torsor.

En la siguiente tabla se muestran los valores de K_b y K_t según el caso.

Para ejes Estacionarios	Kb	Kt
Carga aplicada gradualmente	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5 a 2.0	1.5 a 2.0
Para ejes en rotación		
Carga aplicada gradualmente	1.5	1.0
Carga repentina (choque menor)	1.5 a 2.0	1.0 a 1.5
Carga repentina (choque fuerte)	2.0 a 3.0	1.5 a 3.0

Figura 6.27: Valores típicos de los factores de choque y fatiga [13].

Dado que en el eje no existe momento torsor ($M_t = 0$) la ecuación queda de la siguiente manera:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi S_s} (K_b M_b)} \quad (6.7.31)$$

El valor de S_s se obtiene con la siguiente ecuación:

$$S_s = 0.3S_y = 138 MPa \quad (6.7.32)$$

El eje estará en rotación y tiene una carga repentina (choque menor) debido a que la única carga axial es el rotor, por ello se selecciona K_b igual a 1.5 en base a la tabla de valores típicos de los factores de choque y fatiga. Una vez obtenidos los valores podemos calcular el diámetro del eje.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi(138 \times 10^6)} (1.5)(0.09460)} = 0.00173 m \quad (6.7.33)$$

El diámetro de nuestro eje es de 0.173 cm, el cual podemos aproximar a 1 cm. El valor es pequeño debido a que la carga no es considerablemente grande. Solo se considera un

diámetro del eje debido a que solo se tiene un momento flexionante que es de 0.09460 Nm.

Cálculo de Velocidad Crítica

El cálculo de la velocidad crítica del eje se obtiene con la ecuación que se muestra, debido a que la geometría es simple y es un eje uniforme simplemente apoyado [12].

$$\omega_1 = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \quad (6.7.34)$$

Con ello las masas del eje se obtienen por medio de SolidWorks, dando como resultado 111.09 gramos.

El momento de inercia del eje macizo es:

$$I = \frac{mr^2}{2} = \frac{(0.11109\text{kg})(0.005\text{m})^2}{2} = 1.3886 \times 10^{-6} \quad (6.7.35)$$

La velocidad crítica para ambos rodamientos es la siguiente:

$$\omega_1 = \left(\frac{\pi}{0.18\text{m}}\right)^2 \sqrt{\frac{(560\text{MPa})(1.3886 \times 10^{-6})}{0.11109\text{kg}}} = 25,485.89\text{rad/s} \quad (6.7.36)$$

Y la velocidad crítica final es la siguiente

$$\omega_{Total} = 25,485.89\text{rad/s} \quad (6.7.37)$$

$$\omega_{crtica} = \frac{30\omega_{Total}}{\pi} = 243,372.32\text{rpm} \quad (6.7.38)$$

Rodamientos

Se seleccionaron los rodamientos de bola radial (AFBMA 12.1.4.1) en el software SolidWorks.

Cuña

Para determinar la cuña que se usará en el eje, se parte de la medida del diámetro del eje que es de 1 cm. Con el diámetro se determina las medidas de la cuña con ayuda de la siguiente tabla que muestra alguno de los valores de cuñas.

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$

Figura 6.28: Dimensiones en pulgadas de algunas aplicaciones de cuña cuadrada y rectangulares estándar [12].

El diámetro del eje es de 1 cm, por ello se seleccionan las dimensiones entre 5/16 y 7/16 de pulgada, con un ancho y altura de 0.24 cm, así como una profundidad aproximada de 0.12 cm. El material usual de la cuña es acero laminado en frío de bajo carbono, y se fabrica de manera que sus dimensiones nunca excedan la dimensión nominal [12].

6.8 Modelado matemático del sistema

Para analizar el sistema y obtener el modelo matemático se realiza un diagrama de la dinámica del sistema, esto incluye tanto el modelo matemático que describe la rotación del eje del rotor, así como del giro de la pala (*pitch*) como se muestra a continuación:

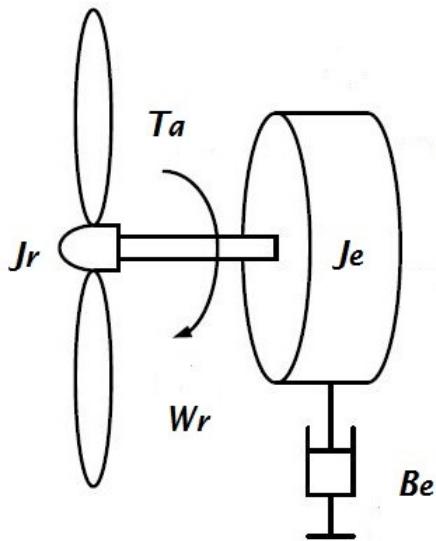


Figura 6.29: Diagrama de la dinámica del sistema mecánico de la turbina eólica.

Modelo del rotor

A partir del diagrama dinámico del sistema se obtiene el modelado matemático considerando el sistema como un equilibrio de fuerzas que actúan sobre el rotor y el eje de la turbina eólica.

$$T_a = (J_r + J_e)\ddot{\theta}_r + B_e \dot{\theta}_r \quad (6.8.1)$$

Donde T_a es el torque aerodinámico, J_r es el momento de inercia en el rotor, J_e es el momento de inercia en el eje y B_e es la constante disipativa que considera los dos rodamientos que soportan el eje. El modelo matemático está en base a la posición rotacional θ_r . Los momentos de inercia se suman y están función de la aceleración del sistema, para calcular cada uno de ellos nos apoyamos del software SolidWorks para obtener su valor simulado. Al modelo matemático se aplica la transformada de Laplace, para encontrar su función de transferencia y hacer una relación entre la entrada y la salida.

$$T_a(s) = s^2(J_r + J_e)\theta(s) + B_e s \theta(s) \quad (6.8.2)$$

Despejando la función de transferencia queda de la siguiente manera:

$$\frac{\theta(s)}{T_a(s)} = \frac{1}{s^2(J_a + J_e) + sB_e} \quad (6.8.3)$$

Modelo de pitch

La dinámica de las aspas es no lineal, lo que implica que debe establecerse un límite de saturación que dependerá del espectro de velocidades y del ángulo de giro que el sistema permita. De esta manera, el modelo del sistema de giro (*pitch*) está basado únicamente en la diferencia del ángulo deseado β_d , en relación a una constante de tiempo τ_β , con respecto al ángulo medido β_m , el cual se describe en la siguiente ecuación diferencial [25].

$$\dot{\beta} = \frac{\beta_d - \beta_m}{\tau_\beta} \quad (6.8.4)$$

Lo cual al aplicarsele la transformada de Laplace, queda de la siguiente forma:

$$\frac{\beta(s)}{\beta_d(s)} = \frac{1}{\tau_\beta s + 1} \quad (6.8.5)$$

Sintonización y determinación de ganancias del controlador

El control del ángulo *pitch* se realizará através de un controlador PID, debido a que se calcula la desviación o error entre el valor medido y el valor deseado. Este controlador hace uso de las ganancias Proporcional, Integral y Derivativa, las cuales son sintonizadas a través del método de oscilación de Ziegler-Nichols. El control del ángulo *pitch* del prototipo está basado en dos modos:

- El primero de ellos se basa en mantener el coeficiente de potencia óptimo de acuerdo a la velocidad del viento que se le proporcione, procurando así mantener controlado el ángulo *pitch* de las aspas.
- El segundo modo de operación, entrará en el momento que la velocidad del viento supere el límite establecido para el prototipo, de tal forma que entren las aspas en un estado de desplome de tal forma que proteja al sistema de daños causados por una fuerza excesiva del viento.

6.9 Desarrollo de Controladores PID

Sintonización de ganancias para controlador de posición de las aspas

En este apartado de sintonización de ganancias PID para el control del ángulo *pitch*, se hace uso del modelo matemático previo basado en el sistema de actuador de *pitch*, debido a que es un sistema de primer orden Ec. 6.8.5 ya que únicamente consiste en una diferencia entre el valor del ángulo *pitch* ideal y el ángulo alcanzado, y gracias a que los servomotores tienen implícito un sistema de control de velocidad y posición, el modelo es claramente más simple.

$$H(s) = \frac{1}{s + 1} \quad (6.9.1)$$

Para $\tau_\beta = 1$ seg.

Las ganancias del controlador PID se cambiaron una por una y la respuesta fue observada, y de esa forma elegir las ganancias adecuadas para mantener el sistema estable y bajo los parámetros definidos. El modelo de Simulink que se muestra en la fig 6.30. para el actuador se muestra a continuación:

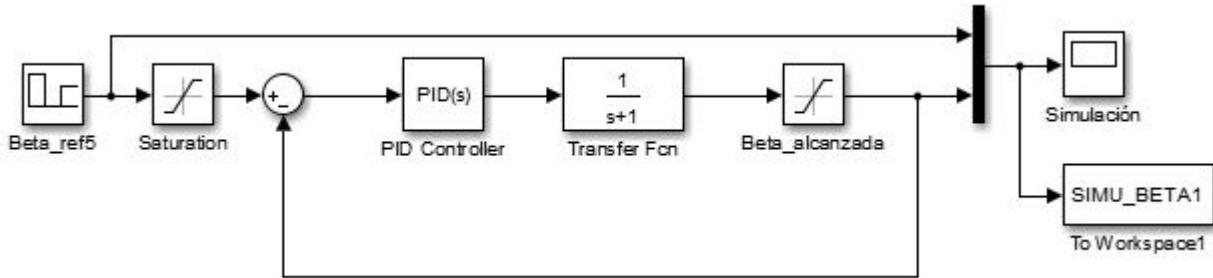


Figura 6.30: Diagrama de bloques del controlador PID basado en sistema de actuador de giro.

Los resultados ante los cambios de las ganancias se muestran en las siguientes imágenes, en donde se muestra el resultado de la aplicación del controlador PID en comparación con el ángulo objetivo.

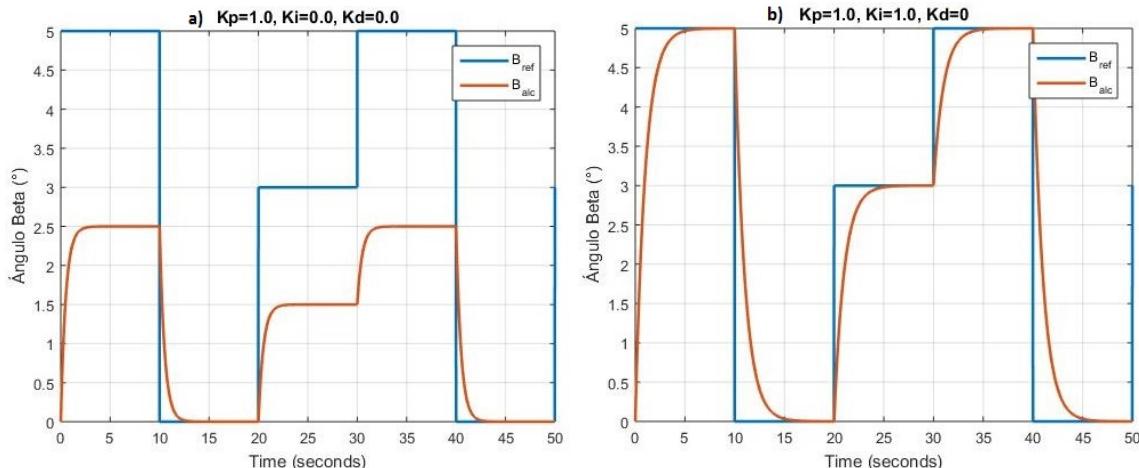


Figura 6.31: Respuesta del sistema a ganancias: a) $K_p = 1.0, K_i = 0.0, K_d = 0.0$. b) $K_p = 1.0, K_i = 1.0, K_d = 0.0$.

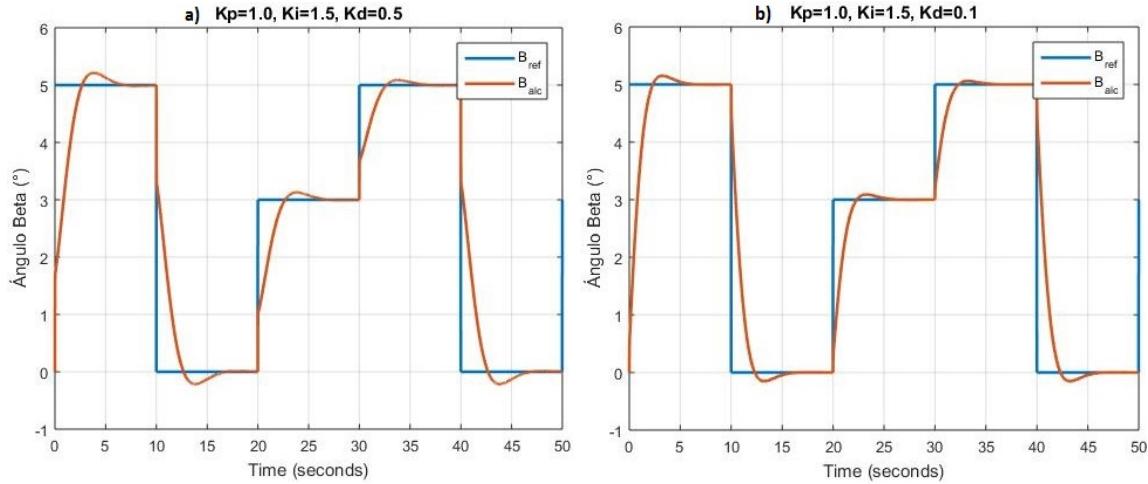


Figura 6.32: Respuesta del sistema a ganancias: a) $K_p = 1.0, K_i = 1.5, K_d = 0.5$. b) $K_p = 1.0, K_i = 1.5, K_d = 0.1$.

La respuesta de este sistema se ha observado para diferentes valores de ganancia proporcional K_p , integral ganancia K_i y derivado de la ganancia K_d , como se muestra en las figuras 6.32 y 6.33 anteriores.

Como puede verse, el sistema produce una respuesta adecuada en donde no ocurren oscilaciones que generen un sobrepaso excesivo y un tiempo de estabilización menor de aproximadamente 5 segundos para lograr conseguir la posición ideal, en el primer caso donde las ganancias son $K_p = 1.0, K_i = 1.0$ y $K_d = 0.0$.

Sintonización de ganancias para controlador de velocidad de giro del rotor

El sistema de control de velocidad del rotor, involucra variables más allá del ángulo de pitch, por ello se usa el modelo matemático de segundo orden puesto que es un sistema rotacional el cual se describió en la sección 6.8. Dicho modelo de segundo orden Ec. 6.8.3 responde a las condiciones del método de oscilaciones de Ziegler-Nichols, y siguiendo los pasos para la sintonización de ganancias se consiguió lo siguiente, para la función de transferencia siguiente:

$$H(s) = \frac{1}{s^2(0.2738) + s(0.015)} \quad (6.9.2)$$

Los valores de momento de inercia polar para el rotor (J_r), se obtuvieron a través del estudio de propiedades físicas del software Solidworks 2016, y el coeficiente de fricción viscosa de los rodamientos (B) fue obtenido de una tabla del fabricante de rodamientos “SKF”. Posterior a ello se sigue el algoritmo de obtención de ganancias del controlador PID para el sistema.

1. Estableciendo una ganancia proporcional K_c pequeña, de tal forma que sea posible observar que existe una oscilación sostenida del sistema antes una entrada tipo escalón unitario. Esa ganancia que permite la oscilación, fue una ganancia $K_c = 1$.

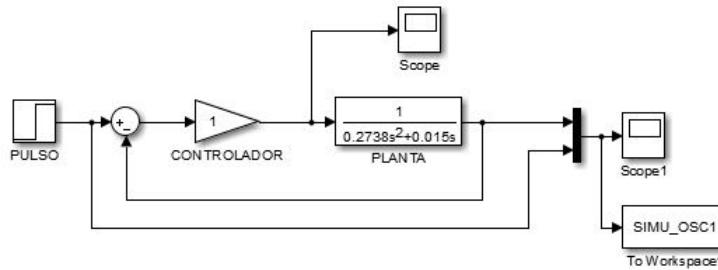


Figura 6.33: Diagrama de bloques de sintonización basado en sistema de giro del rotor.

2. Se calculó un valor aproximado del periodo de oscilación del sistema en respuesta al escalón unitario en lazo cerrado. $P_c = 3.301$ seg. Estos dos valores obtenidos por la respuesta al escalón, son usados según la tabla de reglas de sintonía de Nichols-Ziegler.

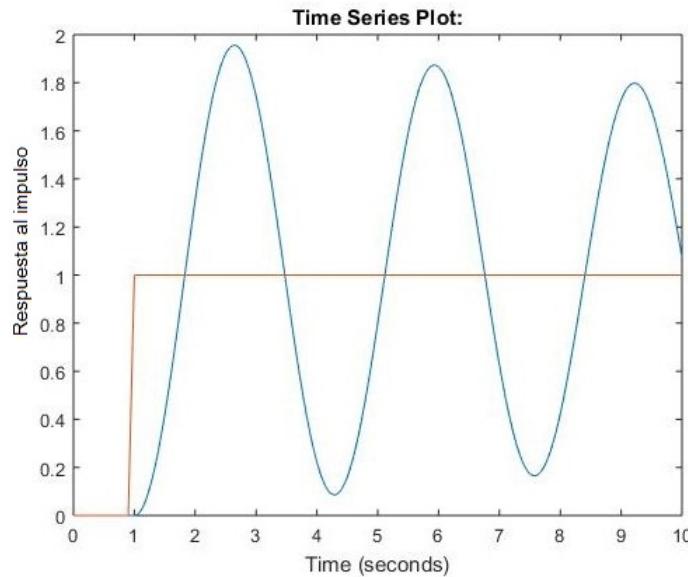


Figura 6.34: Respuesta oscilatoria al escalón de sistema de segundo orden, con ganancia $K_p = 1.0$. Con periodo de oscilación $P_c = 3.301$ seg aprociadamente, y con ganancia $K_c = 1.0$.

$$K_p = 0.6K_c = 0.6(1.0) = 0.6 \quad (6.9.3)$$

$$K_i = \frac{K_p}{T_i} = \frac{K_p}{0.5P_c} = \frac{0.6}{0.5(3.301)} = 0.3636 \quad (6.9.4)$$

$$K_d = K_p T_d = 0.125K_p P_c = 0.125(0.6)(3.301) = 0.2475 \quad (6.9.5)$$

3. Estas ganancias sintonizadas, se pusieron a prueba en el sistema retroalimentado con el diagrama de bloques de la Fig. 6.36 y el bloque PID, lo que respondió de la siguiente manera, en este se aprecia que el sistema alcanza el valor objetivo, sin embargo mantiene oscilaciones reducidas como se aprecia en la Fig. 6.37.

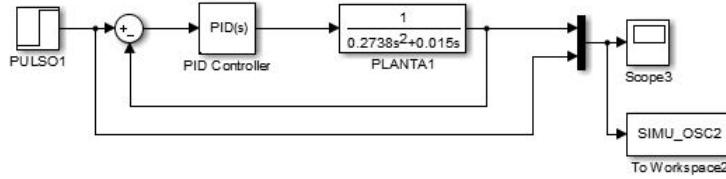


Figura 6.35: Sistema retroalimentado o de lazo cerrado, con controlador PID acoplado a la función de transferencia del sistema.

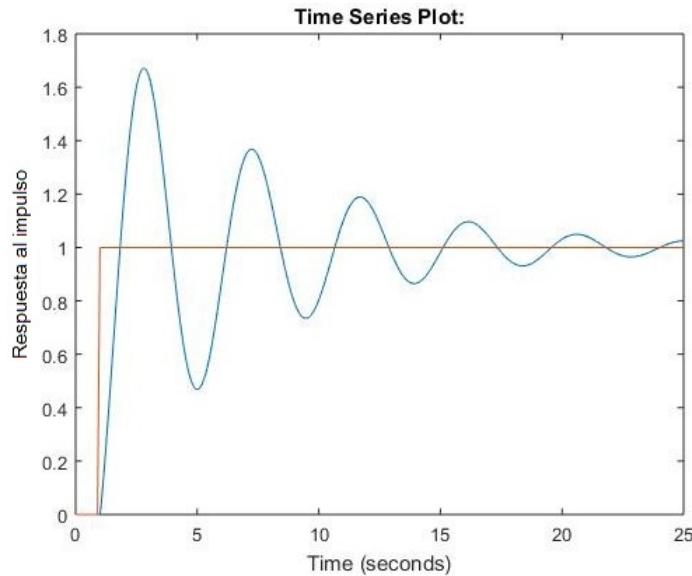


Figura 6.36: Respuesta al escalón de sistema de segundo orden acoplado al controlador PID, con ganancias $K_p = 0.6$, $K_i = 0.3636$ y $K_d = 0.2475$.

Implementación de controlador PID sobre el sistema de rotación de la turbina eólica

Una vez que se consiguió la sintonización de las ganancias del controlador PID, ambos subsistemas (aerodinámico y mecánico rotacional) son enlazados a través de las ecuaciones obtenidas por el método de interpolación para cada una de las velocidades a las que será puesto a prueba (3, 7 y 11 m/s), primero obteniéndose el coeficiente de potencia máxima a dichas velocidades del viento (ecuaciones 6.7.1, 6.7.2 y 6.7.3).

Implementada posteriormente por la ecuación de par aerodinámico, ya que forma parte de la entrada al sistema. La ecuación de par aerodinámico se muestra a continuación en la siguiente ecuación:

$$T_a = \frac{1}{2} \pi \rho R^3 V_0^2 \frac{C_p}{\lambda} \quad (6.9.6)$$

Los parámetros a los que se somete la simulación, se mencionan en la siguiente tabla:

Descripción	Parámetro	Valor
Radio del Rotor	R	0.191 m
Densidad del aire	ρ	1.225 kg/m ³
Velocidad del viento	V_0	3 m/s – 7 m/s – 11m/s
Coeficiente de Potencia (deseado)	C_p	0.1394 – 0.1904 – 0.208
Velocidad del rotor (deseado)	T_a	40 rpm – 150 rpm – 275 rpm

Figura 6.37: Tabla de parámetros y características a las que funcionará el prototipo.

Una vez definidas las condiciones a las que se sometió la simulación del sistema, se desarrolló el diagrama de bloques de Simulink que permitió conocer su comportamiento en base a los controladores previamente diseñados, así como analizar el error en base a la referencia propuesta para cada uno de los casos, el diagrama de bloques se muestra en la Fig. 6.39.

Nota: Es importante destacar que debido a que no se puede garantizar un flujo continuo de velocidad del viento, se estableció como entrada al sistema un intervalo de $+/- 2m/s$ para cada velocidad V_0 propuesta, de esta forma se puede establecer una mejor aproximación del comportamiento real del sistema.

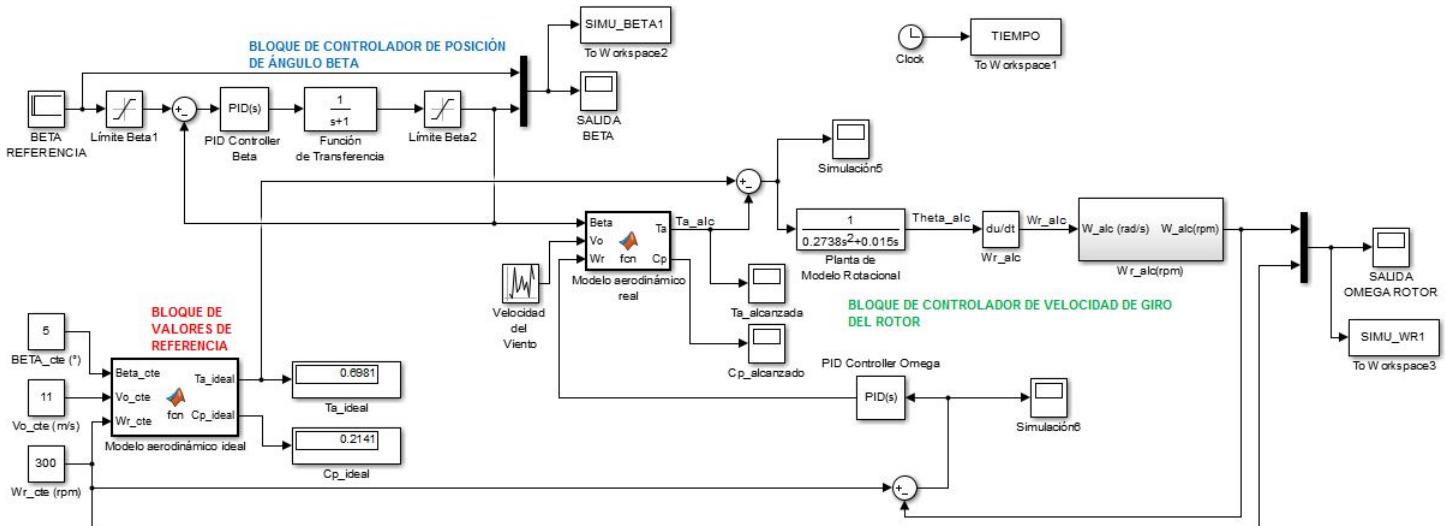


Figura 6.38: Diagrama de bloques completo con la inclusión del controlador de posición del ángulo pitch y el controlador de velocidad de giro del rotor.

El bloque de control de *pitch* fue previamente analizado, y ahora forma parte de la entrada del bloque de modelo aerodinámico, pues la función tiene como entradas el ángulo Beta, la velocidad variable del viento (dentro del rango establecido) y la retroalimentación de la velocidad del rotor, de esta forma se tiene como salidas el torque aerodinámico y el coeficiente de potencia. Aplicándose las ganancias sintonizadas a cada controlador PID, se obtuvieron los siguientes resultados.

Velocidad del viento de 3m/s

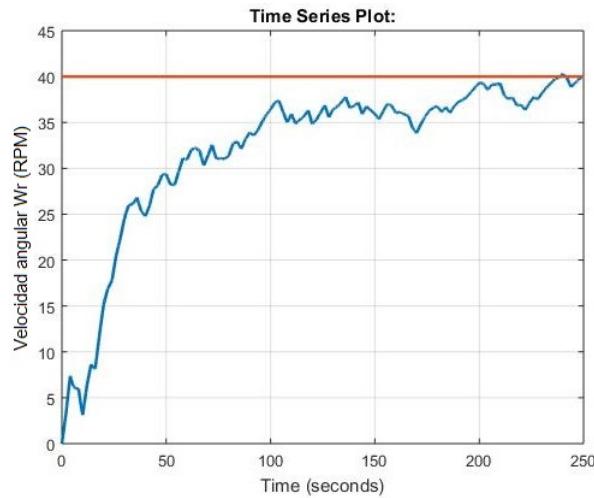


Figura 6.39: Comportamiento del sistema con controlador de *pitch* y de velocidad de giro del rotor a $V_0 = 3\text{m/s}$.

Velocidad del viento de 7m/s

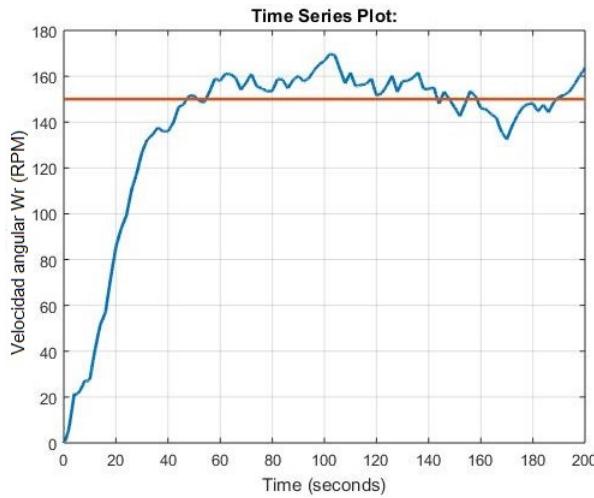


Figura 6.40: Comportamiento del sistema con controlador de *pitch* y de velocidad de giro del rotor a $V_0 = 7\text{m/s}$.

Velocidad del viento de 11m/s

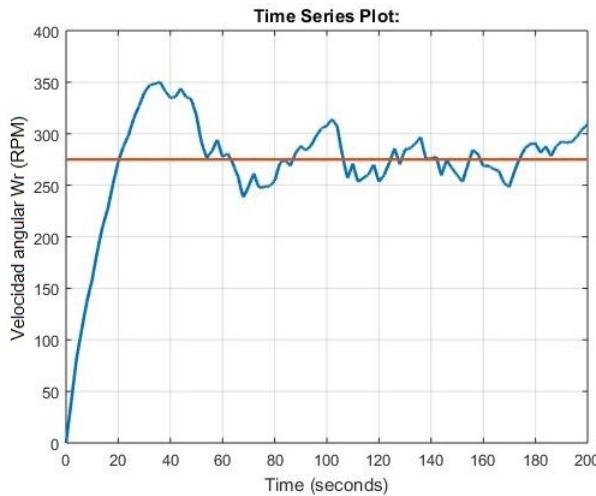


Figura 6.41: Comportamiento del sistema con controlador de *pitch* y de velocidad de giro del rotor a $V_0 = 11\text{m/s}$.

Es posible observar que el sistema se comporta con oscilaciones inestables puesto que el margen de error de velocidad del viento es bastante amplio, se realizaron simulaciones para velocidades que rondan el $+/-1\text{m/s}$, y fue posible observar que el tiempo en el que alcanza la velocidad objetivo es menor, así como el error generado en la velocidad de giro del rotor.

En base a los resultados obtenidos se pueden recalcular las ganancias del controlador PID, pues la sintonización por el método de Ziegler-Nichols, es una herramienta para conocer los valores en los que oscilarán las ganancias y de esa forma conocer a través de la experimentación cuales son las ganancias más adecuadas para la aplicación.

Algoritmo del sistema de actuador de ángulo pitch y velocidad de giro del rotor

El algoritmo utilizado para el Control PID de estabilización de velocidad del rotor y sistema actuador *pitch* es el siguiente:

1. Establecer el conjunto de valores de K_p , K_i y K_d .
2. Leer el valor de la velocidad del viento.
3. Para valores de inclinación entre 0 y 90 grados, calcular C_p .
Para un aerogenerador de velocidad fija, la velocidad punta es constante. (Se asume que la turbina eólica no contempla la etapa de multiplicación, ni generación de energía)
4. Encontrar el valor de velocidad de giro del rotor para que C_p sea máxima.
5. Mostrar y mantener este valor de *pitch*.
6. Mostrar la velocidad del rotor alcanzada.

Selección de Materiales

Para la selección de los materiales se hará uso del software de selección CES Edupack 2013®, para ello se hará un análisis en los elementos que se realizó el diseño y que su material forma parte determinante de su desempeño, para ello se plantea que las aspas y los engranes, así como la estructura de soporte sean analizados para obtener el material adecuado a las necesidades y posibilidades.

Aspas y engranes

1. La carcasa debe resistir temperaturas mayores a los 50°C sin deformación.
2. El material debe ser maleable, fácil de perforar y capaz de ser maquinado manualmente.
3. El material debe tener un módulo de Young Mayor a 3.5 MPa.
4. No debe tener un costo mayor a los \$500 MXN/Kg.
5. Ópticamente debe ser opaco.
6. Permeable.

Del análisis de materiales realizado se obtuvieron 3 resultados de 534 posibles, que cumplen con las características previstas con anterioridad, por lo que se procede ahora, a realizar la elección de uno de esos materiales.

Results	
All Stages	
Name	
<input checked="" type="checkbox"/>	ABS/PC (Flame Retarded)
<input checked="" type="checkbox"/>	PC (10% Glass Fibre)
<input checked="" type="checkbox"/>	PC (6% Stainless Steel Fibre)

Materiales

- ABS (Acrilonitrilo Butadieno Estireno)
- Policarbonato (10% Fibra de Vidrio)
- Policarbonato (6% Fibra de Acero Inoxidable)

Estos 3 materiales, fueron los adecuados según el análisis realizado en el software CES EduPack 2013®, el cual en la siguiente gráfica, además de haberse añadido los criterios que debe de cumplir el material, es posible ver que el ABS es por poco un material más costoso, sin embargo realizando un análisis externo y con consultores se determinó que el material más asequible es el ABS, así como el Ácido Poliláctico con características similares el cual no se encuentra dentro de la base de datos del software y que es más económico que el ABS, por lo que se proponen ambos materiales ABS y PLA como materiales con los que serán fabricadas las aspas y los engranes, que formarán parte del mecanismo de orientación.

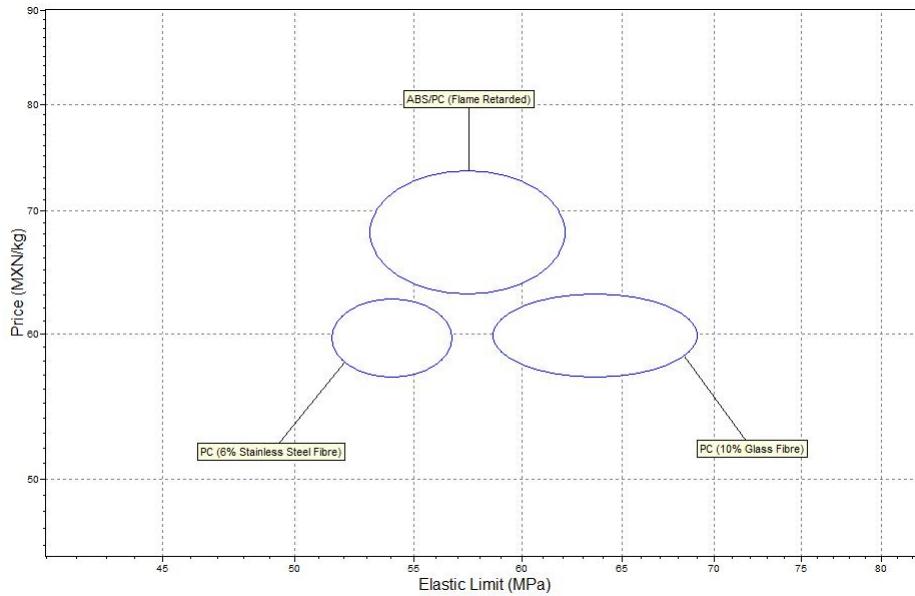


Figura 6.42: Resultado de la preselección de materiales para las aspas y engranes del prototipo, bajo los criterios establecidos.

Estructura de soporte

1. La carcasa debe resistir temperaturas mayores a los 50°C sin deformación.
2. El material debe ser maleable, fácil de perforar y capaz de ser maquinado manualmente.
3. El material debe tener un módulo de Young Mayor a 2.2 MPa.
4. No debe tener un costo mayor a los \$800 MXN/Kg.
5. Permeable.
6. Metálico.

Del análisis de materiales realizado se obtuvieron 5 resultados de 1801 posibles, que cumplen con las características filtradas previstas con anterioridad, estos 5 resultados tienen una semejanza considerable puesto que todas ellas son aleaciones de aluminio.

Materiales

- Aleación de aluminio forjado, 2014, T6.
- Aleación de aluminio forjado, 7050, T7451.
- Aleación de aluminio forjado, 7050, T74511.
- Aleación de aluminio forjado, 7050, T76511.

Results

All Stages ▾ 5 of 1801 pass

Name
Wrought aluminium alloy, 2014, T6
Wrought aluminium alloy, 7050, T7451
Wrought aluminium alloy, 7050, T74511
Wrought aluminium alloy, 7050, T7651
Wrought aluminium alloy, 7050, T76511

Estos 5 materiales, fueron los adecuados según el análisis realizado en el software CES EduPack 2013®, el cual en la siguiente gráfica, además de haberse añadido los criterios que debe de cumplir el material, es posible ver que la aleación de aluminio 7050, es por poco el material con mayor límite elástico, que sus aleaciones similares y con costos aproximados, y debido a estos resultados obtenidos la aleación de aluminio 7050 es el material elegido para la estructura que sostendrá el sistema entero.

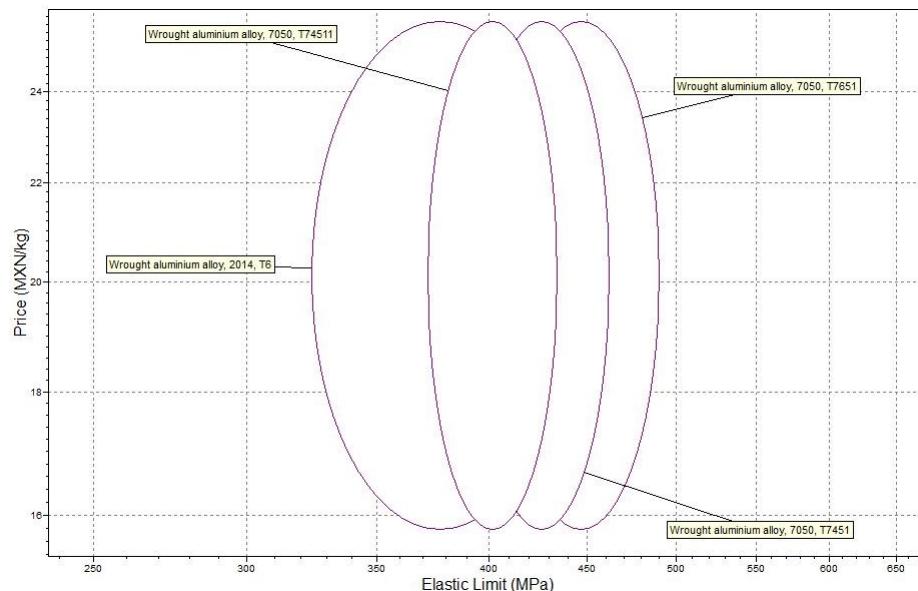


Figura 6.43: Resultado de la preselección de materiales para la estructura de soporte del prototipo, bajo los criterios establecidos.

6.10 Tolerancias mecánicas

Tolerancias en la construcción

La ISO (International Organization for Standardization) ha organizado normas internacionales para ajustes y tolerancias. Las unidades de trabajo son las métricas (mm), aunque las normas están definidas también para el sistema inglés (pulgadas).

En la siguiente figura se muestra la forma en que la ISO organizó un sistema de dieciocho calidades designadas por: IT 01, IT 0, IT 1, IT 2, IT 3, ..., IT 16, cuyos valores de tolerancia se indican para 13 grupos de dimensiones básicas, hasta un valor de 500 mm. De los datos se puede notar que la tolerancia depende tanto de la calidad como de la dimensión básica.

Tabla 10.1 Tolerancias fundamentales en micrómetros (μm) (tolerancias ISO, menos de 500 mm) (tomada de Jiménez^[1], página 29).

Grupos de dimensiones en mm		Calidad																	
Mayor de	Hasta	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0	3	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250*	400*	600*
3	6	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
6	10	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
10	18	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
18	30	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
30	50	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
50	80	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
80	120	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
120	180	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
180	250	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
250	315	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600
400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000

* Hasta 1 mm las calidades 14 a 16 no están previstas.

Figura 6.44: Tolerancias fundamentales en micrometros (μm)(tolerancias ISO, menos de 500mm).

Para elegir la calidad es necesario tener en cuenta que una excesiva precisión aumenta los costos de producción, requiriéndose máquinas más precisas; por otro lado, una baja precisión puede afectar la funcionalidad de las piezas. Es necesario conocer las limitaciones de los procesos de producción, en cuanto a precisión se refiere, y los grados de calidad máximos que permiten el buen funcionamiento de los elementos. Para el empleo de las diversas calidades se definen los siguientes rangos:

Para ejes:

- Las calidades 01 a 4 se destinan para calibres (instrumentos de medida).
- Las calidades 5 a 11 para la industria en general (construcción de máquinas).
- Las calidades 11 a 16 para fabricaciones bajas.

Además, Jiménez da una lista de las calidades que se consiguen con diferentes máquinas herramientas [26]. Debido a que las máquinas modernas son más precisas, los grados de calidad obtenidos con las mencionadas a continuación podrían ser menores:

- Con tornos se consiguen grados de calidad mayores de 7.

- Con taladros se consiguen: calidades de 10 a 12 con broca y de 7 a 9 con escariador.
- Con fresas y mandrinos se obtienen normalmente calidades de 8 o mayores, aunque las de gran precisión pueden producir piezas con calidad 6.
- Con rectificadoras se pueden obtener piezas con calidad 5.

6.11 Diseño Detallado

MATRIZ FUNCIONAL			
FUNCIÓN	Selección 1	Selección 2	Selección 3
ACTUADOR	Motor a Pasos Unipolar 	Motor a Pasos Bipolar 	Servomotor 
SENSOR DE VELOCIDAD ANGULAR	Encoder Óptico 	Encoder de Efecto Hall 	Encoder Incremental Rotatorio 
SENSOR DE VELOCIDAD DEL VIENTO	Anemómetro con Salida de Voltaje Analógica Tipo Cazoletas 	Anemómetro ZHIPU Digital Tipo Cazoletas 	Anemómetro ZHIPU de Analógico Tipo Cónico 
SENSOR DE POSICIÓN DEL ASPA	Sensor de Posición angular de Efecto Hall 	Sensor de Posición angular con Disco 	Potenciómetro de Precisión 

ADQUISICIÓN Y PROCESAMIENTO DE SEÑALES	Arduino MEGA 	MBED LPC1769 	Núcleo-F446ZE 
SOFTWARE DE CONTROL	MatLab R2015a ® 	LabVIEW 2015 ® 	Sistema Embebido (Codificación C++) 
ALIMENTACIÓN	Baterías LI-PO 	Fuente Regulable 5-10V 	Baterías Ácido-Plomo 
VISUALIZACIÓN	GLCD Graficadora 128 x 64 	Interfaz LabVIEW 2015 ® 	Interfaz MatLab 2015® ® 
TRANSMISIÓN DE DATOS	Bluetooth  Bluetooth®	Anillo Colector 	Módulo WiFi 

Selección 4 →

Nota: Cada columna de la matriz morfológica, representa un diseño conceptual propuesto como solución del trabajo que se desarrollará, posteriormente se hizo una selección de los elementos que pudieran obtener los mejores resultados y se obtuvo un cuarto diseño conceptual que está marcado por las flechas.

6.12 Matriz de Selección de Componentes

OBJETIVO	PESO	CRITERIO	POND.	DIS. CONCEPTUAL			
				S1	S2	S3	S4
ACTUADOR	0.20	Par desarrollado.	0.35	7	8	9	9
		Tamaño.	0.35	7	8	9	9
		Resolución de movimiento.	0.20	9	8	9	9
		Consumo de energía.	0.10	8	9	9	9
		Subtotal	100%	1.5	1.62	1.8	1.8
SENSOR DE VELOCIDAD ANGULAR	0.10	Resolución	0.50	8	8	8	8
		Consumo de energía.	0.20	9	9	9	9
		Tamaño	0.30	9	8	8	9
		Subtotal	100%	0.85	0.82	0.82	0.85
SENSOR DE VELOCIDAD DEL VIENTO	0.10	Resolución	0.50	9	9	9	9
		Consumo de energía.	0.20	9	9	9	9
		Velocidad de operación.	0.30	9	8	8	9
		Subtotal	100%	0.9	0.87	0.87	0.9
SENSOR DE POSICIÓN DEL ASPA	0.10	Resolución	0.50	9	9	8	9
		Consumo de energía.	0.10	9	9	9	9
		Tamaño.	0.40	8	9	8	8
		Subtotal	100%	0.86	0.9	0.81	0.81
ADQ./PROC. DE SEÑALES	0.15	Velocidad de procesamiento.	0.45	9	8	10	9
		Cantidad de puertos.	0.20	8	7	9	8
		Capacidad de conversión A/D y/o D/A.	0.20	8	8	9	8
		Memoria interna.	0.15	9	8	10	9
		Subtotal	100%	1.29	1.17	1.44	1.29
SOFTWARE DE CONTROL	0.10	Precisión.	0.40	9	8	8	9
		Velocidad de procesamiento.	0.50	9	8	8	9
		Flexibilidad de lenguaje.	0.10	8	9	7	8
		Subtotal	100%	0.89	0.81	0.79	0.89
ALIMENTACIÓN	0.10	Portabilidad.	0.60	9	8	9	9
		Tamaño.	0.40	10	7	8	10
		Subtotal	100%	0.94	0.76	0.86	0.94
VISUALIZACIÓN	0.10	Resolución.	0.40	7	8	9	9
		Despliegue de gráficos en tiempo real.	0.60	8	9	9	9
		Subtotal	100%	0.76	0.86	0.9	0.9
TRANSMISIÓN DE DATOS	0.05	Alcance.	0.30	8	9	9	9
		Velocidad de Transmisión.	0.70	8	10	9	10
		Subtotal	100%	0.4	0.48	0.45	0.48
Total	100%			8.39	8.29	8.74	8.86

Justificación de las Calificaciones de Soluciones

10 = Excelente, la solución cumple con el 100% de los requerimientos que definen el criterio de la selección.

9 = Óptimo, la solución cumple con más de un 75% de la característica deseada siendo adecuado para los fines del dispositivo.

8 = Aceptable, la solución cumple con el sólo 60% de los requerimientos, mostrando leves deficiencias en el desempeño general del dispositivo.

7 = Regular, la solución sólo cumple con el 50% del criterio asignado, siendo poco deseable para la obtención de un buen funcionamiento, sin embargo, puede ser usado.

6 = Insuficiente, la solución cumple con menos del 50% del criterio asignado, siendo poco

probable su selección.

5 = Indeseable, no cumple bajo ningún término con el requerimiento necesario para ejercer la función especificada.

6.13 Justificación de Ponderaciones

OBJETIVO	PESO	JUSTIFICACIÓN
ACTUADOR	0.20	El actuador, es considerado el elemento de mayor peso dentro del prototipo, pues este se encargará de posicionar y mantener cada una de las aspas en el ángulo resultante del proceso de control, además de que determinará el espacio necesario del buje.
SENSOR DE VELOCIDAD ANGULAR	0.10	El sensor de velocidad angular, es un elemento con peso intermedio pues mantener una lectura continua de la velocidad de giro y que esta sea precisa, determinará la capacidad de conseguir un control óptimo del sistema.
SENSOR DE VELOCIDAD DEL VIENTO	0.10	Mantener una lectura de las variables de entrada como es la velocidad del viento, permitirá obtener un resultado fiable del sistema de control, capaz de percibir los cambios de velocidad, así como un amplio espectro de lectura.
SENSOR DE POSICIÓN DEL ASPA	0.10	El sensor de posición de las aspas, mantendrá un enlace con el sistema de control, permitiendo establecer un lazo cerrado y un monitoreo constante del objetivo alcanzado.
ADQ./PROC. DE SEÑALES	0.15	La unidad de adquisición y procesamiento, se encuentra en segunda posición puesto que el sistema deberá mantener un monitoreo constante así como ser capaz de tomar lectura de las variables de entrada y enlazar con la unidad de control sin dificultades.
SOFTWARE DE CONTROL	0.15	El software de control deberá cumplir con las necesidades previstas para conseguir que el sistema cumpla con su objetivo principal, así como ser flexible en su codificación para su enlace con el subsistema de adquisición y procesamiento de señales, por ello a ambas se les asignó el mismo peso.
ALIMENTACIÓN	0.05	La alimentación del sistema es un elemento indispensable para el funcionamiento de este, sin embargo se encuentra como última prioridad, puesto que las necesidades del prototipo no mantienen exigencias que comprometan el funcionamiento de este.
VISUALIZACIÓN	0.10	La visualización del comportamiento del sistema de control, es importante para conocer si los resultados son los deseados y los propuestos, y poder certificar el buen desarrollo del trabajo.
TRANSMISIÓN DE DATOS	0.05	La transmisión de datos forma parte de los elementos necesarios para la interacción entre los elementos vinculados, así mismo el entorno en el que será puesto a prueba será factor de la elección del método de transmisión.
Total	100%	

OBJETIVOS	CRITERIO	POND.	JUSTIFICACIÓN
ACTUADOR	Par desarrollado.	0.35	El par capaz de desarrollar el actuador, deberá cumplir con la especificación prevista por los resultados dados en los cálculos, siendo este mayor a los 50.7747 Nmm.
	Tamaño.	0.35	Las dimensiones máximo estipuladas dentro de la estructura que podrán contener al actuador deberá ser menor a los: 27mm x 24mm x 36mm.
	Resolución de movimiento.	0.20	La resolución es un criterio indispensable para la elección del elemento, pues debe ser capaz de tener un movimiento capaz de realizar giros de 1°, con un espectro de al menos 90°.
	Consumo de energía.	0.10	El consumo de energía deberá ser capaz de alimentarse con una señal de CD, además de ello pues el dispositivo se crea con la finalidad de mejorar el estado medio ambiental, y es importante definir un bajo consumo de energía.

OBJETIVOS	CRITERIO	POND.	JUSTIFICACIÓN
SENSOR DE VELOCIDAD ANGULAR	Resolución	0.50	La resolución del sensor de velocidad angular, deberá ser capaz de obtener lecturas de hasta 500 RPM, con variaciones de hasta 1 RPM.
	Consumo de energía.	0.20	El sensor deberá soportar se alimentado con tensión de tipo CD, y mantener un bajo consumo de energía.
	Tamaño	0.30	El tamaño deberá adecuarse al diámetro del eje de transmisión (10 mm).

OBJETIVOS	CRITERIO	POND.	JUSTIFICACIÓN
SENSOR DE VELOCIDAD DEL VIENTO	Resolución	0.50	La resolución del sensor de velocidad del viento, deberá de generar una salida de tensión que represente los cambios a los que se sometió el sensor.
	Consumo de energía.	0.20	El sensor deberá soportar se alimentado con tensión de tipo CD, y mantener un bajo consumo de energía.
	Velocidad de operación.	0.30	Debido a que el prototipo, trabajará en velocidades del viento bajas, deberá a operar desde los 5 m/s hasta los 11m/s como mínimo.

OBJETIVOS	CRITERIO	POND.	JUSTIFICACIÓN
SENSOR DE POSICIÓN DEL ASPA	Resolución	0.50	La posición de cada una de las aspas, deberá ser monitoreada con una resolución mínima de 1° de giro.
	Consumo de energía.	0.10	El sensor deberá soportar se alimentado con tensión de tipo CD, y mantener un bajo consumo de energía.
	Tamaño.	0.40	El tamaño es una de los criterios en este sensor, pues estará ubicado dentro del buje giratorio, y estará sujeto a las dimensiones de la estructura que contiene al mecanismo.

OBJETIVOS	CRITERIO	POND.	JUSTIFICACIÓN
ADQ./PROC. DE SEÑALES	Velocidad de procesamiento.	0.45	La velocidad de procesamiento fue ponderada con un mayor valor, pues el sistema de control se realizará en tiempo real, lo que implica que la velocidad con la que se realizan las lecturas y escritura determinará la eficiencia del sistema.
	Cantidad de puertos.	0.20	La cantidad de puertos está ampliamente relacionado con la cantidad de entradas y salidas, por ello es indispensable tener puertos que permitan separar y direccionar hacia diferentes periféricos los resultados obtenidos al finalizar el análisis.
	Capacidad de conversión A/D y/o D/A.	0.20	La conversión de los datos de A/D y D/A en el mismo circuito procesador, es importante puesto que los datos a la entrada del dispositivo son del tipo analógico y posteriormente deberán ser digitales, para la fácil manipulación de éstos.
	Memoria interna.	0.15	La memoria interna en un procesador es importante para el desarrollo del dispositivo, pues es el que permitirá realizar un almacenamiento temporal.

OBJETIVOS	CRITERIO	POND.	JUSTIFICACIÓN
ALIMENTACIÓN	Portabilidad.	0.60	Portabilidad en la alimentación, deberá ser capaz de transportarse con facilidad, de tal manera que sea posible someter el prototipo a distintos posibles entornos.
	Tamaño.	0.40	El tamaño es un criterio de menor peso, pues formará parte de la estructura, colocándose en la base que sostendrá al eje de transmisión.

OBJETIVOS	CRITERIO	POND.	JUSTIFICACIÓN
SOFTWARE DE CONTROL	Precisión.	0.40	La precisión en el software de control, estará dado por la precisión numérica que pueda alcanzar, y que esta no aumente el margen de error en las iteraciones realizadas durante la evaluación de las funciones de control.
	Velocidad de procesamiento.	0.50	La velocidad de procesamiento es determinante para disminuir el tiempo que tome obtener los resultados mientras el algoritmo de control esté en operación.
	Flexibilidad de lenguaje.	0.10	El lenguaje es un criterio menor a los dos anteriores, puesto que no es una limitación, si debe facilitar la interpretación y ejecución del sistema de control a implementar.

OBJETIVOS	CRITERIO	POND.	JUSTIFICACIÓN
VISUALIZACIÓN	Resolución.	0.40	La resolución deberá enfocarse a mantener una visualización, que permita mostrar tanto los ángulos a los que se encuentran las aspas, la velocidad del viento y la velocidad a la que gira el prototipo.
	Despliegue de gráficos en tiempo real.	0.60	El despliegue de gráficos, fue ponderado con mayor valor, puesto que de esa forma mejorará la interacción entre el sistema y el usuario. Y se deberá poder obtener una interpretación de los resultados obtenidos.

OBJETIVOS	CRITERIO	POND.	JUSTIFICACIÓN
TRANSMISIÓN	Alcance.	0.30	El alcance es ponderado en segundo lugar, pues al encontrarse sometido a esfuerzos, se debe contemplar que el rango de transmisión debe ser lo suficientemente amplio para poder realizar una transmisión efectiva.
	Velocidad de Transmisión.	0.70	La velocidad de transmisión deberá garantizar que los datos de lectura y escritura, mantengan un control sobre el sistema en tiempo real, y evitar retrasos significativos.

6.14 Selección de Componentes

Una vez realizado el desarrollo teórico que conciernen a las cargas, esfuerzos, selección de materiales y componentes, se establecieron los componentes tanto mecánicos, electrónicos y de computación, los cuales se muestran a continuación.

SELECCIÓN DE COMPONENTES			
ACTUADOR	XL-320 Servomotor DYNAMIXEL 	<ul style="list-style-type: none"> • Dimensiones: 24 mm x 36 mm x 27 mm • Peso: 16.7 g • Par máximo: 0.39 Nm • Voltajes de operación: 6 a 8.4 V (Voltaje recomendado 7.4 V). • Relación de transmisión: 238: 1 • Velocidad sin carga: 114 rpm • Desplazamiento de 1 bit x 0.29° hasta 300° • Rango de velocidad de transmisión: 7843bps- 1Mbps • Comunicación serial 	
SENSOR DE VELOCIDAD ANGULAR	Módulo sensor de velocidad LM393 	<ul style="list-style-type: none"> • Alimentación: 3.3- 5 V • Dimensiones: 31 mm x 14 mm x 20 mm • Comparador de voltaje amplio • Salida digital 	
SENSOR DE VELOCIDAD DEL VIENTO	Anemómetro 	<ul style="list-style-type: none"> • Dimensiones: de la base al centro 105 mm, del centro a los brazos 102 mm • Longitud del brazo: 70 mm • Peso: 111.8 g • Espesor de copas: 4.8 mm • Voltaje de operación: 7- 24 V • Salida: 0.4 V a 2 V • Rango de pruebas: 0.5 m/s a 50 m/s • Velocidad de inicio: 0.2 m/s • Resolución: 0.1 m/s • Precisión: el peor caso 1 m/s • Máxima velocidad del viento: 70 m/s 	

SENSOR DE POSICIÓN DEL ASPA	Potenciómetro de precisión BOURNS 3590 	<ul style="list-style-type: none"> Tolerancia total +/- 5% Linealidad +/- 0.25% Ángulo efectivo energizado de 0 a 3600° (10 vueltas) Rango de potencia: 2 W Resolución: 0.020 %
ADQUISICIÓN Y PROCESAMIENTO DE SEÑALES	Arduino Mega 	<ul style="list-style-type: none"> Microcontrolador: ATmega1280 Voltaje de operación: 5 V Voltaje de entrada (recomendado): 7- 12 V Puerto digital E/S: 54 (15 tienen salida PWM) Puertos de entrada analógico: 16 Memoria Flash: 128 KB EEPROM: 4 KB Velocidad del reloj: 16 MHz Comunicación serial con velocidad hasta 115200 bps.
SOFTWARE DE CONTROL Y VISUALIZACIÓN	MatLab 	<ul style="list-style-type: none"> Lenguaje de alto nivel para cálculos de ingeniería y científicos Gráficos para visualizar datos Herramientas para crear aplicaciones con interfaces de usuario personalizadas Interfaces para C/C++, Java, .NET, Python, etc. Compatible con Arduino. Simulink es un ambiente de desarrollo a base de diagrama de bloques, que permite realizar simulaciones de sistemas dinámicos. Permite realizar comunicación serial
ALIMENTACIÓN	Batería LiPo 	<ul style="list-style-type: none"> Voltaje: 11.1 V Capacidad: 1000 mAh Dimensión: 70 x 35 x 15 mm Peso: 83 gramos
TRANSMISIÓN DE DATOS	Anillo conductor Snh038-2010 	<ul style="list-style-type: none"> Número de circuitos 6. Diámetro del agujero 10mm. Diámetro exterior: 20mm. Corriente máx.: 10A. Velocidad máx: 600 rpm.

CAPÍTULO 7

ANÁLISIS DE RESULTADOS

7.1 Impacto ambiental

El impacto ambiental provocado por la fabricación de este prototipo considera distintos aspectos que provocan un efecto negativo sobre el ecosistema, desde el hecho de fabricar un elemento necesario para el sistema, hasta su desplazamiento al destino final. Este apartado es de vital importancia pues la principal motivación de relizarlo, va sin duda en dirección de mejorar los sistemas de producción de energías renovables, como es en este caso la eólica, ello al igual que toda innovación implica un impacto ecológico.

El impacto de la fabricación de éste sistema se puede observar en el anexo, ya que se realizó un análisis de sustentabilidad a través del software Solidworks 2016 ®, en su herramienta SolidWorks Sustainability ®, en donde se muestra el análisis en cada una de los elementos que se utilizarán, en donde se contempla información como: Huella de carbono, Energía total consumida, Acidificación atmosférica y Eutrofización del agua. Además de ello se muestra el fin de la vida útil, mostrando el porcentaje de reciclado que puede usarse, su incineración y porcentaje vertido al subsuelo.

Es importante recalcar que a una escala mayor, el efecto de ruido generado por una turbina eólica, representa otra forma de impactar al medio ambiente, con una potencia de ruido, aproximadamente de 58.95 dB [27]. Por ello, la instalación de estas turbinas requieren de permisos gubernamentales especiales para disminuir el efecto negativo que estos pueden provocar.

7.2 Análisis de costos

En este apartado se muestra un aproximado del costo final del producto, a partir de una cotización del precio de los elementos a utilizar en el prototipo. Una de las principales consideraciones son las impresiones en 3D, las cuales se cotizaron en varios lugares y se contempla un precio por gramo mayor al promedio considerando la calidad de impresión en los lugares. En la tabla se muestra el peso aproximado de las piezas a imprimir, que fue determinado con ayuda del software SolidWorks. Algunos de los elementos que se comprarán en línea, se les considera un precio mayor al del producto por cuestiones de envío o alguna otra situación. La tabla muestra un costo del prototipo como un estimado del costo final.

Aproximación del costo del prototipo				
Impresiones en 3D				
Elemento	Cantidad	Precio por unidad (20 pesos mexicanos por gramo)	Masa del elemento (gramos)	Costo del producto
Palas	3	20	14.14	848.4
Piñón	3	20	9.01	540.6
Engrane	1	20	4.93	98.6
Carcasa	1	20	96.69	1933.8
Tapa de Carcasa	1	20	8.17	163.4
Veleta	1	20	38.02	760.4
Total de Impresiones				4,345.20
Elementos de sujeción				
Elemento	Cantidad	Precio por unidad (pesos mexicanos)	Costo del producto	
Chumacera	2	50	100	
Tornillos	20	2.5	50	
Rodamientos	4	50	200	
Prisionero	3	10	30	
Total de elementos de sujeción			380.00	

Material a maquinar			
Elemento	Cantidad	Precio por unidad (pesos mexicanos)	Costo del producto
Base de madera para soportar eje	1	150	150
Barra cilíndrica de acero	1	100	100
Estructura de Aluminio para torre	1	300	300
Herramienta y Accesorios adicionales	1	500	500
Total de elementos de sujeción			1,050.00

Sensores			
Elemento	Cantidad	Precio por unidad (pesos mexicanos)	Costo del producto
Anemómetro	1	1850	1850
Potenciómetro de Precisión	1	350	350
Encoder	1	100	100
Total de elementos de sujeción			2,300.00
Elementos electrónicos			
Elemento	Cantidad	Precio por unidad (pesos mexicanos)	Costo del producto
Tarjeta de adquisición de datos	1	600	600
Fuente de alimentación	1	400	400
Anillo colector	1	500	500
Servo Motor	1	700	700
Material electrónico	1	300	300
Total de elementos de sujeción			2500
Total			10,575.20

7.3 Análisis de resultados de la investigación

En esta sección se mostrarán, simulaciones que permiten validar los resultados obtenidos en la etapa de desarrollo, como son esfuerzos ejercidos en los engranes y esfuerzos aplicados sobre la torre de sujeción.

Validación del Esfuerzo de Flexión realizado en ANSYS 15.0®

Simulación de análisis de esfuerzos sobre los engranes, generadas por los momentos flectores, provocando un esfuerzo de 2.8702 MPa.

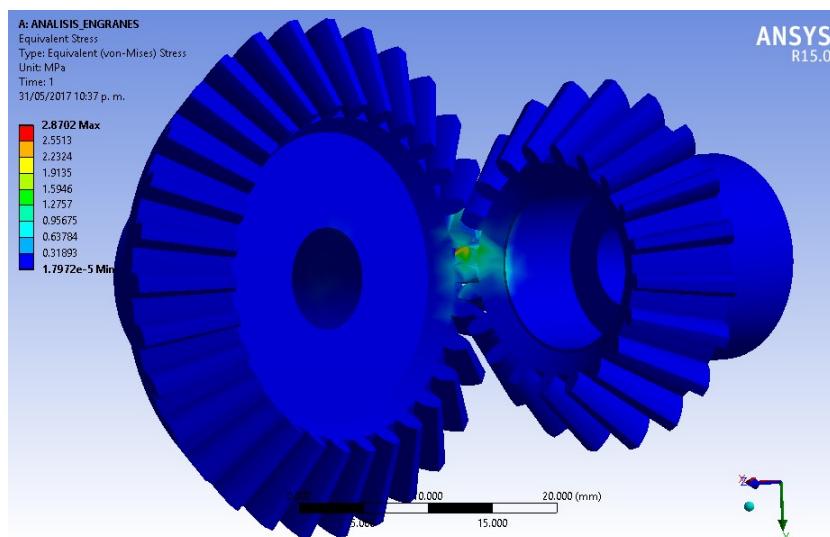


Figura 7.1: Esfuerzo de flexión generado por el momento flector de la pala sobre el engranaje.

Simulación de esfuerzos ejercidos sobre la estructura metálica realizada en ANSYS 15.0®

Simulación de análisis de esfuerzos de flexión, donde se aplican las cargas generadas por el peso de la turbina eólica, así como la fuerza generada por la rotación de esta, provocando una fuerza centrífuga que termina por ser una carga más sobre la estructura de soporte, las cargas como se aprecian en la imagen de la simulación, se concentran en los travesaños que se le agregaron a la estructura así como a los postes principales, con un esfuerzo máximo de poco más de 1 MPa. Estos resultados son tomados para la selección de materiales.

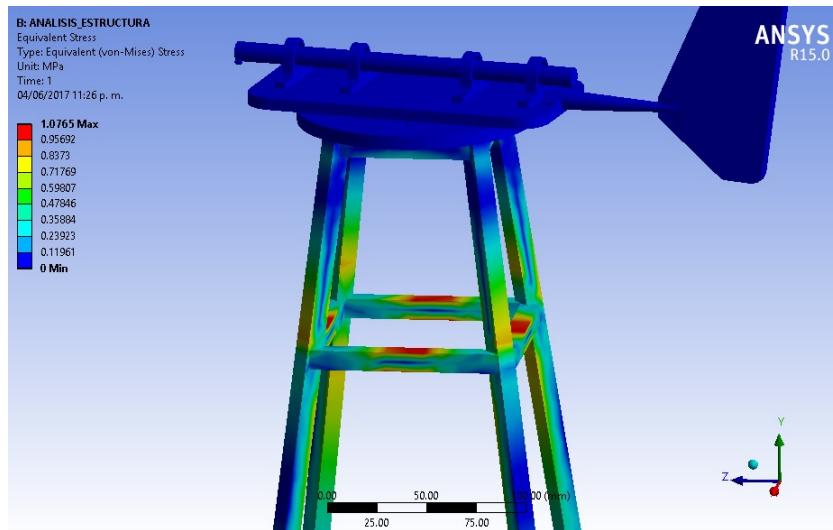


Figura 7.2: Esfuerzo de flexión generado por el momento flector de la pala sobre el engranaje.

7.4 Diseño final de turbina eólica

El prototipo final de la turbina eólica se muestra en la Fig. 7.3, donde se muestra el ensamble de todas las piezas anteriormente diseñadas con el material seleccionado respectivamente. El tamaño final del prototipo es 55 cm de alto y 43 cm de largo aproximadamente. Se propone cubrir el buje con una carcasa de PLA para proporcionar una entrada del viento constante y que disminuya el ruido en la velocidad del rotor, así también una tapa de acrílico para el eje o góndola.



Figura 7.3: Ensamble del prototipo final de turbina eólica.

En la Fig. 7.4 se muestra el interior del buje, donde se observan los engranes de cada una de las aspas, el servomotor y la tapa que tiene la función de transmitir la velocidad rotacional al eje principal. Los dispositivos electrónicos estarán dentro de la cubierta de acrílico de forma de que no interfieran con el posicionamiento de la turbina.

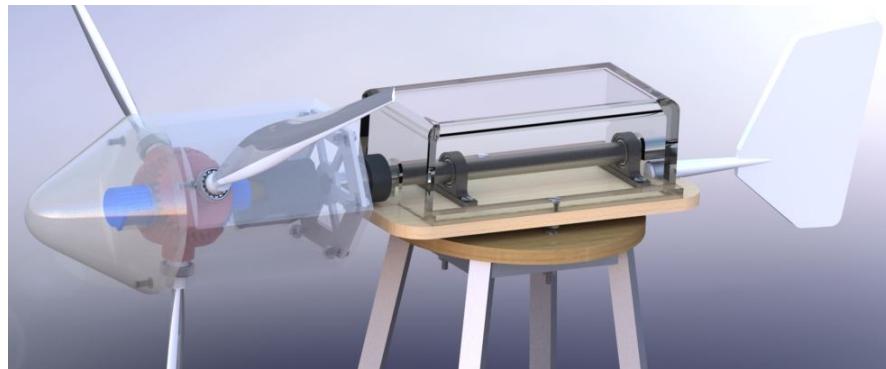


Figura 7.4: Elementos internos del buje y de la góndola.

Por último en la figura 7.5 se aprecia el acoplamiento de engranes cónicos rectos, con una relación de 1.5:1, el piñón estará acoplado al servomotor de forma que se encuentre centrado, y los engranes tengan un ángulo de separación de 120° entre sí, de tal forma que al girar el piñón los 3 engranes giren en proporción a la relación de transmisión de forma simétrica.



Figura 7.5: Vista frontal de acoplamiento de engranes cónicos dentro del buje.

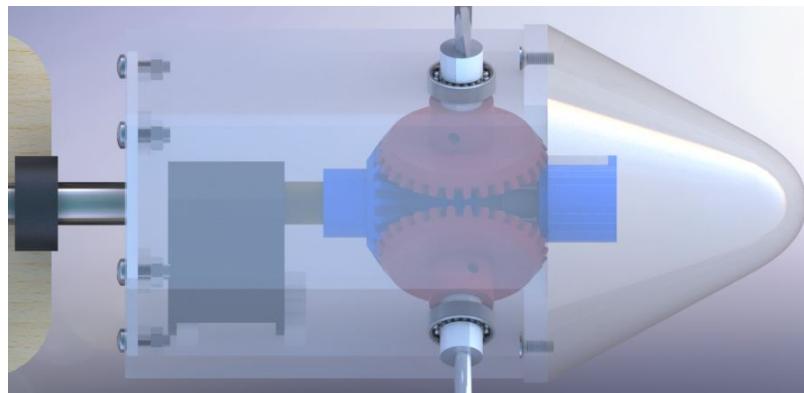


Figura 7.6: Vista lateral izquierda de acoplamiento de engranes cónicos dentro del buje.

CAPÍTULO 8

CONCLUSIONES

El desarrollo de este trabajo se enfoca en realizar el diseño de las diferentes áreas que conforman al prototipo. Estas áreas fueron la aerodinámica, la mecánica y el control como área principal del sistema. A lo largo del trabajo se tuvieron cuestiones que detenían su avance debido a la falta de conocimiento que se tenía, una de estas cuestiones fue la parte de aerodinámica, donde se tuvo que dedicar más tiempo de lo pensado. Uno de los puntos más complicados fue determinar la carga o fuerza que se ejerce sobre las aspas de la turbina eólica. En un inicio se pensó que la carga era constante a lo largo del aspa, sin embargo, durante el transcurso de la investigación se encontró información sobre un método que analiza el aspa como una viga que gira respecto al plano de rotación. Una vez obtenido este valor de carga fue posible determinar las fuerzas que provocan un par sobre los engranes y con ello realizar su diseño. Posteriormente determinar el ángulo *pitch* a través de la teoría aerodinámica era sumamente complicado debido a la ausencia de bases que se tiene, por ello se acudió a la asesoría de un experto en el tema, quien bajo su autorización nos proporcionó su diseño de palas junto con sus resultados de análisis aerodinámico, de los cuales se extrajo la información del comportamiento simulado que permitió a través de métodos numéricos establecer una relación entre el coeficiente de potencia y el ángulo *pitch*. Una vez llegado a este punto se pudieron realizar modelos matemáticos que describen los sistemas, tanto mecánico como aerodinámico. Aplicando estos modelos fue posible diseñar un lazo de control basado en el ángulo *pitch* como variable de entrada para determinar finalmente la velocidad angular del rotor.

Las dimensiones del prototipo están sujetas al espacio que se tiene en el túnel de viento donde se tiene pensado probar el sistema, por ello se diseñó bajo estas medidas, siendo solo un prototipo que se acopla a un sistema de prueba controlado.

Para la implementación y construcción del prototipo, se plantean una serie de posibles problemáticas que desde ahora deben ser vigiladas. La primera de ellas es con respecto a la estructura del prototipo, ya que se presentaron dificultades en el diseño y selección de material para los engranes, debido a que las dimensiones de los mismos son pequeñas y podrían dificultar su manufactura. Así como también la instalación de los sensores dentro del prototipo, podrían presentar dificultades. Por último, las ganancias de los controladores podrían llegar a tener un valor distinto al simulado debido a que se determinan de manera experimental.

Finalmente es importante resaltar que este trabajo de investigación permitirá dar a conocer si los resultados del trabajo "Cálculo y diseño de la pala (EHECAMANI) de un aero-generador" se aproximan a un resultado real, así como saber si el uso de control de *pitch* permite un mejor rendimiento en base a la velocidad angular alcanzada de la turbina eólica.

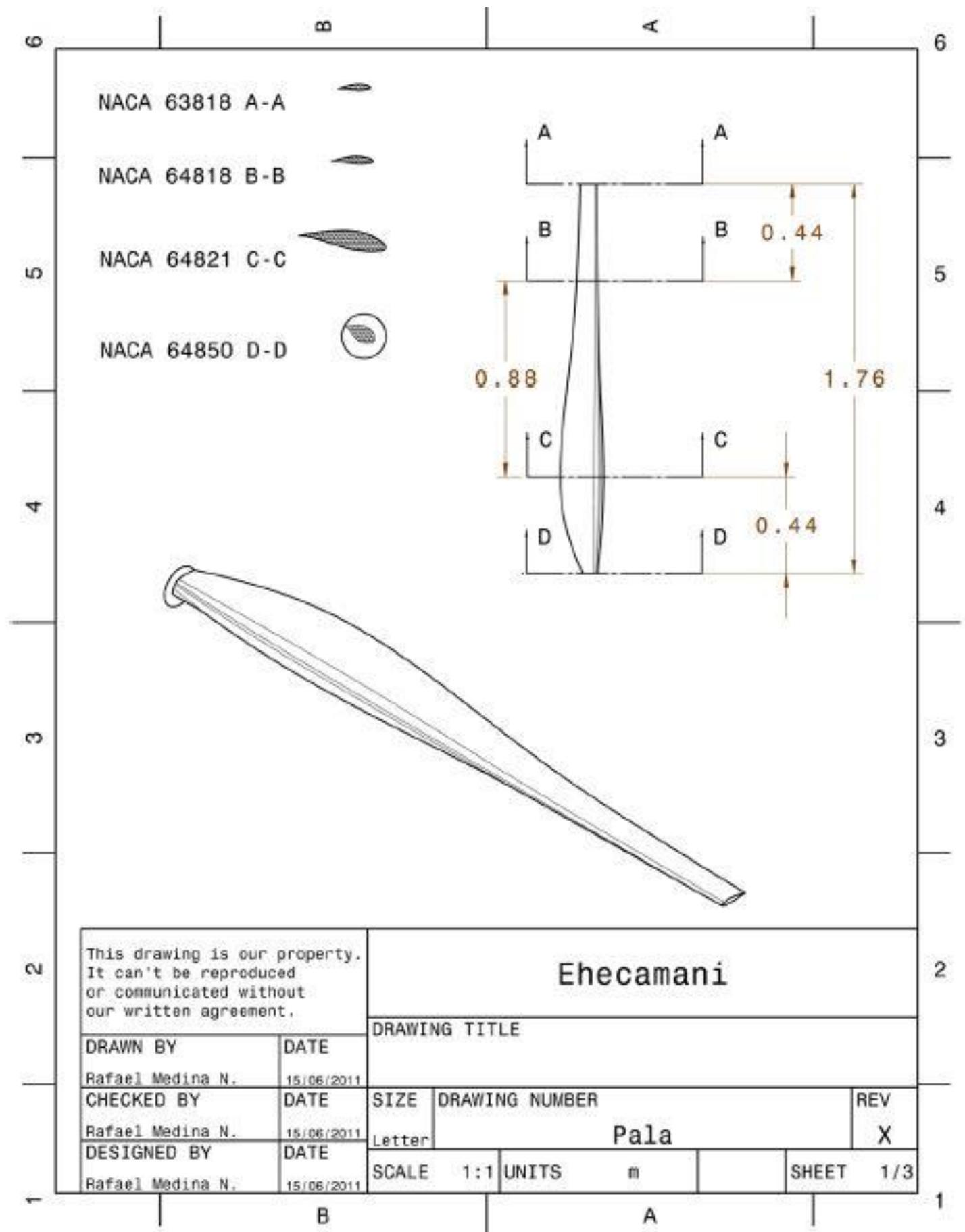
BIBLIOGRAFÍA

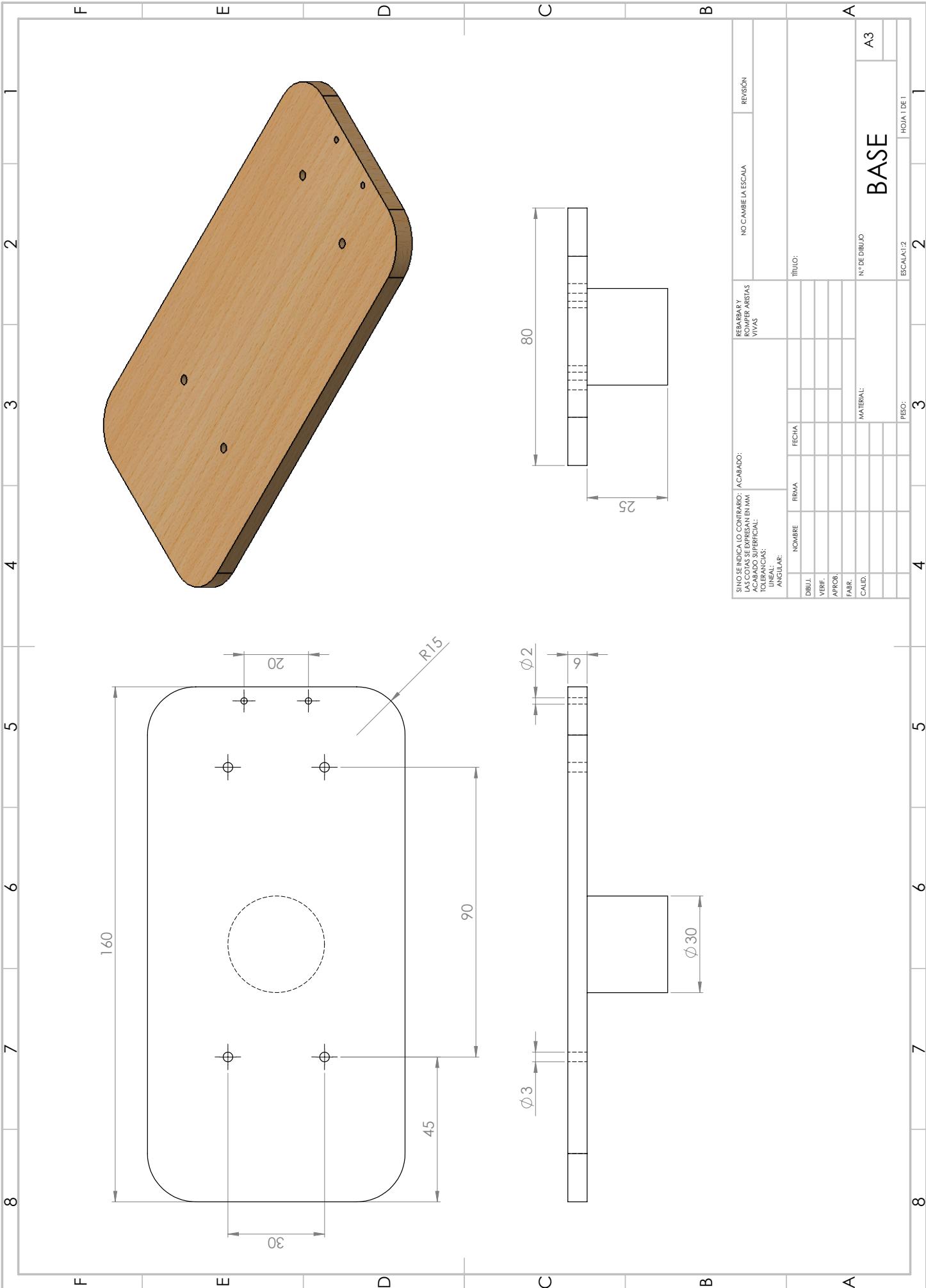
- [1] R. Migliori, “Gearless pitch control mechanism for starting, stopping and regulating the power output of wind turbines without the use of a brake,” Dec. 18 2012. US Patent 8,334,610.
- [2] K. Johnson and L. Fingersh, “Adaptive pitch control for variable speed wind turbines,” May 8 2012. US Patent 8,174,136.
- [3] I. Electronics, “Sistema pitch eléctrico en un aerogenerador sin multiplicadora,” octubre 2016.
- [4] Y. L. Bin Wu, *Power Conversion and Control of Wind Energy Systems*. John Wiley and Sons, 2011.
- [5] A. M. de Energía Eólica, “Capacidad instalada por fabricante,” 2014.
- [6] H. L. I, “Países por emisiones de dióxido de carbono,” 2002.
- [7] A. J.D, *Fundamentals of Aerodynamics*. Mc Graw Hill, 2011.
- [8] D. F. Galindo, *Diseno de perfiles aerodinámicos*. PhD thesis, Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (ESIME), Unidad Ticomán, 2006.
- [9] M. O. L. Hansen, *Aerodynamics of wind turbines*. Earthscan, 2008.
- [10] L. Mikkelsen, “18. material requirements for wind turbine blades.” <https://www.youtube.com/watch?v=0uLmVDTwsno>, febrero 2016.
- [11] R. M. Noguerón, *Cálculo y diseño de la pala (EHECAMANI) de un aerogenerador*. PhD thesis, Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (ESIME), Unidad Ticomán, 2011.
- [12] J. K. N. Richard De. Budynas, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. Mc Graw Hill, 2008.
- [13] M. R. L., *Diseño de Elementos de Máquinas*. Pearson Educación, 2006.
- [14] K. Ogata, *Ingeniería de Control Moderna*. Pearson Educación, 2010.
- [15] U. N. de Quilmes, “Control pid clásico,” 2002.
- [16] M. R. L., *Resistencia de Materiales*. Pearson Educación, 2009.
- [17] A. Materials, “Aisi 4130 alloy steel (uns g41300),” noviembre 2012.

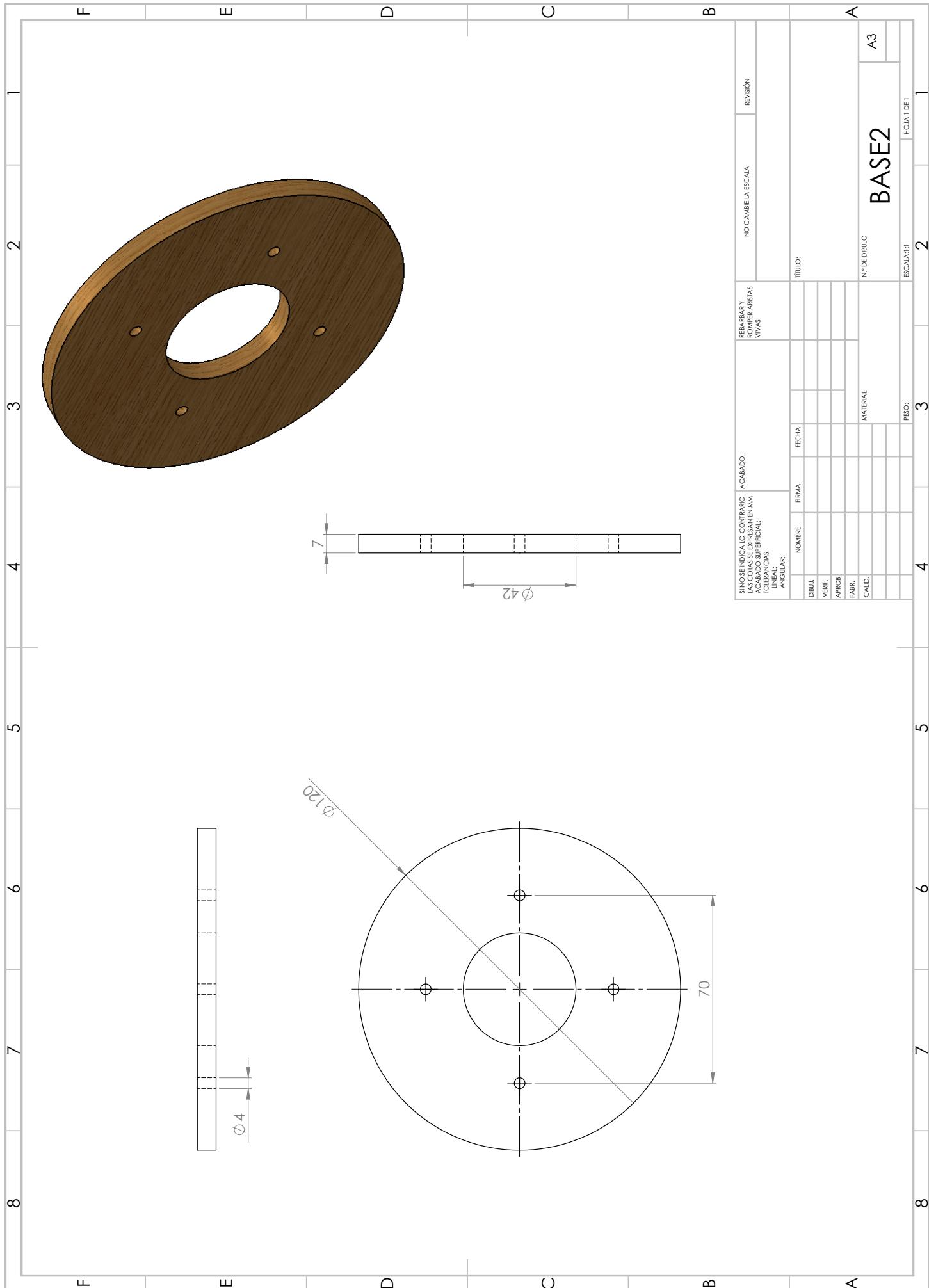
- [18] V. I. T. y V. Fernández Martínez, “Balance nacional de energía y su relación con el inventario nacional de emisiones,” *Reality, Data and Space International Journal of Statistics and Geography*, vol. 1, no. 1, p. 80, 2010.
- [19] L. d. J. Ramos-Gutiérrez and M. Montenegro-Fragoso, “La generación de energía eléctrica en México,” *Tecnología y ciencias del agua*, vol. 3, pp. 197–211, 12 2012.
- [20] O. of ENERGY EFFICIENCY and R. ENERGY, “How do wind turbines work?,” 1999.
- [21] M. L. Pilgaard, “A simplified model predicting the weight of the load carrying beam in a wind turbine blade,” *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2016.
- [22] N. R. L., *Diseño de máquinas un enfoque integrado*. Pearson Educación, 2011.
- [23] N. R. Motion y Control TM, “Cat.no.e1102c,” 2014.
- [24] M. B. Smida, “Pitch angle control for variable speed wind turbines,” *Journal of Renewable Energy and Sustainable Development (RESD)*, p. 8, 6 2015.
- [25] A. A. Paret, “Pid controlled frequency regulation of wind turbine,” *International Journal of Advanced Research in Electrical, Electronics and Instrumentation Engineeringg*, marzo 2014.
- [26] J. B. Luis, *Prontuario de ajustes y tolerancias*. MARCOMBO S.A., 1967.
- [27] A. G. José Cataldo, “Impacto acústico de un aerogenerador en ambiente urbano,” mayo 2015.

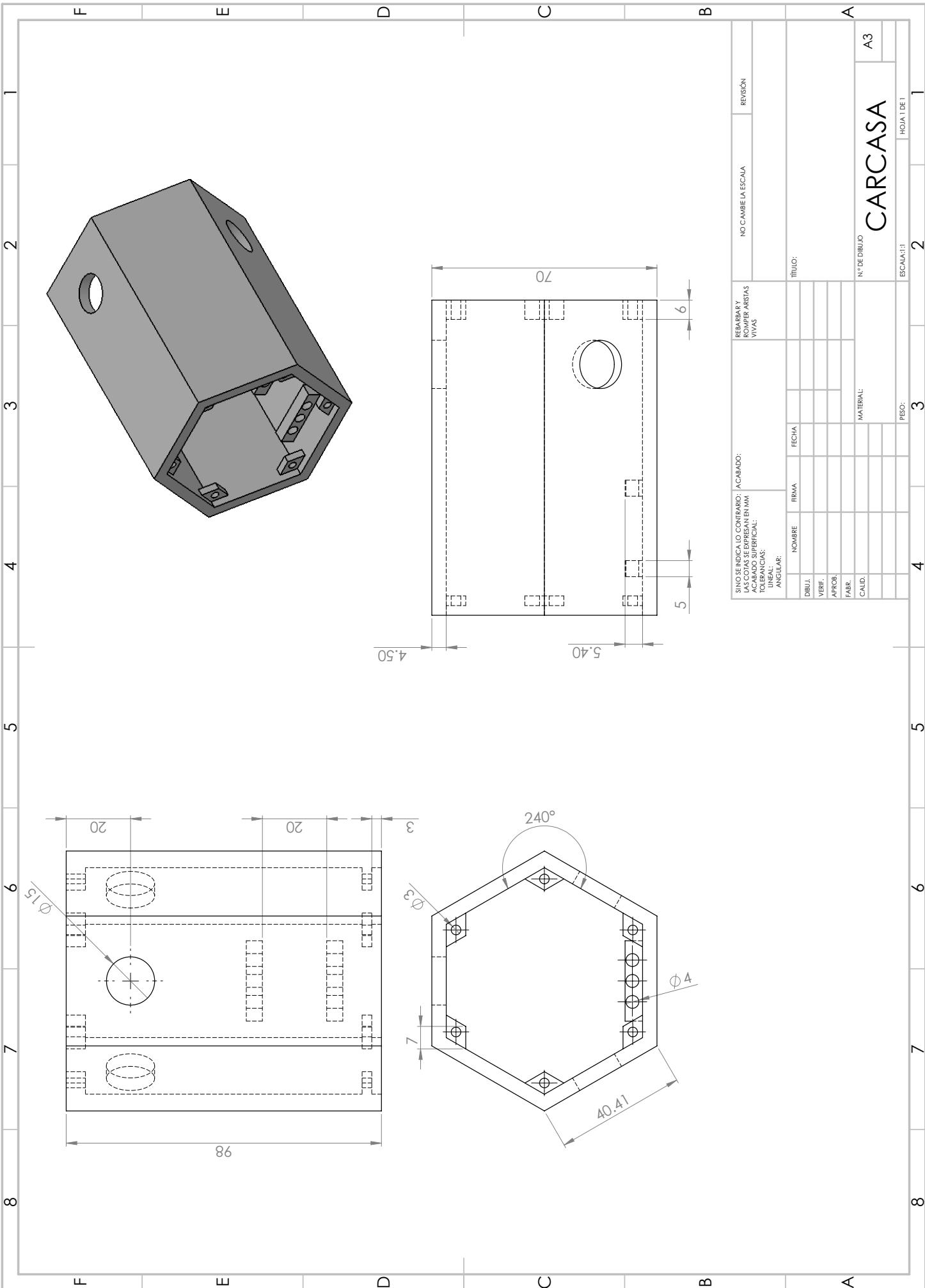
CAPÍTULO 9

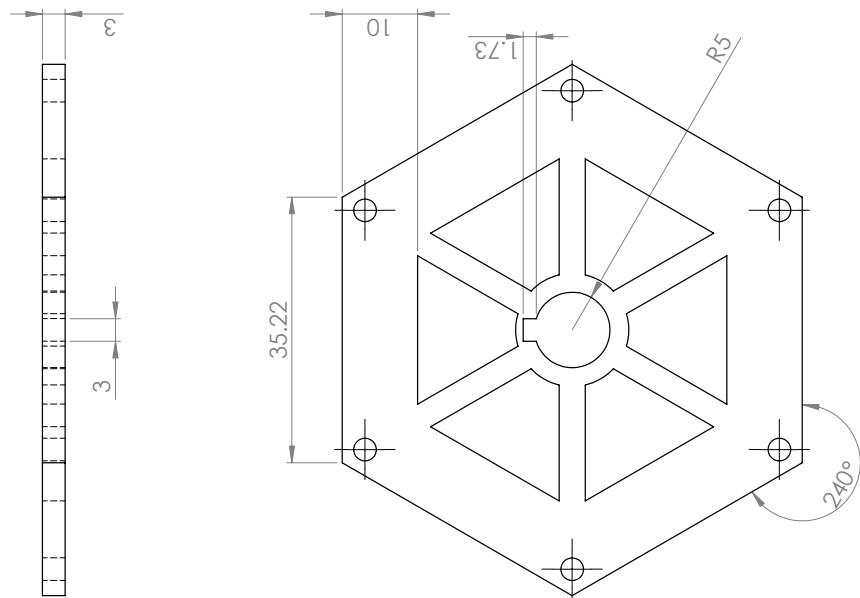
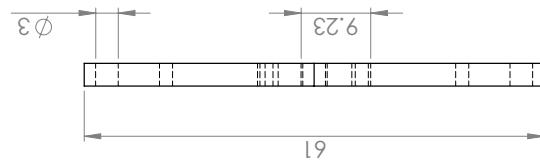
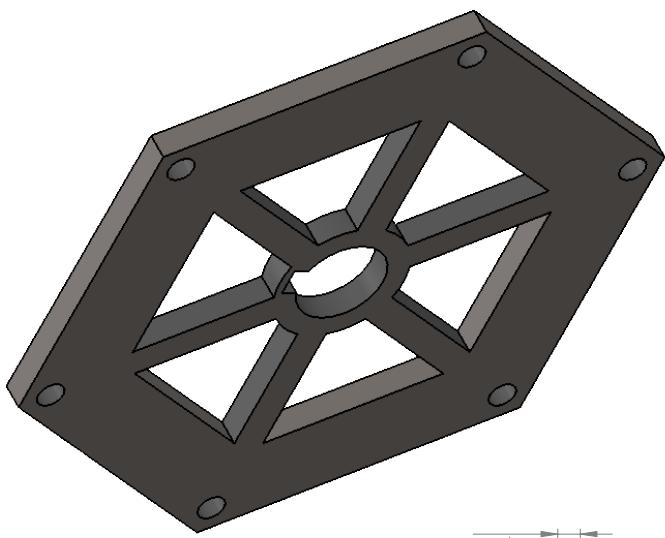
ANEXOS



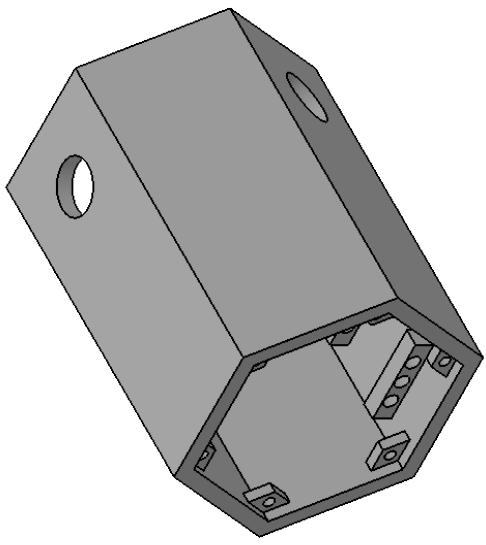




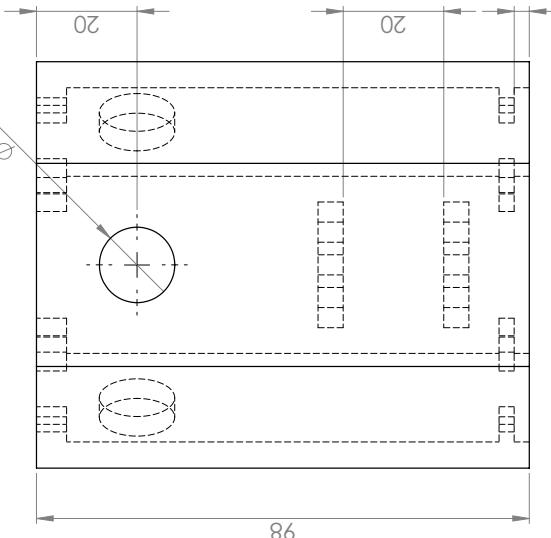




SINO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COJAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO: REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
N.º DE DIBUJO: CARCASA2			
PESO:	ESCALA: 2:1	A3	HOJA 1 DE 2
DRWJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			
TÍTULO:			

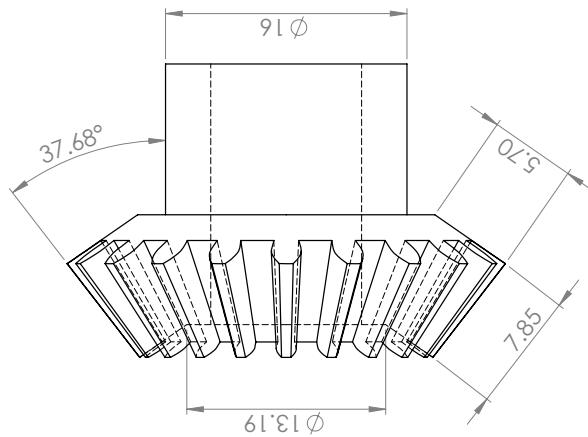
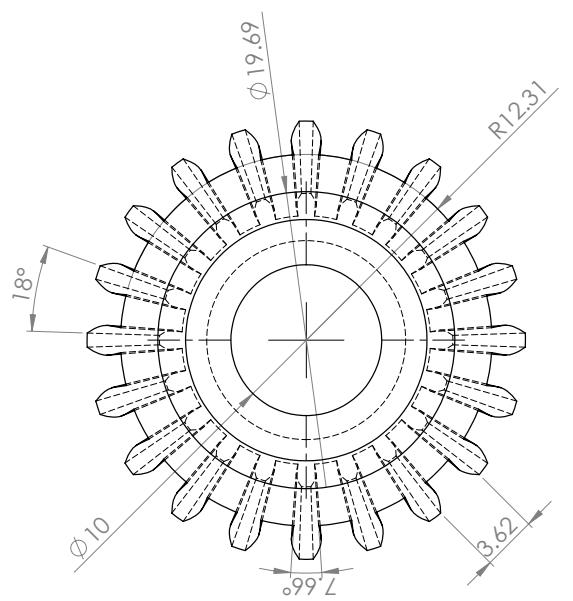
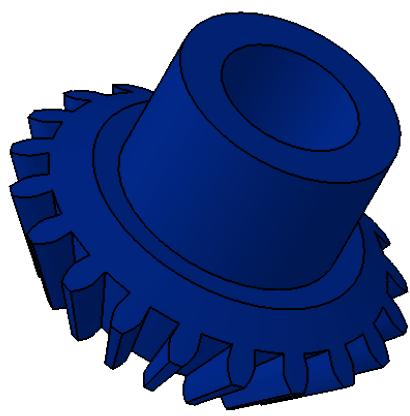


4.50

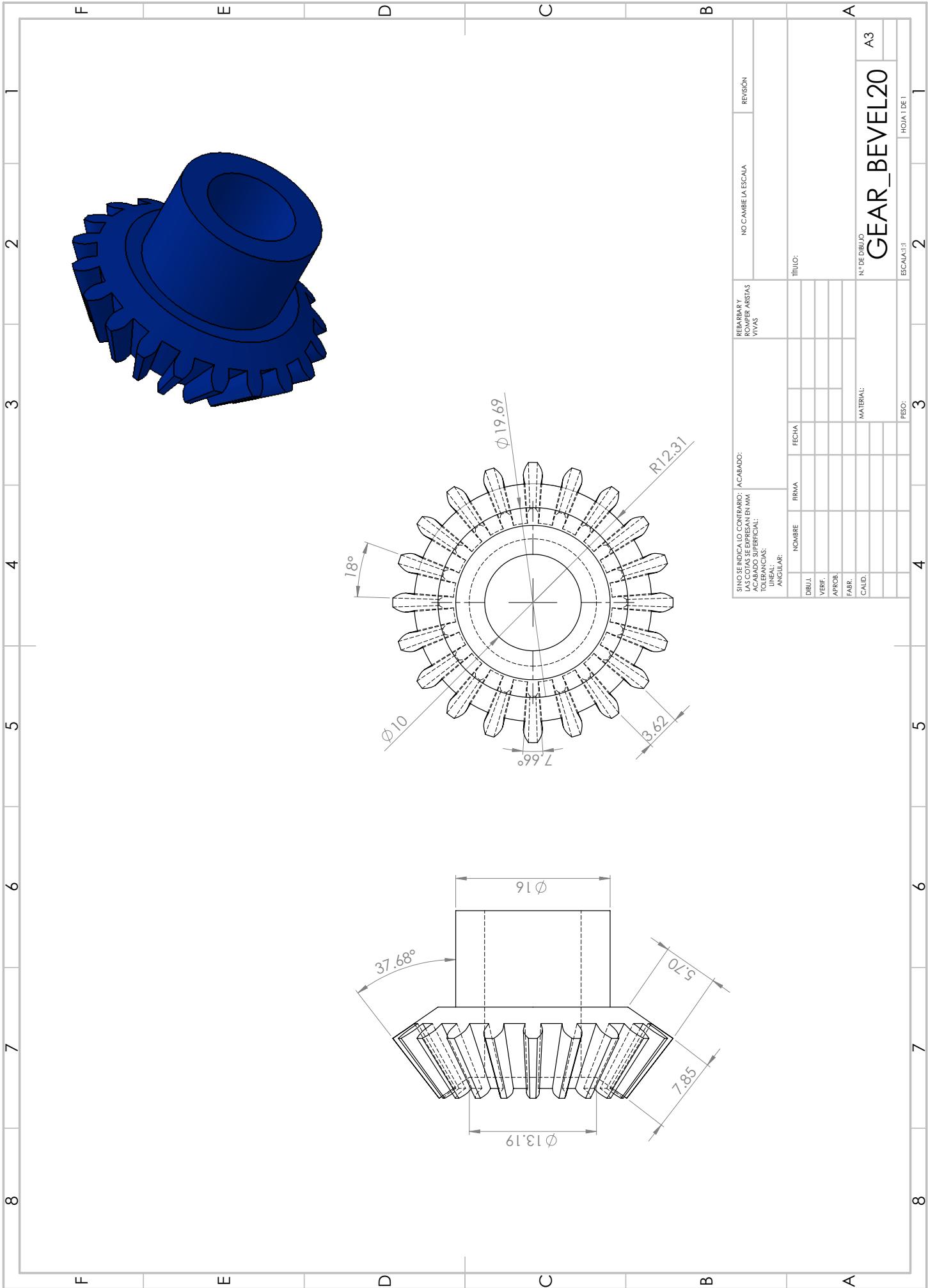


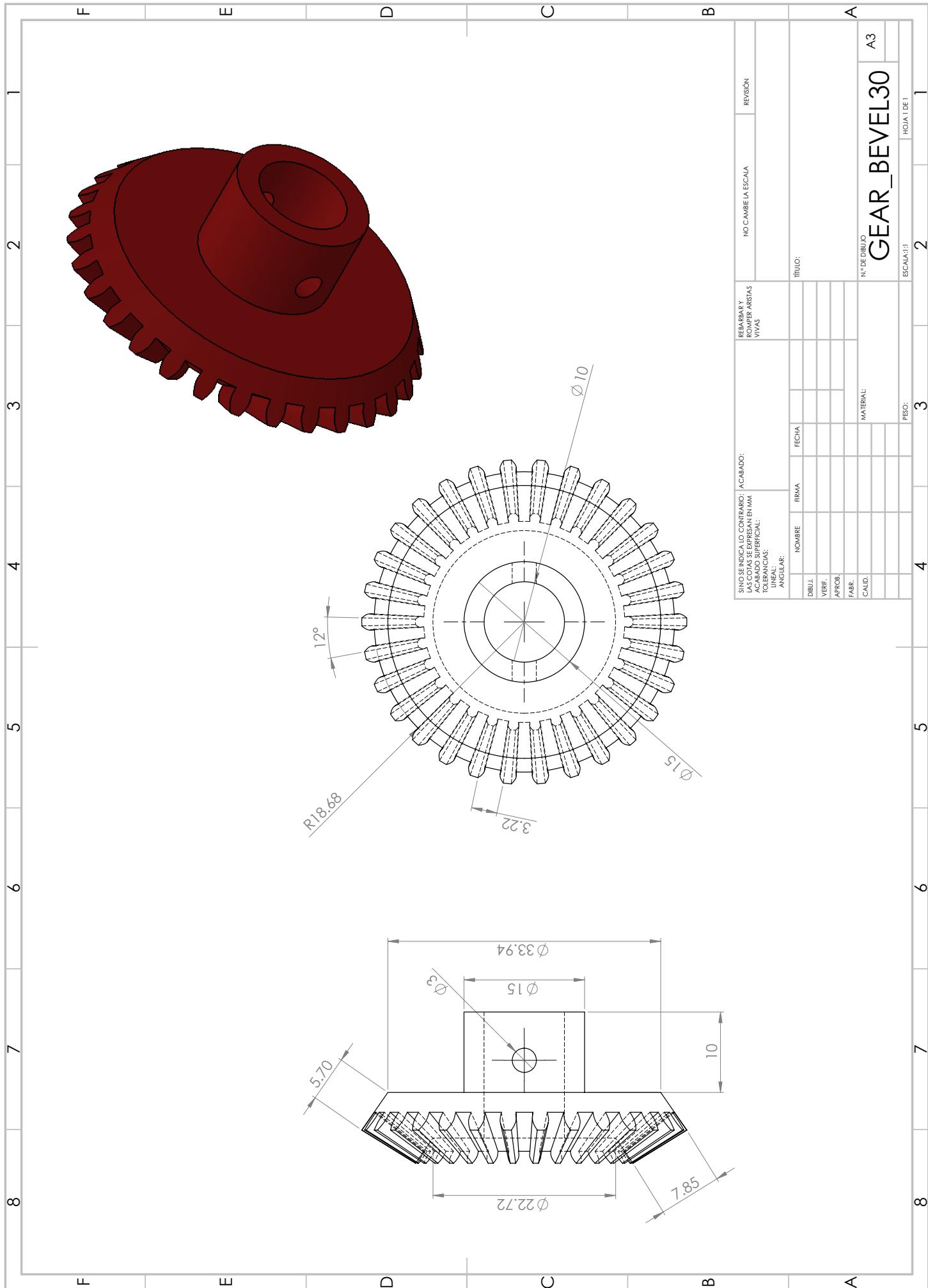
A technical drawing of a hexagonal structure. The top horizontal edge has a total length of 40.41. The left vertical edge has a height of 7. The right vertical edge has a height of 14. The bottom edge has a total length of 240°. The left side shows a vertical slot with a width of 3 and a circular feature with a diameter of 3. The right side shows a vertical slot with a width of 7 and a series of seven circular features with a diameter of 4. The top edge has a central circular feature with a diameter of 4.

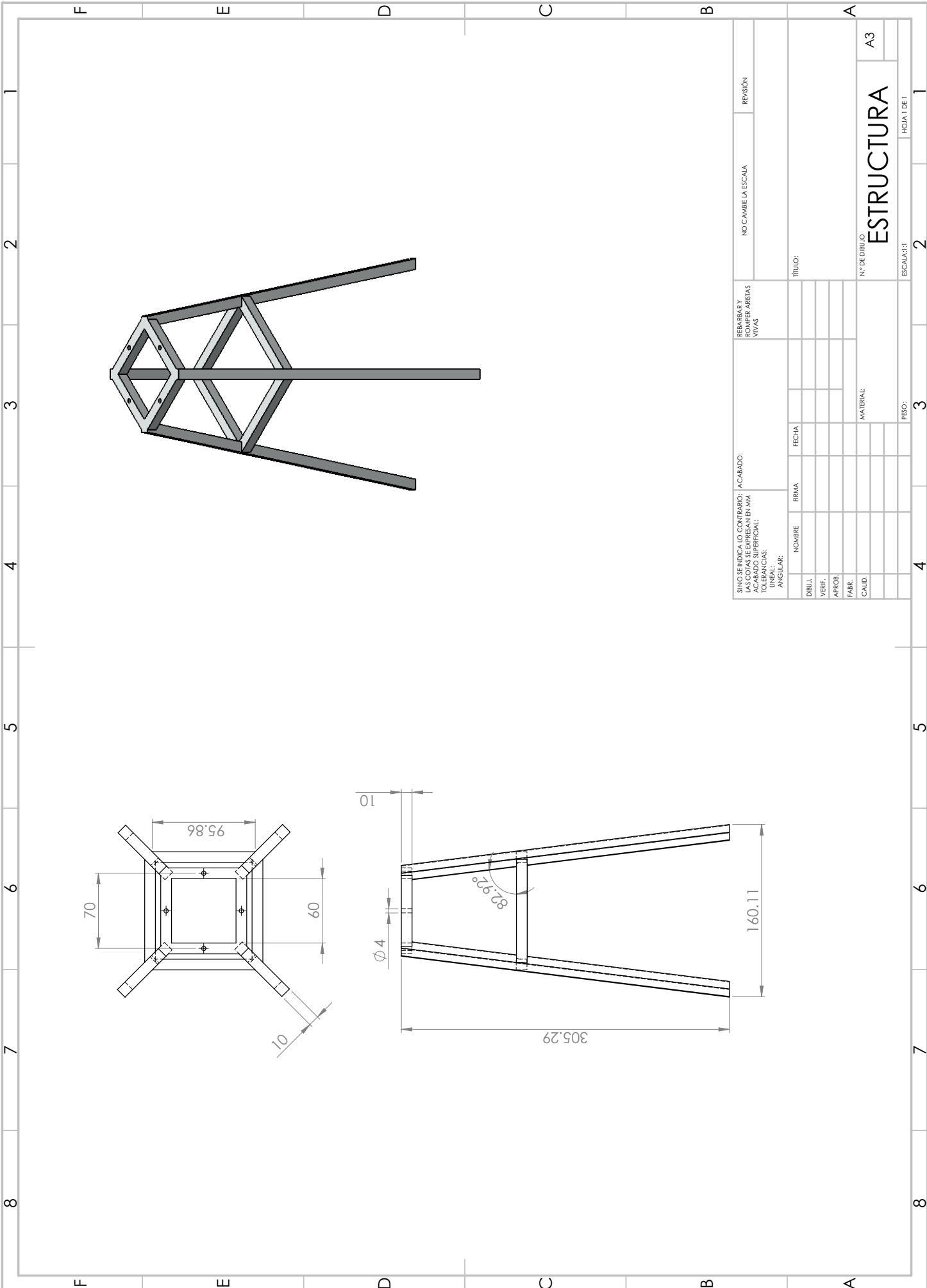
-

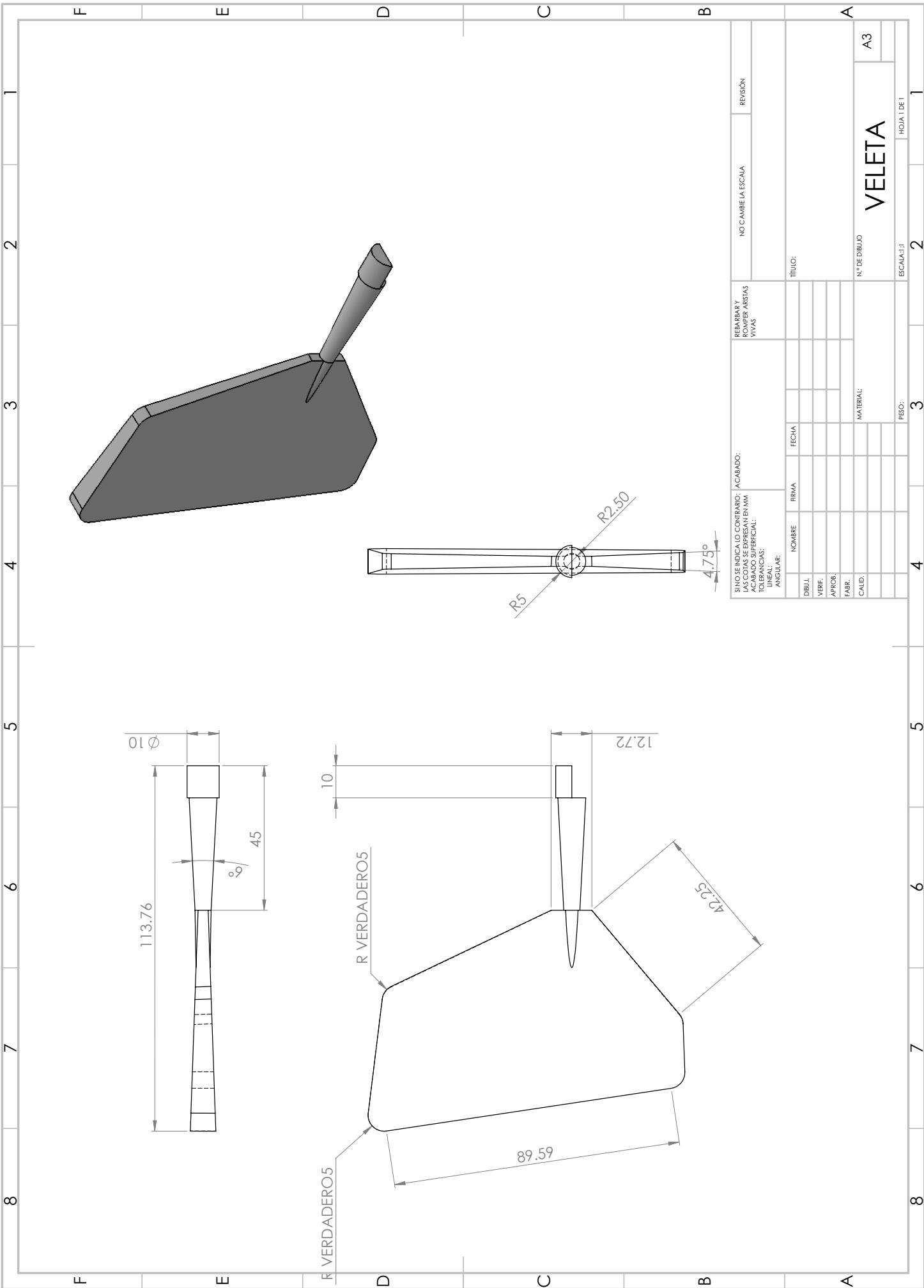


SINO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COJAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: LINEAL, CAS. ANGULAR.	ACABADO: REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
		TÍTULO:	
		N.º DE DIBUJO:	GEAR_BEVEL20
		PESO:	A3
		ESCALA[1]:	1
		HOJA DE:	2











Nombre del
modelo: PALA_SOLID

Material: ABS
Contenido reciclado: 0.00 %
Peso: 0.73 g
Proceso de
fabricación: Extrusión
Área de superficie: 549.03 mm²
Construido para durar: 1.0 year
Utilización durante: 0.500 year



Región de fabricación

La elección de la región de fabricación determina los recursos energéticos y las tecnologías utilizadas en la creación de materiales y las etapas de fabricación del ciclo de vida del producto.

Región de utilización

Se utiliza para determinar los recursos energéticos consumidos durante la fase de utilización del producto, si procede, y el destino del producto al alcanzar el final de su vida útil. Junto con la región de fabricación, la región de utilización también se utiliza para calcular los impactos medioambientales asociados con el transporte del producto desde su lugar de fabricación al de utilización.

Informe de Sustainability

Sustentabilidad del Producto						
Información General						
Nombre del modelo:	PALA_SOLID	Material:	ABS	Peso: Área de superficie: Construido para durar: Utilización durante:	0.73 g 549.03 mm ² 1.0 year 0.500 year	Proceso de fabricación: Extrusión
		Contenido reciclado:	0.00 %			
Material		ABS	0.00 %			
Coste de la unidad de material		2.90 USD/kg				
Fabricación			Utilización			
Región:	North America	Proceso:	Extrusión	Región:	North America	
Consumo de electricidad:	0.766 kWh/lbs	Consumo de gas natural:	410 BTU/lbs	Utilización durante:	0.500 year	
Tasa de desecho:	0.500 %	Construido para durar:	1.0 year			
Pieza pintada:	No Paint					
Transporte			Fin de la vida útil			
Distancia en camión:	20 km	Distancia en tren:	0.00 km	Reciclado:	33 %	
Distancia en barco:	0.00 km	Distancia en avión:	0.00 km	Incinerado:	13 %	
				Vertedero:	54 %	

Informe de Sustainability

Nombre del modelo:	PALA_SOLID	Material:	ABS	Peso:	0.73 g	Proceso de fabricación:
		Contenido reciclado:	0.00 %	Área de superficie:	549.03 mm ²	Extrusión

Impacto medioambiental (calculado mediante la metodología de evaluación de impacto CML)

Huella de carbono



3.6E-3 kg CO₂e

- Material: 2.8E-3 kg CO₂e
- Fabricación: 4.8E-4 kg CO₂e
- Transporte: 7.2E-7 kg CO₂e
- Fin de la vida útil: 4.0E-4 kg CO₂e

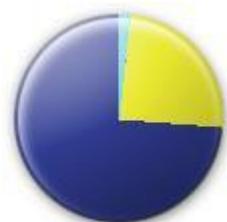
Energía total consumida



0.071 MJ

- Material: 0.064 MJ
- Fabricación: 6.9E-3 MJ
- Transporte: 1.1E-5 MJ
- Fin de la vida útil: 2.9E-4 MJ

Acidificación atmosférica



1.2E-5 kg SO₂e

- Material: 9.2E-6 kg SO₂e
- Fabricación: 3.1E-6 kg SO₂e
- Transporte: 0.00 kg SO₂e
- Fin de la vida útil: 2.0E-7 kg SO₂e

Eutrofización del agua

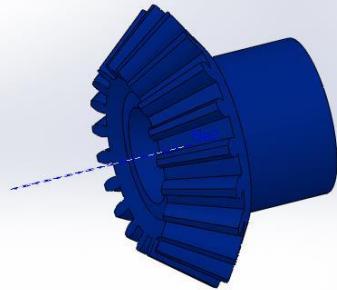


1.8E-6 kg PO₄e

- Material: 1.1E-6 kg PO₄e
- Fabricación: 1.2E-7 kg PO₄e
- Transporte: 0.00 kg PO₄e
- Fin de la vida útil: 5.0E-7 kg PO₄e

Impacto financiero de los materiales

0.00 USD



Nombre del
modelo: GEAR_BEVEL20

Material: ABS
Contenido reciclado: 0.00 %
Peso: 3.96 g
Proceso de fabricación: Extrusión
Área de superficie: 2918.82 mm²
Construido para durar: 1.0 year
Utilización durante: 0.500 year



Región de fabricación

La elección de la región de fabricación determina los recursos energéticos y las tecnologías utilizadas en la creación de materiales y las etapas de fabricación del ciclo de vida del producto.

Región de utilización

Se utiliza para determinar los recursos energéticos consumidos durante la fase de utilización del producto, si procede, y el destino del producto al alcanzar el final de su vida útil. Junto con la región de fabricación, la región de utilización también se utiliza para calcular los impactos medioambientales asociados con el transporte del producto desde su lugar de fabricación al de utilización.

Informe de Sustainability

Nombre del modelo:	GEAR_BEVEL20	Material:	ABS	Peso:	3.96 g	Proceso de fabricación:
		Contenido reciclado:	0.00 %	Área de superficie:	2918.82 mm ²	Extrusión

Material ABS 0.00 %

Coste de la unidad de material 2.90 USD/kg

Fabricación Utilización

Región:	North America	Región:	North America
Proceso:	Extrusión	Utilización durante:	0.500 year
Consumo de electricidad:	0.766 kWh/lbs		
Consumo de gas natural:	410 BTU/lbs		
Tasa de desecho:	0.500 %		
Construido para durar:	1.0 year		
Pieza pintada:	No Paint		

Transporte

Distancia en camión: 2600 km
Distancia en tren: 0.00 km
Distancia en barco: 0.00 km
Distancia en avión: 0.00 km

Fin de la vida útil

Reciclado: 33 %
Incinerado: 13 %
Vertedero: 54 %

Informe de Sustainability

Nombre del modelo:	GEAR_BEVEL20	Material:	ABS	Peso:	3.96 g	Proceso de fabricación:
		Contenido reciclado:	0.00 %	Área de superficie:	2918.82 mm ²	Extrusión

Impacto medioambiental (calculado mediante la metodología de evaluación de impacto CML)

Huella de carbono



0.020 kg CO₂e

Material:	0.015 kg CO ₂ e
Fabricación:	2.6E-3 kg CO ₂ e
Transporte:	5.0E-4 kg CO ₂ e
Fin de la vida útil:	2.2E-3 kg CO ₂ e

Energía total consumida



0.394 MJ

Material:	0.347 MJ
Fabricación:	0.037 MJ
Transporte:	7.5E-3 MJ
Fin de la vida útil:	1.6E-3 MJ

Acidificación atmosférica



7.0E-5 kg SO₂e

Material:	5.0E-5 kg SO ₂ e
Fabricación:	1.7E-5 kg SO ₂ e
Transporte:	2.3E-6 kg SO ₂ e
Fin de la vida útil:	1.1E-6 kg SO ₂ e

Eutrofización del agua

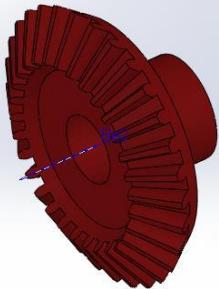


1.0E-5 kg PO₄e

Material:	6.1E-6 kg PO ₄ e
Fabricación:	6.3E-7 kg PO ₄ e
Transporte:	5.1E-7 kg PO ₄ e
Fin de la vida útil:	2.7E-6 kg PO ₄ e

Impacto financiero de los materiales

0.01 USD



Nombre del
modelo: GEAR_BEVEL30

Material: ABS
Contenido reciclado: 0.00 %
Peso: 6.91 g
Proceso de fabricación: Extrusión
Área de superficie: 4535.38 mm²
Construido para durar: 1.0 year
Utilización durante: 0.500 year



Región de fabricación

La elección de la región de fabricación determina los recursos energéticos y las tecnologías utilizadas en la creación de materiales y las etapas de fabricación del ciclo de vida del producto.

Región de utilización

Se utiliza para determinar los recursos energéticos consumidos durante la fase de utilización del producto, si procede, y el destino del producto al alcanzar el final de su vida útil. Junto con la región de fabricación, la región de utilización también se utiliza para calcular los impactos medioambientales asociados con el transporte del producto desde su lugar de fabricación al de utilización.

Informe de Sustainability

Nombre del modelo:	GEAR_BEVEL30	Material:	ABS	Peso:	6.91 g	Proceso de fabricación:
		Contenido reciclado:	0.00 %	Área de superficie:	4535.38 mm ²	Extrusión

Material ABS 0.00 %

Coste de la unidad de material 2.90 USD/kg

Fabricación Utilización

Región:	North America	Región:	North America
Proceso:	Extrusión	Utilización durante:	0.500 year
Consumo de electricidad:	0.766 kWh/lbs		
Consumo de gas natural:	410 BTU/lbs		
Tasa de desecho:	0.500 %		
Construido para durar:	1.0 year		
Pieza pintada:	No Paint		

Transporte

Distancia en camión:	2600 km
Distancia en tren:	0.00 km
Distancia en barco:	0.00 km
Distancia en avión:	0.00 km

Fin de la vida útil

Reciclado:	33 %
Incinerado:	13 %
Vertedero:	54 %

Informe de Sustainability

Nombre del modelo:	GEAR_BEVEL30	Material:	ABS	Peso: Área de superficie: Construido para durar: Utilización durante:	6.91 g 4535.38 mm ² 1.0 year 0.500 year	Proceso de fabricación: Extrusión
		Contenido reciclado:	0.00 %			

Impacto medioambiental (calculado mediante la metodología de evaluación de impacto CML)

Huella de carbono



Energía total consumida



Acidificación atmosférica

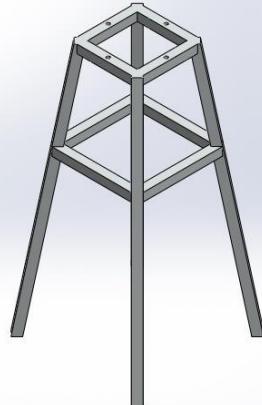


Eutrofización del agua



Impacto financiero de los materiales

0.02 USD



Nombre del modelo: ESTRUCTURA

Material:	1060-H12
Contenido reciclado:	0.00 %
Peso:	490.59 g
Proceso de fabricación:	Extrusión
Área de superficie:	72839.22 mm ²
Construido para durar:	1.0 year
Utilización durante:	0.500 year



Región de fabricación

La elección de la región de fabricación determina los recursos energéticos y las tecnologías utilizadas en la creación de materiales y las etapas de fabricación del ciclo de vida del producto.

Región de utilización

Se utiliza para determinar los recursos energéticos consumidos durante la fase de utilización del producto, si procede, y el destino del producto al alcanzar el final de su vida útil. Junto con la región de fabricación, la región de utilización también se utiliza para calcular los impactos medioambientales asociados con el transporte del producto desde su lugar de fabricación al de utilización.

Informe de Sustainability

Nombre del modelo:	ESTRUCTURA	Material: Contenido reciclado:	1060-H12 0.00 %	Peso: Área de superficie: Construido para durar: Utilización durante:	490.59 g 72839.22 mm ² 1.0 year 0.500 year	Proceso de fabricación: Extrusión
--------------------	------------	-----------------------------------	--------------------	--------------------------------------------------------------------------------	----------------------------------------------------------------	--------------------------------------

Material 1060-H12 0.00 %

Coste de la unidad de material 2.20 USD/kg

Fabricación Utilización

Región:	North America	Región:	North America
Proceso:	Extrusión	Utilización durante:	0.500 year
Consumo de electricidad:	0.879 kWh/lbs		
Consumo de gas natural:	3400 BTU/lbs		
Tasa de desecho:	7.8 %		
Construido para durar:	1.0 year		
Pieza pintada:	No Paint		

Transporte

Distancia en camión: 20 km
 Distancia en tren: 0.00 km
 Distancia en barco: 0.00 km
 Distancia en avión: 0.00 km

Fin de la vida útil

Reciclado: 33 %
 Incinerado: 13 %
 Vertedero: 54 %

Informe de Sustainability

Nombre del modelo:	ESTRUCTURA	Material:	1060-H12	Peso:	490.59 g	Proceso de fabricación:
		Contenido reciclado:	0.00 %	Área de superficie:	72839.22 mm ²	Extrusión

Impacto medioambiental (calculado mediante la metodología de evaluación de impacto CML)

Huella de carbono



Energía total consumida



Acidificación atmosférica



Eutrofización del agua



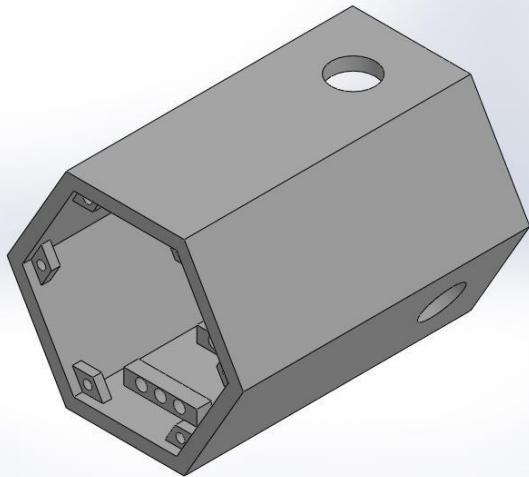
Impacto financiero de los materiales

1.10 USD



SOLIDWORKS

Informe de Sustainability



Nombre del modelo: CARCASA

Material: ABS

Contenido reciclado: 0.00 %

Peso: 102.57 g

Proceso de fabricación: Moldeo por inyección

Área de superficie: 48322.04 mm²

Construido para durar: 1.0 year

Utilización durante: 0.500 year



Región de fabricación

La elección de la región de fabricación determina los recursos energéticos y las tecnologías utilizadas en la creación de materiales y las etapas de fabricación del ciclo de vida del producto.

Región de utilización

Se utiliza para determinar los recursos energéticos consumidos durante la fase de utilización del producto, si procede, y el destino del producto al alcanzar el final de su vida útil. Junto con la región de fabricación, la región de utilización también se utiliza para calcular los impactos medioambientales asociados con el transporte del producto desde su lugar de fabricación al de utilización.

Informe de Sustainability

Nombre del modelo:	CARCASA	Material:	ABS	Peso:	102.57 g	Proceso de fabricación:
		Contenido reciclado:	0.00 %	Área de superficie:	48322.04 mm ²	Moldeo por inyección
				Construido para durar:	1.0 year	
				Utilización durante:	0.500 year	
Material		ABS	0.00 %			
Coste de la unidad de material		2.90 USD/kg				
Fabricación				Utilización		
Región:	North America			Región:	North America	
Proceso:	Moldeo por inyección			Utilización durante:	0.500 year	
Consumo de electricidad:	1.8 kWh/lbs					
Consumo de gas natural:	0.00 BTU/lbs					
Tasa de desecho:	2.0 %					
Construido para durar:	1.0 year					
Pieza pintada:	No Paint					
Transporte				Fin de la vida útil		
Distancia en camión:	20 km			Reciclado:	33 %	
Distancia en tren:	0.00 km			Incinerado:	13 %	
Distancia en barco:	0.00 km			Vertedero:	54 %	
Distancia en avión:	0.00 km					

Informe de Sustainability

Nombre del modelo:	CARCASA	Material:	ABS	Peso:	102.57 g	Proceso de fabricación:
		Contenido reciclado:	0.00 %	Área de superficie: Construido para durar: Utilización durante:	48322.04 mm ² 1.0 year 0.500 year	Moldeo por inyección

Impacto medioambiental (calculado mediante la metodología de evaluación de impacto CML)

Huella de carbono



Material: 0.394 kg CO₂e
Fabricación: 0.152 kg CO₂e
Transporte: 1.0E-4 kg CO₂e
Fin de la vida útil: 0.056 kg CO₂e

Energía total consumida



Material: 9.1 MJ
Fabricación: 2.2 MJ
Transporte: 1.5E-3 MJ
Fin de la vida útil: 0.041 MJ

Acidificación atmosférica



Material: 1.3E-3 kg SO₂e
Fabricación: 1.0E-3 kg SO₂e
Transporte: 4.5E-7 kg SO₂e
Fin de la vida útil: 2.9E-5 kg SO₂e

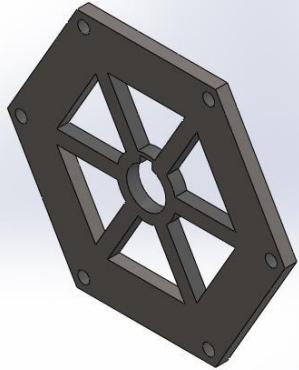
Eutrofización del agua



Material: 1.6E-4 kg PO₄e
Fabricación: 3.8E-5 kg PO₄e
Transporte: 1.0E-7 kg PO₄e
Fin de la vida útil: 7.1E-5 kg PO₄e

Impacto financiero de los materiales

0.30 USD



**Nombre del
modelo:** CARCASA2

Material:	ABS
Contenido reciclado:	0.00 %
Peso:	6.56 g
Proceso de fabricación:	Extrusión
Área de superficie:	6183.76 mm ²
Construido para durar:	1.0 year
Utilización durante:	0.500 year



Región de fabricación

La elección de la región de fabricación determina los recursos energéticos y las tecnologías utilizadas en la creación de materiales y las etapas de fabricación del ciclo de vida del producto.

Región de utilización

Se utiliza para determinar los recursos energéticos consumidos durante la fase de utilización del producto, si procede, y el destino del producto al alcanzar el final de su vida útil. Junto con la región de fabricación, la región de utilización también se utiliza para calcular los impactos medioambientales asociados con el transporte del producto desde su lugar de fabricación al de utilización.

Informe de Sustainability

Nombre del modelo:	CARCASA2	Material:	ABS	Peso:	6.56 g	Proceso de fabricación:
		Contenido reciclado:	0.00 %	Área de superficie:	6183.76 mm ²	
				Construido para durar:	1.0 year	
				Utilización durante:	0.500 year	
Material		ABS	0.00 %			
Coste de la unidad de material		2.90 USD/kg				
Fabricación				Utilización		
Región:	North America			Región:	North America	
Proceso:	Extrusión			Utilización durante:	0.500 year	
Consumo de electricidad:	0.766 kWh/lbs					
Consumo de gas natural:	410 BTU/lbs					
Tasa de desecho:	0.500 %					
Construido para durar:	1.0 year					
Pieza pintada:	No Paint					
Transporte				Fin de la vida útil		
Distancia en camión:	20 km			Reciclado:	33 %	
Distancia en tren:	0.00 km			Incinerado:	13 %	
Distancia en barco:	0.00 km			Vertedero:	54 %	
Distancia en avión:	0.00 km					

Informe de Sustainability

Nombre del modelo:	CARCASA2	Material:	ABS	Peso:	6.56 g	Proceso de fabricación:
		Contenido reciclado:	0.00 %	Área de superficie:	6183.76 mm ²	Extrusión

Impacto medioambiental (calculado mediante la metodología de evaluación de impacto CML)

Huella de carbono



0.033 kg CO₂e

- Material: 0.025 kg CO₂e
- Fabricación: 4.3E-3 kg CO₂e
- Transporte: 6.4E-6 kg CO₂e
- Fin de la vida útil: 3.6E-3 kg CO₂e

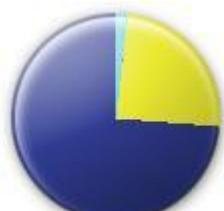
Energía total consumida



0.640 MJ

- Material: 0.575 MJ
- Fabricación: 0.062 MJ
- Transporte: 9.6E-5 MJ
- Fin de la vida útil: 2.6E-3 MJ

Acidificación atmosférica



1.1E-4 kg SO₂e

- Material: 8.3E-5 kg SO₂e
- Fabricación: 2.8E-5 kg SO₂e
- Transporte: 2.9E-8 kg SO₂e
- Fin de la vida útil: 1.8E-6 kg SO₂e

Eutrofización del agua

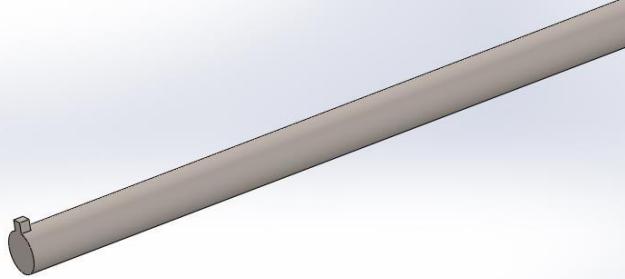


1.6E-5 kg PO₄e

- Material: 1.0E-5 kg PO₄e
- Fabricación: 1.0E-6 kg PO₄e
- Transporte: 0.00 kg PO₄e
- Fin de la vida útil: 4.5E-6 kg PO₄e

Impacto financiero de los materiales

0.02 USD

**Nombre del modelo:**

Material: AISI 4340 Acero recocido
Contenido reciclado: 18 %
Peso: 111.09 g
Proceso de fabricación: Torneado
Área de superficie: 5836.97 mm²
Construido para durar: 1.0 year
Utilización durante: 0.500 year

**Región de fabricación**

La elección de la región de fabricación determina los recursos energéticos y las tecnologías utilizadas en la creación de materiales y las etapas de fabricación del ciclo de vida del producto.

Región de utilización

Se utiliza para determinar los recursos energéticos consumidos durante la fase de utilización del producto, si procede, y el destino del producto al alcanzar el final de su vida útil. Junto con la región de fabricación, la región de utilización también se utiliza para calcular los impactos medioambientales asociados con el transporte del producto desde su lugar de fabricación al de utilización.

Informe de Sustainability

Nombre del modelo:	EJE	Material: Contenido reciclado:	AISI 4340 Acero recocido 18 %	Peso: Área de superficie: Construido para durar: Utilización durante:	111.09 g 5836.97 mm ² 1.0 year 0.500 year	Proceso de fabricación: Torneado
Material			AISI 4340 Acero recocido 18 %			
Coste de la unidad de material			0.80 USD/kg			
Fabricación				Utilización		
Región:	North America	Proceso:	Torneado	Región:	North America	Utilización durante:
Consumo de electricidad:	0.918 kWh/lbs	Consumo de gas natural:	0.00 BTU/lbs		0.500 year	
Tasa de desecho:	10 %	Construido para durar:	1.0 year			
Pieza pintada:	No Paint					
Transporte				Fin de la vida útil		
Distancia en camión:	2600 km	Distancia en tren:	0.00 km	Reciclado:	33 %	Incinerado:
Distancia en barco:	0.00 km	Distancia en avión:	0.00 km	Vertedero:	54 %	

Informe de Sustainability

Nombre del modelo:	EJE	Material:	AISI 4340 Acero recocido	Peso:	111.09 g	Proceso de fabricación:
		Contenido reciclado:	18 %	Área de superficie:	5836.97 mm ²	Torneado

Impacto medioambiental (calculado mediante la metodología de evaluación de impacto CML)

Huella de carbono



0.436 kg CO₂e

- Material: 0.252 kg CO₂e
- Fabricación: 0.082 kg CO₂e
- Transporte: 0.014 kg CO₂e
- Fin de la vida útil: 0.088 kg CO₂e

Energía total consumida



5.5 MJ

- Material: 3.1 MJ
- Fabricación: 1.2 MJ
- Transporte: 0.209 MJ
- Fin de la vida útil: 0.976 MJ

Acidificación atmosférica



1.8E-3 kg SO₂e

- Material: 7.6E-4 kg SO₂e
- Fabricación: 5.5E-4 kg SO₂e
- Transporte: 6.3E-5 kg SO₂e
- Fin de la vida útil: 4.6E-4 kg SO₂e

Eutrofización del agua

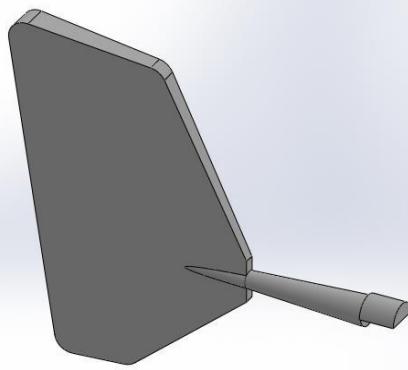


3.1E-4 kg PO₄e

- Material: 2.1E-4 kg PO₄e
- Fabricación: 2.0E-5 kg PO₄e
- Transporte: 1.4E-5 kg PO₄e
- Fin de la vida útil: 6.1E-5 kg PO₄e

Impacto financiero de los materiales

0.09 USD



**Nombre del
modelo:** VELETA

Material: ABS
Contenido reciclado: 0.00 %
Peso: 29.39 g
Proceso de fabricación: Extrusión
Área de superficie: 12177.59 mm²
Construido para durar: 1.0 year
Utilización durante: 0.500 year



 **Región de fabricación**

La elección de la región de fabricación determina los recursos energéticos y las tecnologías utilizadas en la creación de materiales y las etapas de fabricación del ciclo de vida del producto.

 **Región de utilización**

Se utiliza para determinar los recursos energéticos consumidos durante la fase de utilización del producto, si procede, y el destino del producto al alcanzar el final de su vida útil. Junto con la región de fabricación, la región de utilización también se utiliza para calcular los impactos medioambientales asociados con el transporte del producto desde su lugar de fabricación al de utilización.

Informe de Sustainability

Nombre del modelo:	VELETA	Material:	ABS	Peso:	29.39 g	Proceso de fabricación:
		Contenido reciclado:	0.00 %	Área de superficie:	12177.59 mm ²	Extrusión

Material ABS 0.00 %

Coste de la unidad de material 2.90 USD/kg

Fabricación

Región: North America
Proceso: Extrusión
Consumo de electricidad: 0.766 kWh/lbs
Consumo de gas natural: 410 BTU/lbs
Tasa de desecho: 0.500 %
Construido para durar: 1.0 year
Pieza pintada: No Paint

Utilización

Región: North America
Utilización durante: 0.500 year

Transporte

Distancia en camión: 20 km
Distancia en tren: 0.00 km
Distancia en barco: 0.00 km
Distancia en avión: 0.00 km

Fin de la vida útil

Reciclado: 33 %
Incinerado: 13 %
Vertedero: 54 %

Informe de Sustainability

Nombre del modelo:	VELETA	Material:	ABS	Peso:	29.39 g	Proceso de fabricación:
		Contenido reciclado:	0.00 %	Área de superficie:	12177.59 mm ²	Extrusión

Impacto medioambiental (calculado mediante la metodología de evaluación de impacto CML)

Huella de carbono



0.147 kg CO₂e

- Material: 0.111 kg CO₂e
- Fabricación: 0.019 kg CO₂e
- Transporte: 2.9E-5 kg CO₂e
- Fin de la vida útil: 0.016 kg CO₂e

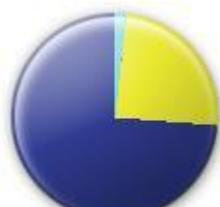
Energía total consumida



2.9 MJ

- Material: 2.6 MJ
- Fabricación: 0.278 MJ
- Transporte: 4.3E-4 MJ
- Fin de la vida útil: 0.012 MJ

Acidificación atmosférica



5.0E-4 kg SO₂e

- Material: 3.7E-4 kg SO₂e
- Fabricación: 1.2E-4 kg SO₂e
- Transporte: 1.3E-7 kg SO₂e
- Fin de la vida útil: 8.2E-6 kg SO₂e

Eutrofización del agua



7.1E-5 kg PO₄e

- Material: 4.6E-5 kg PO₄e
- Fabricación: 4.7E-6 kg PO₄e
- Transporte: 3.0E-8 kg PO₄e
- Fin de la vida útil: 2.0E-5 kg PO₄e

Impacto financiero de los materiales

0.09 USD