

Instituto Tecnológico de Costa Rica

Área Académica de Ingeniería Mecatrónica



Diseño e implementación de prototipo para un sistema de movimiento de la antena para la estación de operaciones satelitales del SETECLab

Informe de Proyecto de Graduación para optar por el título de Ingeniero en Mecatrónica con el grado académico de Licenciatura

Luis Antonio Alvarado Brenes

2014054267

Cartago, noviembre de 2020



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución-NoComercial 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/).

Declaratoria de Autenticidad

Declaro que el presente Proyecto de Graduación ha sido realizado enteramente por mi persona, utilizando y aplicando literatura referente al tema e introduciendo conocimientos propios.

En los casos en que he utilizado bibliografía, he procedido a indicar las fuentes mediante las respectivas citas bibliográficas.

En consecuencia, asumo la responsabilidad total por el trabajo de graduación realizado y por el contenido del correspondiente informe final.

Cartago, noviembre 2020



Luis Antonio Alvarado Brenes

Céd: 1-1642-0532

**INSTITUTO TECNOLÓGICO DE COSTA RICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA
PROYECTO DE GRADUACIÓN
ACTA DE APROBACIÓN DEL INFORME FINAL**

El Profesor Asesor del presente trabajo final de graduación, indica que el documento presentado por el estudiante cumple con las normas establecidas por la Carrera de Ingeniería Mecatrónica, como requisito para optar por el título de Ingeniero en Mecatrónica, con el grado académico de Licenciatura, del Instituto Tecnológico de Costa Rica.

Estudiante: Luis Antonio Alvarado Brenes

Proyecto: Diseño e implementación de prototipo para un sistema de movimiento de la antena para la estación de operaciones satelitales del SETECLab

**IGNACIO DEL
VALLE
GRANADOS
(FIRMA)** Firmado
digitalmente por
IGNACIO DEL VALLE
GRANADOS (FIRMA)
Fecha: 2020.10.28
15:30:37 -06'00'

Ing. Ignacio del Valle Granados
Asesor

Cartago, 02 de noviembre de 2020

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE COSTA RICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA
PROYECTO DE GRADUACIÓN
ACTA DE APROBACIÓN

Proyecto de Graduación defendido ante el presente Jurado Evaluador como requisito para optar por el título de Ingeniero en Mecatrónica con el grado académico de Licenciatura, del Instituto Tecnológico de Costa Rica.

Estudiante: Luis Antonio Alvarado Brenes

Proyecto: Diseño e implementación de prototipo para un sistema de movimiento de la antena para la estación de operaciones satelitales del SETECLab

MARTA
EUGENIA
VILCHEZ
MONGE (FIRMA)

Firmado digitalmente
por MARTA EUGENIA
VILCHEZ MONGE
(FIRMA)
Fecha: 2020.11.04
15:11:59 -06'00'

Miembros del Jurado

JAIME ALONSO
MORA
MELENDEZ
(FIRMA)

Digitally signed by
JAIME ALONSO MORA
MELENDEZ (FIRMA)
Date: 2020.11.03
14:14:53 -06'00'

MSc. Marta Vílchez Monge

Jurado 1

MSc-Ing. Jaime Mora Meléndez

Jurado 2

CARLOS ADRIAN
SALAZAR
GARCIA (FIRMA)

Firmado digitalmente por
CARLOS ADRIAN
SALAZAR GARCIA (FIRMA)
Fecha: 2020.11.02
16:11:22 -06'00'

MSc-Ing. Carlos Salazar García

Jurado 3

Los miembros de este Jurado dan fe de que el presente trabajo de graduación ha sido aprobado y cumple con las normas establecidas por la Carrera de Ingeniería Mecatrónica.

Cartago, 02 de noviembre de 2020

Resumen

En este documento se presentan los pasos realizados para desarrollar el diseño de un prototipo de rotores para el direccionamiento de la antena del Laboratorio de Sistemas Espaciales (SETECLab), ubicado en la sede de Cartago del Instituto Tecnológico de Costa Rica, en la Escuela de Electrónica. El objetivo principal de este prototipo fue lograr una operación que en general fuera más eficiente, donde una de las principales características era alcanzar una precisión mayor en el direccionamiento que la que posee el sistema actualmente implementado en el laboratorio.

Dentro de las etapas expuestas en el documento se muestra cómo se obtuvieron las especificaciones requeridas por los rotores para dar inicio al diseño, entre las más importantes están el torque, la velocidad angular y la precisión de direccionamiento. Luego, se muestra el proceso para el diseño del mecanismo que debe ejecutar los movimientos necesarios para el correcto direccionamiento de la antena y la selección de los componentes necesarios para regular dichos movimientos.

Posteriormente se realizó un análisis teórico del sistema que se había obtenido y se llevaron a cabo simulaciones para observar su respuesta ante una variedad de entradas. Basado en estas observaciones, se configuró un controlador para que lograra regular la respuesta del sistema y así producir la salida deseada. No se puso a prueba el controlador experimentalmente por lo que no se pudo observar que tan efectivo era y no se observó el comportamiento de direccionamiento del prototipo.

Finalmente, se hicieron pruebas para verificar cuáles especificaciones se habían cumplido. En esta parte se muestra que se cumplieron la mayoría de las especificaciones para el mecanismo, sin embargo, el torque fue una especificación importante en la cual se falló.

Palabras clave: direccionamiento de antena, diseño mecánico, estación terrestre, rotores.

Abstract

In this document are presented the performed steps to develop the design of a rotators prototype for the pointing of the antenna from the Space Systems Laboratory (SETECLab), located in the School of Electronics at Instituto Tecnológico de Costa Rica, Cartago campus. The main objective of this prototype was to achieve a more efficient general operation, where one of the main characteristics was to reach a better pointing precision than the one in the current implemented system at the laboratory.

The stages exposed in the document show how the required specifications for the rotators were acquired in order to begin the design, among the most important are the torque, angular velocity and precision for pointing. Furthermore, it is showed the process for the mechanism design which had to execute the necessary movements for the correct pointing of the rotators and the selection of the necessary components to regulate those movements.

Subsequently, an analysis from the resulting system and several simulations were made in order to observe the response to different inputs. Based on these observations, a controller was configured to regulate the system response and produce the desired output. The controller was not tested experimentally, thus its effectiveness was not seen and the behavior of the pointing of the prototype was not observed.

Finally, tests were made to verify which specifications were achieved. As a result, it was shown that most of the specifications for the mechanism were achieved, nevertheless, torque was an important specification in which there was a failure.

Keywords: pointing of antenna, mechanical design, ground station, rotators.

Dedicatoria

El proyecto lo dedico a mis padres quienes me han dado y me siguen dando todo su apoyo, no solo durante el proyecto, sino en cualquier circunstancia en que lo he necesitado. La ayuda que me han brindado en cada paso ha sido muy importante para alcanzar el punto al que he llegado.

Agradecimiento

Primero, agradezco la ayuda incondicional de mis padres que me ha permitido completar este proyecto y también doy gracias al apoyo que me han dado mis hermanos y demás familia. Hago mención especial a mi padre cuya experiencia de vida fue importante tanto a nivel técnico como emocional para la superación de obstáculos.

Quiero también agradecer al asesor en el SETECLab y a mi asesor de proyecto por sus consejos, aclaraciones, orientaciones y, además, mantenerme en buena motivación durante la realización del proyecto.

Y, por último, doy muchas gracias a todos los compañeros que he conocido a lo largo de estos años quienes fueron de apoyo durante la carrera. También agrego a todas aquellas personas que de una forma u otra estuvieron involucradas durante el desarrollo del proyecto y me prestaron la atención necesaria.

Índice general

Índice de figuras	iv
Índice de tablas.....	vii
Lista de abreviaciones	viii
1. Introducción	1
1.1. Entorno del proyecto.....	1
1.2. Definición del problema.....	2
1.2.1. Generalidades	2
1.2.2. Justificación.....	3
1.2.3. Síntesis del problema	3
1.3. Enfoque de la solución.....	3
1.4. Objetivos.....	5
1.4.1. Objetivo general	5
1.4.2. Objetivos específicos.....	5
2. Marco teórico	6
2.1. Sistema de coordenadas en el direccionamiento de antenas.....	6
2.2. Formulación de especificaciones	7
2.3. Fuerza de arrastre	9
2.4. Selección de concepto	11
2.5. Cálculos en mecanismos	12
2.5.1. Valor de un tren de engranes	12
2.5.2. Cálculos para un sistema de cadena y catalinas	13
2.5.3. Funciones de singularidad.....	17
2.5.4. Límite de resistencia a la fatiga	18
2.5.5. Concentración del esfuerzo en discontinuidades.....	21

2.5.6.	Criterio de falla por fatiga.....	23
2.6.	Control de sistemas	25
2.6.1.	Tipos de sistemas	25
3.	Proceso de diseño	27
3.1.	Especificaciones	27
3.1.1.	Necesidades del cliente.....	27
3.1.2.	Métricas.....	28
3.1.3.	Información acerca de productos similares.....	29
3.1.4.	Valores objetivo ideales y marginalmente aceptables.....	30
3.1.5.	Reflexión de resultados y proceso.....	39
3.2.	Diseño del mecanismo.....	40
3.2.1.	Selección de concepto general del mecanismo	40
3.2.2.	Selección de motor y reductor	44
3.2.3.	Selección del estándar de cadena y catalina	48
3.2.4.	Eje intermedio	49
3.2.5.	Estructura y ejes principales.....	56
3.2.6.	Componentes electrónicos	62
3.3.	Control.....	64
3.3.1.	Ecuaciones físicas de un motor a pasos.....	64
3.3.2.	Adaptación del sistema	65
3.3.3.	Análisis de la respuesta.....	70
4.	Resultados y análisis	74
4.1.	Pruebas iniciales básicas.....	74
4.2.	Torque y velocidad angular de salida.....	76
4.3.	Error de direccionamiento y regulación de velocidad	77

4.4. Comentarios acerca del mecanismo	78
5. Conclusiones y recomendaciones.....	81
5.1. Conclusiones	81
5.2. Recomendaciones	81
6. Referencias	83
7. Apéndices.....	85
7.1. Coeficientes de arrastre para diferentes perfiles de cilindro	85
7.2. Viscosidades de algunos líquidos y gases	86
7.3. Propiedades físicas de diferentes gases.....	87
7.4. Efecto del coeficiente de Marin, k_c	87
7.5. Gráficos teóricos para el factor de concentración de esfuerzo	88
8. Anexos.....	89
8.1. Código Matlab para lectura de datos del Laboratorio de Investigación en Energía Eólica (LIENE).....	89
8.2. Diagrama de bloques en simulink para la unificación de la señal.....	92
8.3. Piezas del prototipo y ensamble	93

Índice de figuras

Figura 1. Diagrama de flujo general del enfoque de solución del proyecto.....	5
Figura 2. Esfera celeste del observador.....	6
Figura 3. Ejes y partes de un sistema de movimiento para direccionar antena.	7
Figura 4. Coeficientes de arrastre para cilindros circulares.	10
Figura 5. Ejemplo de diagrama S-N.	19
Figura 6. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas.	22
Figura 7. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa.....	22
Figura 8. Diagrama de fatiga para varios criterios de falla.	23
Figura 9. Fuerzas generando carga en el eje de elevación.	31
Figura 10. Gráfico de posición angular contra tiempo del programa Gpredict.	33
Figura 11. Comportamiento del error permisible en ambos ejes respecto a la posición ideal en elevación.	36
Figura 12. Restricción del área ocupada por los rotores.	37
Figura 13. Motor a pasos con reductor planetario.	46
Figura 14. Torque y velocidad angular de salida en función del inverso de la relación de la etapa de catalinas.	47
Figura 15. Geometría general del eje intermedio.	50
Figura 16. Diagrama de momento flector del eje intermedio.	51
Figura 17. Diagrama de torsión a lo largo del eje intermedio.....	52
Figura 18. Eje intermedio con modificaciones y otras cargas agregadas en el programa Solidworks.	54
Figura 19. Simulación de fatiga para eje intermedio de elevación con factor de seguridad mínimo de 1.548.	54
Figura 20. Muñonera y tapa impresa en 3D para rodamiento 6001.....	55
Figura 21. Simulación de fatiga para acople AISI 304.	56
Figura 22. Estructura para el soporte de los mecanismos y otros componentes.	57
Figura 23. Simulación de fatiga para eje principal de acimut con factor de seguridad mínimo de 1.292.	59
Figura 24. Muñonera y tapa impresa en 3D para rodamiento 6012.....	60

Figura 25. Muñonera de parche y tapa impresa en 3D para rodamiento 6012 en el eje de acimut.	60
Figura 26. Soporte para rodamiento axial.	61
Figura 27. Tapa de acople a rodamiento axial para el eje de acimut.	61
Figura 28. Impresiones 3D de engranes para transmitir movimiento del eje principal al codificador.	62
Figura 29. Impresión 3D de disco de referencia para sensores infrarrojos.	63
Figura 30. Diagrama del controlador del motor a pasos.	67
Figura 31. Diagrama de bloques del motor a pasos.	69
Figura 32. Sistema general en simulink.	69
Figura 33. Respuesta a una entrada de escalón de 360° en trayectoria directa.	70
Figura 34. Respuesta a una entrada escalón de 360° con realimentación unitaria.	71
Figura 35. Respuesta a rampa con pendiente de 36°/s con realimentación unitaria.	71
Figura 36. Respuesta a rampa con pendiente de 36°/s con polo en el origen añadido y en lazo cerrado.	72
Figura 37. Respuesta a rampa con pendiente de 36°/s en lazo cerrado con polo en el origen y cero en $s=-1$	72
Figura 38. Respuesta a escalón de 360° en lazo cerrado con polo en el origen y cero en $s=-1$	73
Figura 39. Plataforma de madera y PVC para pruebas del prototipo.	75
Figura 40. Fallas de piezas 3D durante el ensamble.	79
Figura 41. Viscosidad cinemática de ciertos gases y líquidos. Los gases se encuentran a presión estándar.	86
Figura 42. Factor de concentración de esfuerzo K_t , para hombro con filete en flexión.	88
Figura 43. Factor de concentración de esfuerzo K_{ts} , para hombro con filete en torsión.	88
Figura 44. Diagrama del bloque de unificación de señal.	92
Figura 45. Perfiles de aluminio ranurados y algunos de los elementos que se utilizan para su sujeción.	93
Figura 46. Piezas impresas en 3D para el prototipo. Piezas de PLA en azul, de PLA reforzado en negro y de PETG en rojo.	93

Figura 47. Ejes principales, ejes intermedios, catalinas, acoples y algunos rodamientos.	94
Figura 48. Prueba de ensamble parcial de estructura.	94
Figura 49. Ensamble de ejes intermedios.	95
Figura 50. Ensamble de eje de elevación.....	95
Figura 51. Ensamble final de prototipo.....	96

Índice de tablas

Tabla 1. Capacidad nominal de potencia de cadenas de paso único en torón sencillo de una catalina de 17 dientes (Parte 1).	14
Tabla 2. Capacidad nominal de potencia de cadenas de paso único en torón sencillo de una catalina de 17 dientes (Parte 2).	15
Tabla 3. Factores de corrección de dientes, K_1	16
Tabla 4. Factores de torones múltiples, K_2	16
Tabla 5. Representación de diferentes cargas como funciones de singularidad y su respectiva integración.	17
Tabla 6. Parámetros para el factor de condición superficial de Marin.	19
Tabla 7. Factores de confiabilidad según desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.	21
Tabla 8. Comportamiento de la señal de error según el tipo de sistema y la entrada aplicada.	26
Tabla 9. Necesidades planteadas para el prototipo.	28
Tabla 10. Métricas para el prototipo.	29
Tabla 11. Métricas de productos similares en el mercado.	30
Tabla 12. Resumen de valores marginalmente aceptables e ideales.	39
Tabla 13. Matriz de selección de concepto para el mecanismo.	44
Tabla 14. Características del motor a pasos y su reductor.	46
Tabla 15. Longitud de las secciones del eje intermedio.	50
Tabla 16. Secuencia de pasos de acuerdo con la Ecuación (29).	66
Tabla 17. Valores finales obtenidos y métricas establecidas.	79
Tabla 18. Coeficientes de arrastre típicos para diferentes cilindros en flujos bidimensionales.	85
Tabla 19. Propiedades físicas de gases en unidades del SI para baja presión y a 26.67°C.	87
Tabla 20. Efecto de la temperatura de operación en un elemento.	87

Lista de abreviaciones

<i>A</i>	Área.
<i>a</i>	Ángulo de altitud en el sistema horizontal de coordenadas, distancia.
<i>Az</i>	Acimut.
<i>B</i>	Fricción viscosa.
<i>b</i>	Distancia.
<i>C</i>	Coeficiente.
<i>D</i>	Diámetro.
<i>d</i>	Diámetro, función.
<i>e</i>	Valor de tren de engranes.
<i>El</i>	Elevación.
<i>F</i>	Fuerza.
<i>f</i>	Función.
<i>G</i>	Función de transferencia.
<i>H</i>	Potencia.
<i>i</i>	Corriente del motor.
<i>J</i>	Inercia de rotor.
<i>K</i>	Coeficiente, ganancia de sistema.
<i>k</i>	Factor de modificación del límite de fatiga de Marín, constante de motor, tiempo discreto.
<i>L</i>	Inductancia de motor.
<i>M</i>	Momento flector.
<i>m</i>	Masa.
<i>n</i>	Velocidad angular, factor de diseño, factor de seguridad.
<i>N</i>	Número de dientes de un engrane.
<i>P</i>	Cantidad de polos del rotor de un motor a pasos.
<i>p</i>	Presión, paso de cadena.
<i>q</i>	Carga, sensibilidad a la muesca.
<i>R</i>	Constante de un gas, fuerza de reacción, resistencia del motor.
<i>R</i>	Número de Reynolds.

r	Distancia, radio.
S	Resistencia.
s	Valor en el plano complejo.
sgn	Función signo.
T	Temperatura, torque, función.
t	Tiempo, función.
U	Velocidad, componente cartesiana de vector posición.
u	Tensión de entrada del motor.
V	Volumen, fuerza cortante, componente cartesiana de vector posición, tensión de alimentación de motor.
v	Viscosidad cinemática, función.
W	Componente cartesiana de vector posición.
X	Componente cartesiana de vector posición.
x	Eje, posición.
Y	Componente cartesiana de vector posición.
y	Posición.
Z	Componente cartesiana de vector posición.
α	Ángulo de acimut.
β	Ángulo de elevación.
ω	Velocidad angular de salida.
φ	Ángulo de amplitud de haz de antena.
ρ	Densidad de masa.
σ	Esfuerzo normal.
σ'	Esfuerzo de von Mises.
τ	Esfuerzo cortante.
θ	Ángulo de error de direccionamiento, posición angular de salida.

1. Introducción

En este capítulo se presentarán detalles generales como el entorno del proyecto, la definición del problema y los objetivos planteados, esto permitirá generar una perspectiva inicial del proyecto y mostrar cuales son los aspectos que se trabajarán para lograr obtener una solución al problema planteado.

1.1. Entorno del proyecto

En la Escuela de Electrónica del Tecnológico de Costa Rica se encuentra el Laboratorio de Sistemas Espaciales (SETEC) cuya misión está enfocada “en el desarrollo de proyectos y programas con socios nacionales e internacionales para el desarrollo de la ciencia y la tecnología en el campo de la ingeniería espacial en Costa Rica”. La visión del laboratorio “es liderar la creación de capacidades en ingeniería espacial en Costa Rica” [1].

Este laboratorio surgió durante el desarrollo de la primera misión espacial del país, el Proyecto Irazú, un satélite “para la recolección de datos relacionados con la fijación de carbono y el crecimiento de los árboles de melina” [2].

El laboratorio SETEC se separa en dos equipos, el de control y el de comunicaciones. En el caso del equipo de comunicaciones actualmente se trabaja con dos tipos de estaciones, primero están las estaciones remotas, las cuales se encargan específicamente de recoger datos de sensores circundantes y transmitirlos al satélite, por ejemplo: la estación ubicada en San Carlos utilizada para el Proyecto Irazú tuvo como propósito transmitir los datos respecto al crecimiento de los árboles [3]. Dichas estaciones se encuentran en zonas de difícil acceso y debido a esto estas estaciones deben tener la capacidad de funcionar con mínima intervención de un usuario.

Por otra parte, están las estaciones terrestres las cuales se encargan de recibir los datos para su posterior procesamiento, este es el caso de la estación ubicada en la Escuela de Electrónica del ITCR. En muchos casos estas estaciones también se usan para transmitir.

Para lograr el adecuado funcionamiento de estas estaciones se requiere la participación de personal en diversos subsistemas como lo son el de potencia, comunicación, control, entre otros. Además, se debe considerar la comunicación entre

los diferentes subsistemas, el diseño estructural para ubicarlos y la refrigeración, si es necesaria.

Para la participación del SETEC en nuevos proyectos y siga aportando a nuevos objetivos existen convenios entre el ITCR y otras instituciones, como la Universidad de George Washington, donde el ITCR aportará la misión científica la cual consistirá en “monitorear las condiciones ambientales de los humedales costarricenses y la afectación que están sufriendo por el cambio climático, puntualmente el de Palo Verde, Guanacaste” [4].

1.2. Definición del problema

1.2.1. Generalidades

Para la recolección de paquetes de datos provenientes de un satélite se cuenta con la estación terrestre en el edificio de la Escuela de Electrónica del ITCR en la cual se implementó un sistema de movimiento que direcciona la antena, sin embargo, este sistema presenta varias deficiencias.

El equipo actual utilizado para realizar el movimiento de la antena (Yaesu G-5500) presenta limitaciones, una de ellas es el tiempo máximo de operación continua que es de 5 minutos [5], el cual es menor que el rango de tiempo de una pasada (intervalo de tiempo en el que se puede realizar comunicación con el satélite), de entre 8 y 10 minutos. Otro inconveniente de este equipo es que el error en el direccionamiento de la antena, el cual es considerablemente amplio para lograr una captura de datos eficiente.

Además de los límites propios del equipo, la operación del este es inadecuada. Debido a que no se puede controlar la velocidad de movimiento de los rotores (otra debilidad del sistema) estos se movilizan entonces por medio de *steps* o pasos que causan vibraciones dada la inercia de la antena, esto resulta en un factor que afecta la precisión de direccionamiento aún más y deteriora el sistema mecánico.

Otra circunstancia desfavorable fue el procedimiento que se realizó para poner en funcionamiento el sistema actual. Debido a que hubo escasa organización y se dejó poca o nula documentación respecto sistema implementado se tienen dificultades al momento de realizar alguna corrección o cambio en el accionar del movimiento de la antena.

Por último, la desorganizada implementación y los defectos en la operación mencionados anteriormente también derivaron en la necesidad de realizar revisiones frecuentes para determinar el origen de errores. Esto es un obstáculo ya que la estación debe tener la autonomía para realizar el trabajo por sí sola.

1.2.2. Justificación

Siendo el laboratorio SETEC un generador de tecnología espacial, esta es una herramienta esencial para el trabajo en este campo, el sistema desarrolla un papel significativo para establecer comunicación con cualquier satélite. El diseño e implementación del prototipo servirá como un paso preliminar para el desarrollo de un nuevo sistema de movimiento definitivo que será necesario dado que el laboratorio estará involucrado en otros proyectos que requerirán no solo un sistema funcional, sino que su operación sea óptima en múltiples aspectos, logrando también una mayor eficiencia en su trabajo.

1.2.3. Síntesis del problema

El sistema para el direccionamiento de la antena en la estación terrestre del ITCR trabaja con un equipo impreciso, cuya operación inadecuada, lo cual no permite realizar movimientos apropiadamente regulados de forma que haya un desplazamiento suave a lo largo del recorrido que ejecutan los rotores durante el seguimiento de un satélite, causando una captura ineficiente de datos.

1.3. Enfoque de la solución

El planteamiento para la solución del problema fue dirigido al diseño e implementación de un prototipo para el sistema de direccionamiento de la antena, donde el primer paso fue la investigación de las condiciones de operación de los rotores, este paso se enfocó en observar cómo afectaban dichas condiciones a las características de funcionamiento del sistema, por ejemplo: la carga impuesta al sistema delimita la fuerza que este debe tener. Una vez realizada la investigación mencionada se definieron las especificaciones para los rotores.

Luego, se evaluaron diferentes estrategias para el diseño del mecanismo de modo que se pudiera elegir la mejor opción. Una vez seleccionada la estrategia se empezaron a definir detalles básicos del diseño como los actuadores encargados de realizar el movimiento, la forma general de funcionamiento del subsistema mecánico, los elementos para el soporte del mecanismo y posibles sensores para la realimentación del sistema con la posición de los rotores.

Con algunos componentes ya definidos o limitados a unas pocas opciones se inició el diseño del mecanismo a un nivel más detallado y dirigido a elementos cuyas características eran especialmente delimitadas para la función que cumplen en el prototipo.

Cuando el diseño del mecanismo ya estaban algunos de los componentes definidos se inició el modelo CAD para poder ubicarlos en el espacio y prever inconvenientes. Además, mientras se terminaba el modelo, se empezó a dar la selección definitiva de componentes electrónicos, tanto los sensores del sistema como los encargados de suministrar la potencia. Una vez que el modelo CAD llegó a sus etapas finales se empezaron a realizar las solicitudes de compra para las partes. En el caso de algunos componentes se hicieron pruebas para comprobar su correcta operación conforme estos se recibían, lo cual incluía poner en funcionamiento los motores con los componentes electrónicos respectivos, observar un movimiento adecuado y verificar que las señales de los sensores correspondieran al movimiento.

Mientras se obtenían todos los componentes para construir el mecanismo también se comenzó la investigación del modelado del sistema, basándose en los componentes que habían sido seleccionados. Para ello, primero se investigaron las ecuaciones que modelaban a los motores de modo que se pudiera ver la forma general en que se debía representar el sistema de estos.

Una vez obtenidas las ecuaciones se realizó un análisis de estas para determinar en qué forma se podían representar y cuáles estrategias de control se podían aplicar con el fin de obtener un controlador. Después de logrado lo anterior se procedió a realizar simulaciones para poner a prueba los posibles candidatos a controladores que podían utilizarse para operar el sistema.

En la Figura 1 se presenta un resumen del flujo de actividades seguido para la realización de las diferentes tareas.

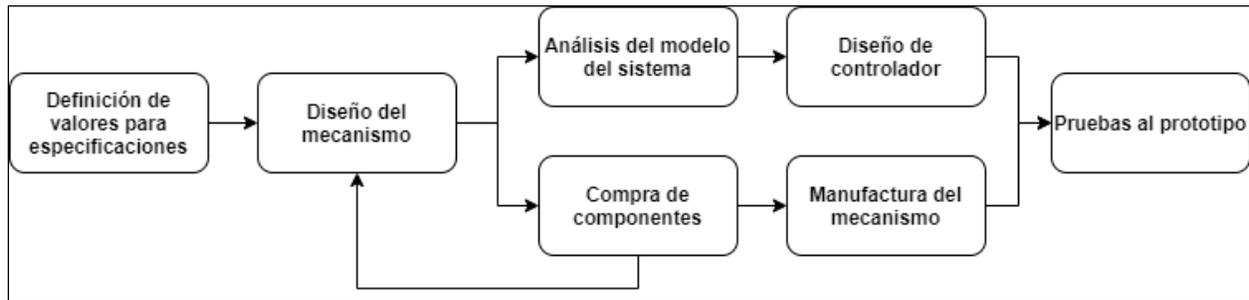


Figura 1. Diagrama de flujo general del enfoque de solución del proyecto.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo general

Diseñar un prototipo de sistema para el movimiento de una antena con control de direccionamiento en la estación terrestre del ITCR.

1.4.2. Objetivos específicos

- Establecer las especificaciones y/o características de funcionamiento que debe tener el prototipo.
- Diseñar un mecanismo con las articulaciones necesarias para realizar los movimientos requeridos por la antena.
- Desarrollar un controlador de movimiento de los rotores para un correcto direccionamiento de acuerdo con la posición del satélite.
- Validar el desempeño general del sistema con el mecanismo y el control integrados.

El ángulo de acimut consiste en la medición desde el norte en dirección al este de 0° a 360° , girando sobre el plano. Visto en la Figura 2 y considerando X como el satélite cuya posición se quiere especificar, acimut sería el ángulo entre el segmento ON y el segmento OA .

En el caso del ángulo de elevación, este se define como el ángulo entre el plano horizontal y el segmento que señala la ubicación del satélite. Entonces, considerando la Figura 2, el ángulo de elevación es a , ubicado entre el segmento OA y el segmento OX .

Los sistemas de movimiento para direccionar antenas en este sistema de coordenadas tienen dos ejes de giro. Estos sistemas rotan sobre sí mismos, alrededor del eje de acimut y poseen un eje horizontal que permite la sujeción de la antena y proveer el ángulo de elevación (Figura 3).

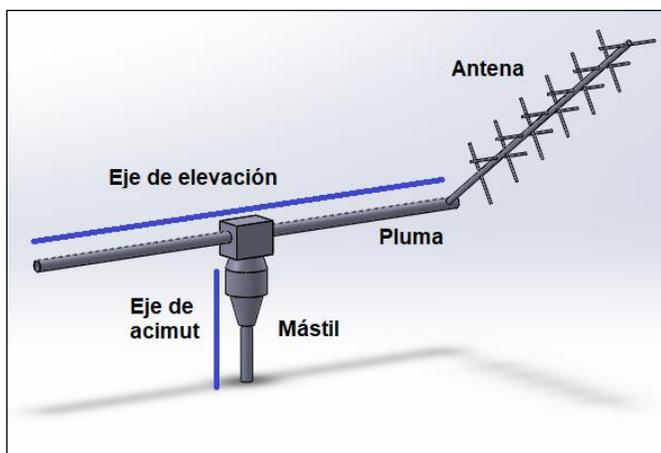


Figura 3. Ejes y partes de un sistema de movimiento para direccionar antena.

2.2. Formulación de especificaciones

Cuando se quiere generar un producto, este viene con requisitos a cumplir e idealmente estos se expresan como necesidades que señalan claramente cuáles son los problemas por resolver. Sin embargo, estas expresiones no son prácticas al momento del diseño del producto, por ello se establecen las especificaciones la cuales consisten en la descripción de las propiedades deseadas del producto de modo que estas sean mensurables ([7]). Para establecer las especificaciones, [7] muestra una serie de pasos a seguir.

- **Elaborar lista de métricas:** En este punto solo se debe expresar literalmente el aspecto a evaluar, es decir que no se le debe agregar un valor aún, sin embargo, sí se deben agregar las unidades que medirán la métrica y es útil incluir una evaluación que indique que tan importante es una especificación con respecto a otra, ya que a veces se debe ceder capacidad en alguna métrica para ser alcanzado un valor deseado en otra.

Es importante que las métricas representen tan directamente como puedan las necesidades establecidas. Un ejemplo de métrica sería la velocidad máxima de un automóvil y sus respectivas unidades serían metros por segundo (m/s).

- **Recabar información de comparaciones con la competencia:** Este paso consiste en buscar información acerca de las métricas de competidores, entidades que tengan productos similares en el mercado. Al conocer sus métricas se puede realizar una comparación cuantitativa entre el producto propio y el de los competidores, de este modo se tiene un posicionamiento del producto respecto a los demás y se puede determinar qué tan competente es el mismo.

- **Establecer valores objetivo ideales y marginalmente aceptables:** Cuando llega el momento de establecer valores para el producto propio, [6] recomienda usar dos valores en cada métrica: el ideal y el marginalmente aceptable. El valor ideal hace referencia al mejor resultado que se puede obtener mientras que el valor marginalmente estable es el mínimo necesario para hacer funcional el producto.

Al recabar información de la competencia (paso anterior) se obtienen valores determinados y únicos, pero para la correcta expresión de los valores que cuantifican las métricas del producto propio se debe considerar que no necesariamente será un valor único, sino que puede ser menor-igual o mayor-igual que algún valor, puede ser un intervalo o incluso un grupo de valores discretos.

- **Reflexionar resultados y proceso:** Este proceso consiste en realizar un breve análisis de los resultados obtenidos que permite revisar los pasos llevados a cabo para observar si es necesario agregar, quitar o modificar algún aspecto de lo obtenido.

Este paso se lleva a cabo debido a la naturaleza iterativa de un diseño, permitiendo mejorar el trabajo desarrollado y lograr resultados más concluyentes.

2.3. Fuerza de arrastre

Primero se debe definir que “el arrastre es la componente de fuerza paralela a la velocidad relativa de aproximación, ejercida sobre un cuerpo por el fluido en movimiento” ([8]).

La expresión que define la fuerza de arrastre, también dada por [8], se muestra en la Ecuación (1), donde C_D es el coeficiente de arrastre, A el área perpendicular al movimiento del fluido, ρ la densidad del fluido y U la velocidad de este.

$$F_A = C_D A \rho \frac{U^2}{2} \quad (1)$$

Cada término de la Ecuación (1) se determina según las condiciones del caso específico a analizar, sin embargo, el coeficiente de arrastre y la densidad requieren profundizar un poco más.

El coeficiente de arrastre es un término complicado de obtener ya que depende de la geometría del cuerpo sujeto a las fuerzas de arrastre y la turbulencia alrededor de este, debido a esto usualmente se emplean estudios empíricos para determinarlo. Sin embargo, también se puede realizar una aproximación asumiendo algunas idealizaciones para determinar de forma analítica el valor del coeficiente.

En el contexto del proyecto se requirió determinar el coeficiente para la antena del laboratorio y para ello se asumió la antena con una geometría simple, la de un cilindro, esto permitió el uso de tablas y gráficos disponibles en [8] para dicha geometría. Además, para usar dichas tablas y gráficos también se necesitó saber el número de Reynolds, un valor representativo de la turbulencia, el cual está dado por la Ecuación (2), donde U es la velocidad del fluido, D es el diámetro del cilindro y ν es la viscosidad cinemática.

$$R = \frac{UD}{\nu} \quad (2)$$

La velocidad del fluido, U , es un término que ya se observó en la Ecuación (1) para la fuerza de arrastre, el diámetro del cilindro consiste simplemente en hacer una medición geométrica y, por último, está la viscosidad cinemática la cual es el caso más complicado ya que varía según las condiciones que se presenten. Para este valor se recurre al

apéndice 7.2 el cual muestra la variación de la viscosidad cinemática de varios de fluidos respecto a la temperatura, entre ellos el aire.

La humedad en el aire es un factor cuyo efecto en la viscosidad se puede despreciar ya que esta varía muy poco cuando se encuentra a temperatura ambiente, esto se puede observar en [12]. Respecto a la presión ocurre lo mismo por ser baja, cercana a la presión atmosférica.

En el apéndice 7.1 se presenta una tabla que muestra el coeficiente de arrastre para barras con perfil circular, sin embargo, esto solo se cumple si el valor de Reynolds está dentro del rango establecido por la misma tabla. En el caso de que el número de Reynolds no esté dentro de ese rango se puede optar por el uso de la Figura 4 la cual ofrece el coeficiente para un rango más amplio. Se debe considerar que hay una anotación que indica que el largo del cilindro en cuestión debe ser mucho mayor que su diámetro.

Para obtener la densidad del fluido se puede hacer uso de la ley de los gases ideales. De esta ley se puede obtener una expresión despejada de la densidad que se muestra en la Ecuación (3), donde R es una constante del gas en cuestión y T la temperatura.

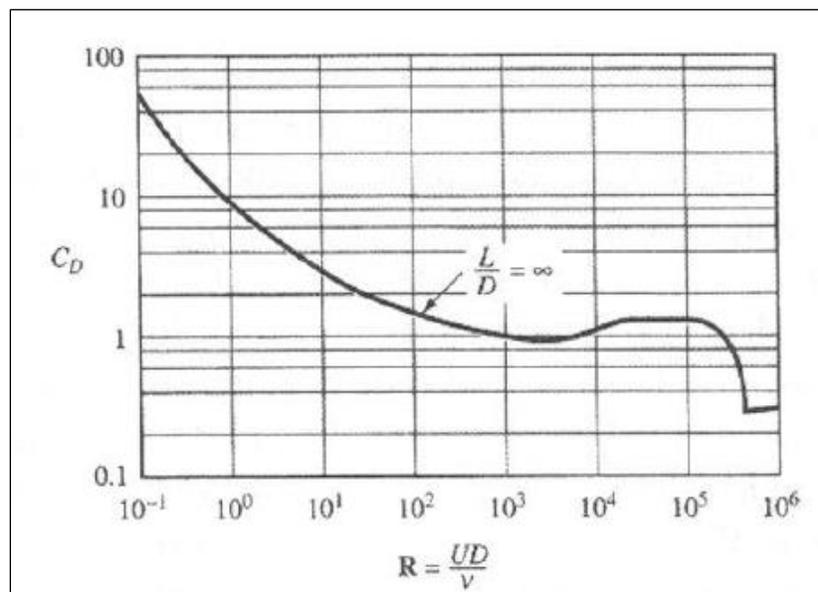


Figura 4. Coeficientes de arrastre para cilindros circulares.

Fuente: [8]

Las constantes del gas se obtienen del apéndice 7.3. Para la temperatura y la presión se deben hacer mediciones de las condiciones que se presentan para cada caso específico.

$$pV = mRT$$

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{p}{RT} \quad (3)$$

En este caso la humedad podría afectar un poco más el valor que en el caso de la viscosidad, sin embargo, [12] muestra que la humedad hace que la densidad general disminuya, entonces para obtener un caso crítico de la fuerza de arrastre es correcto considerar el aire como seco.

2.4. Selección de concepto

Primero se debe entender lo que es un concepto, [7] establece que el “concepto de un producto es una descripción aproximada de la tecnología, principios de trabajo y forma del producto”. Además, establece también que la selección consiste en decidir cuál de estas descripciones es mejor seguir basándose en una serie de criterios.

Para lograr un procedimiento estructurado para la selección de conceptos, [7] ofrece los siguientes pasos:

- **Elaborar matriz de selección:** Este paso consiste simplemente en elaborar la herramienta que se utilizará para la selección. Se debe formar una tabla o matriz en la cual se disponen todos los conceptos a evaluar en la primera fila y en la primera columna se colocan todos los criterios con los cuales se quieren evaluar dichos conceptos.

- **Evaluar los conceptos:** Una vez lista la matriz, se deben rellenar los espacios restantes para evaluar en qué nivel se cumplen los criterios para cada concepto. Para realizar la evaluación se recomienda usar un método que califique de forma relativa entre los conceptos, en lugar de hacer una evaluación exacta ya que los conceptos en este punto aún son descripciones muy generales.

- **Ordenar conceptos:** Después de realizar la evaluación, se debe tomar los puntos que cada concepto obtuvo en los criterios y se deben sumar, esto resulta en una calificación que permite distinguir cuál es el mejor y el peor concepto.

- **Combinar y mejorar conceptos:** Al revisar las calificaciones obtenidas para cada uno de los conceptos se debe considerar la posibilidad de combinar conceptos. Este paso no siempre resulta necesario, pero si existe la posibilidad de obtener un mejor concepto a partir de la combinación de dos originales, es una acción que debería llevarse a cabo.

La particularidad de combinar conceptos para obtener uno mejor ocurre ya que las desventajas que tienen los conceptos en algunos criterios pueden anularse con las ventajas de otro.

- **Selección de uno o más conceptos:** Después de observar que los resultados obtenidos sean coherentes, se debe seleccionar el concepto que se quiere seguir. En algunas ocasiones se puede elegir más de uno si se considera que se puede sustentar dicha acción durante el proceso de creación del producto.

- **Reflexionar sobre resultados y proceso:** Al finalizar la selección, siempre se debe revisar la coherencia de los resultados y estar satisfecho con el proceso, de lo contrario puede haber criterios que están fallando.

2.5. Cálculos en mecanismos

2.5.1. Valor de un tren de engranes

El valor de un tren de engranes (e) se refiere a la proporción entre la velocidad de salida y la velocidad de entrada del tren. En [10] se muestra la Ecuación (4) que representa esta proporción, donde n_L es la velocidad del engrane de salida y n_F es la velocidad del último engrane.

$$n_L = e n_F \quad (4)$$

Para determinar el valor del tren de engranes se tiene como ejemplo la Ecuación (5), también dada por [10], en la cual se relacionan a los engranes 2 y 3 por medio de su velocidad angular (n) y número de dientes (N).

$$n_3 = \left| \frac{N_2}{N_3} n_2 \right| \quad (5)$$

Por lo tanto, el valor de un tren de engranes también está dado por la proporción del número de dientes de los engranes que lo componen. El valor absoluto de la Ecuación (5) hace que el resultado sea indiferente ante la dirección de giro.

En [10] se explica que la Ecuación (5) “se aplica a cualquier engranaje, sin importar si los engranes son rectos, helicoidales, cónicos o de tornillo sinfín”. En el caso del tornillo sinfín el número de dientes corresponde al número de hélices que tenga el tornillo.

Nótese que para una relación de engranes o valor de tren mayor que 1, significa que aumenta la velocidad y disminuye el torque. Para este proyecto se usó el valor inverso del tren para observar más fácilmente como aumentaba el torque.

Para los trenes de engranes planetarios [10] indica que “son mecanismos inusuales porque tienen dos grados de libertad, lo que significa que, para movimiento restringido, un tren planetario debe tener dos entradas”. Sin embargo, “En la mayoría de los trenes planetarios, uno de los elementos está sujeto al bastidor y no tiene movimiento”.

2.5.2. Cálculos para un sistema de cadena y catalinas

Las catalinas hacen referencia a ruedas dentadas que se conectan mediante una cadena, como en el caso de las bicicletas. En este tipo de mecanismo, [10] establece que las “cadenas de rodillos rara vez fallan debido a la falta de resistencia a la tensión; es más común que fallen porque se sometan a un gran número de horas de servicio”. Por lo tanto, los “fabricantes de cadenas de rodillos han compilado tablas que proporcionan la capacidad de potencia correspondiente a una esperanza de vida de 15 kh”.

Existen dos valores de potencia que limitan la potencia del mecanismo, una que proviene de la fatiga en las placas del eslabón y otra de los rodillos. Estos valores de potencia en caballos de potencia (hp) están dados por la Ecuación (6) y la Ecuación (7), respectivamente, donde N_1 es el número de dientes de la catalina menor, n_1 es la velocidad de dicha catalina en rpm, p es el paso de la cadena en pulgadas y K_r es un número utilizado de acuerdo con el estándar de cadena: 29 para cadenas de estándar ANSI 25 y 35, 3.4 para ANSI 41 y 17 para los demás estándares.

$$H_1 = 0.004N_1^{1.08}n_1^{0.9}p^{(3-0.07p)} \quad (6)$$

$$H_2 = \frac{1000K_r N_1^{1.5} p^{0.8}}{n_1^{1.5}} \quad (7)$$

En la Tabla 1 y Tabla 2 se presentan los valores de potencia aceptados según la velocidad de la catalina y el estándar ANSI utilizado. Nótese que la potencia nominal corresponde al valor mínimo resultante entre H_1 y H_2 (Ecuación (8)).

$$H_{nom} = \text{mín}(H_1, H_2) \quad (8)$$

Tabla 1. Capacidad nominal de potencia de cadenas de paso único en torón sencillo de una catalina de 17 dientes (Parte 1).

Fuente: [10]

Velocidad de la catalina, rpm	Número ANSI de cadena					
	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13*	0.41*	0.99*	0.55*	1.92*	3.32
200	0.16*	0.54*	1.29	0.71	2.50	4.30
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30*	1.01*	2.40	1.32	4.67	8.03
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44*	1.46*	3.45*	1.90*	6.72*	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
800	0.56*	1.89*	4.48*	2.46*	8.71*	15.0
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1 000	0.68*	2.31*	5.48	3.01	10.7	18.3
1 200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
1 400	0.93*	3.13*	7.41	2.61	14.4	18.1
1 600	1.05*	3.53*	8.36	2.14	12.8	14.8
1 800	1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4
2 000	1.27*	4.32*	7.72*	1.52*	9.23*	10.6
2 500	1.56	5.28	5.51*	1.10*	6.58*	7.57
3 000	1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76
Tipo A	Tipo B			Tipo C		
*Estimado de tablas ANSI por medio de interpolación lineal.						
Nota: Tipo A, lubricación manual o por goteo; tipo B, lubricación por baño o disco; tipo C, lubricación por chorro de aceite.						

Tabla 2. Capacidad nominal de potencia de cadenas de paso único en torón sencillo de una catalina de 17 dientes (Parte 2).

Fuente: [10]

Velocidad de la catarina, rpm		Número ANSI de cadena							
		80	100	120	140	160	180	200	240
50	Tipo A	2.88	5.52	9.33	14.4	20.9	28.9	38.4	61.8
		5.38	10.3	17.4	26.9	39.1	54.0	71.6	115
		7.75	14.8	25.1	38.8	56.3	77.7	103	166
		10.0	19.2	32.5	50.3	72.9	101	134	215
		14.5	27.7	46.8	72.4	105	145	193	310
400	Tipo B	18.7	35.9	60.6	93.8	136	188	249	359
		22.9	43.9	74.1	115	166	204	222	0
		27.0	51.7	87.3	127	141	155	169	
		31.0	59.4	89.0	101	112	123	0	
		35.0	63.0	72.8	82.4	91.7	101		
		39.9	52.8	61.0	69.1	76.8	84.4		
		37.7	45.0	52.1	59.0	65.6	72.1		
		28.7	34.3	39.6	44.9	49.9	0		
		22.7	27.2	31.5	35.6	0			
		18.6	22.3	25.8	0				
		15.6	18.7	21.6					
		13.3	15.9	0					
		9.56	0.40						
		7.25	0						
		Tipo C		Tipo C'					

Nota: Tipo A, lubricación manual o por goteo; tipo B, lubricación por baño o disco; tipo C, lubricación por chorro de aceite; tipo C', es tipo C, pero ésta es una región de excoiación; envíe el diseño al fabricante para su evaluación.

Los valores de potencia admisible de estas tablas fueron planteados para catalinas de 17 dientes y cadenas con un torón. Para comparar la potencia obtenida de un sistema con otra cantidad de dientes y torones, se emplea la Ecuación (9), la cual brinda un valor comparable con los valores de las tablas. Además, se agrega en esta ecuación un factor de servicio (K_s) y un factor de diseño (n_d).

$$H_{tab} = \frac{H_{nom} K_s n_d}{K_1 K_2} \quad (9)$$

La potencia nominal se obtiene calculando los valores H_1 y H_2 y tomando el menor de estos. El factor K_1 se encarga de corregir la cantidad de dientes y el factor K_2 de la cantidad de torones. El valor de estos factores se puede obtener de la Tabla 3 y Tabla 4, respectivamente. En el caso del factor K_1 , se deben utilizar los valores preextremo si se

empleó el valor H_1 como potencia nominal o los valores posextremo si se utilizó el valor H_2 .

Tabla 3. Factores de corrección de dientes, K_1 .
Fuente: [10]

Número de dientes en catarina impulsora	Potencia preextremo, K_1	Potencia posextremo, K_1
11	0.62	0.52
12	0.69	0.59
13	0.75	0.67
14	0.81	0.75
15	0.87	0.83
16	0.94	0.91
17	1.00	1.00
18	1.06	1.09
19	1.13	1.18
20	1.19	1.28
N	$(N_1/17)^{1.08}$	$(N_1/17)^{1.5}$

Tabla 4. Factores de torones múltiples, K_2 .
Fuente: [10]

Número de torones	K_2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	3.9
6	4.6
8	6.0

Otro valor importante respecto a las catalinas es su diámetro de paso, relevante en el cálculo de la fuerza a la que es expuesta la cadena. El diámetro de paso está dado por la Ecuación (10), donde p es el paso y N el número de dientes.

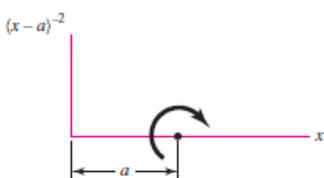
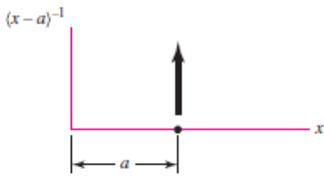
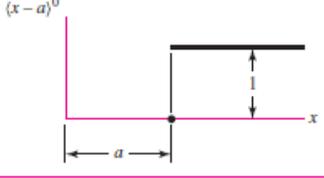
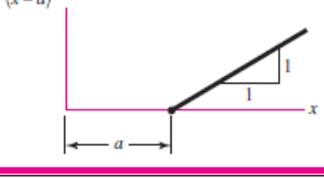
$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} \quad (10)$$

2.5.3. Funciones de singularidad

Las funciones de singularidad son elementos matemáticos que, en el caso de cálculo de esfuerzos, simplifica el proceso de integración al pasar de una ecuación de carga a una ecuación de fuerza cortante o de momento flector. En la Tabla 5 se muestran dichas funciones según el tipo de carga que representan.

Tabla 5. Representación de diferentes cargas como funciones de singularidad y su respectiva integración.

Fuente: [10]

Función	Gráfica de $f_n(x)$	Significado
Momento concentrado (dipolo)	$(x-a)^{-2}$ 	$\langle x-a \rangle^{-2} = 0 \quad x \neq a$ $\langle x-a \rangle^{-2} = \pm\infty \quad x = a$ $\int \langle x-a \rangle^{-2} dx = \langle x-a \rangle^{-1}$
Fuerza concentrada (impulso unitario)	$(x-a)^{-1}$ 	$\langle x-a \rangle^{-1} = 0 \quad x \neq a$ $\langle x-a \rangle^{-1} = +\infty \quad x = a$ $\int \langle x-a \rangle^{-1} dx = \langle x-a \rangle^0$
Escalón unitario	$(x-a)^0$ 	$\langle x-a \rangle^0 = \begin{cases} 0 & x < a \\ 1 & x \geq a \end{cases}$ $\int \langle x-a \rangle^0 dx = \langle x-a \rangle^1$
Rampa	$(x-a)^1$ 	$\langle x-a \rangle^1 = \begin{cases} 0 & x < a \\ x-a & x \geq a \end{cases}$ $\int \langle x-a \rangle^1 dx = \frac{\langle x-a \rangle^2}{2}$

Entonces, por ejemplo, se puede tener una viga con una fuerza vertical (F_1) hacia arriba en a y otra fuerza vertical (F_2), pero hacia abajo en b . La ecuación de carga estaría dada de la siguiente forma:

$$q = F_1 \langle x-a \rangle^{-1} - F_2 \langle x-b \rangle^{-1}$$

A partir de la ecuación de carga, una integración provee la ecuación de fuerza cortante y dos integraciones la ecuación de momento flector. En el caso de la expresión de carga mostrada anteriormente, las expresiones para el cortante y el momento flector serían las siguientes:

$$\begin{aligned} V &= F_1 \langle x - a \rangle^0 - F_2 \langle x - b \rangle^0 \\ M &= F_1 \langle x - a \rangle^1 - F_2 \langle x - b \rangle^1 \end{aligned}$$

La ventaja de estas expresiones es que se pueden utilizar para evaluar la fuerza cortante o el momento flector a lo largo de cualquier posición x en la viga, ya que las funciones de singularidad se encargan de incluir correctamente las cargas en los cálculos.

2.5.4. Límite de resistencia a la fatiga

La fatiga hace referencia a los fallos producidos en un elemento debido a esfuerzos repetitivos o fluctuantes, a pesar de que estos estuvieron por debajo de la resistencia última del material.

El límite de resistencia a la fatiga indica el valor de esfuerzo al cual un elemento puede ser sometido a una cantidad infinita de repeticiones y conservar su integridad. En la Figura 5 se puede observar un diagrama S-N, el cual muestra el valor del esfuerzo al que se da la falla según la cantidad de fluctuaciones realizadas.

Para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga, primero se calcula dicho límite para una muestra rotativa como se muestra en la Ecuación (11). Este valor no se puede aplicar directamente a un elemento específico en un mecanismo ya que hay otras consideraciones que se deben hacer.

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (11)$$

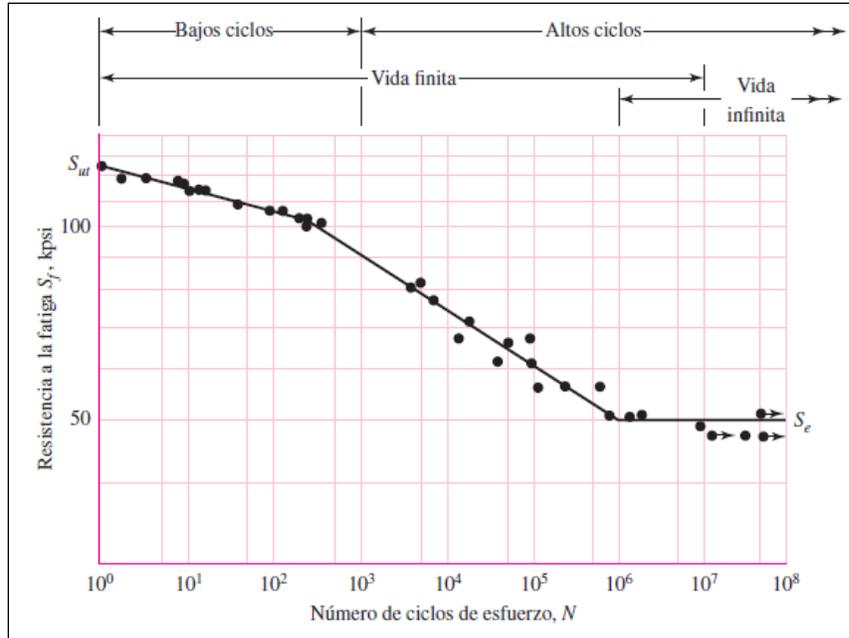


Figura 5. Ejemplo de diagrama S-N.
Fuente: [10]

Para determinar el límite de resistencia a la fatiga final se emplea la Ecuación (12), donde se muestran los factores de Marin. Estos factores comprenden estimaciones que se realizan para realizar un diseño cuando no se dispone de los recursos para realizar pruebas de fatiga.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad (12)$$

- Factor k_a : Este factor toma en consideración la condición superficial del elemento en cuestión. Su cálculo se lleva a cabo mediante la Ecuación (13) y considerando los parámetros como se indican en la

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (13)$$

Tabla 6. Parámetros para el factor de condición superficial de Marin.
Fuente: [10]

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

- Factor k_b : Este factor considera qué tan grande es el diámetro del eje y se calcula mediante la Ecuación (14). Es importante considerar que este factor solo debe aplicarse cuando la carga es de flexión o torsión.

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} = 1.24d^{-0.107} \quad (14)$$

- Factor k_c : Este es el factor de carga. Dependiendo de si la carga es axial, de flexión o torsión se selecciona un coeficiente diferente como muestra la Ecuación (15).

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases} \quad (15)$$

- Factor k_d : Este factor es el de corrección de temperatura. Para calcularlo se puede usar directamente la Ecuación (16) si se conoce el valor de resistencia a temperatura de operación (S_T) y a temperatura ambiente (S_{RT}). En caso contrario se puede consultar [10] y la tabla del apéndice 7.4.

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (16)$$

- Factor k_e : El factor de confiabilidad se determina mediante la Figura 6.

Tabla 7. Factores de confiabilidad según desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.

Fuente: [10]

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_α	Factor de confiabilidad k_α
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

- Factor k_f : Este último factor corresponde a otros efectos varios que puedan estar afectando la resistencia del elemento en cuestión. Por ejemplo, se podría considerar de un elemento expuesto a corrosión.

2.5.5. Concentración del esfuerzo en discontinuidades

En [10] se especifica que existen “irregularidades o discontinuidades, como orificios, ranuras o muescas incrementa de manera significativa los esfuerzos teóricos en la vecindad inmediata de la discontinuidad”. Debido a esto se utilizan factores de concentración de esfuerzos que relacionan el esfuerzo nominal y el esfuerzo máximo que realmente está permitido debido a la discontinuidad (K_t y K_{ts}). Del mismo modo existen factores de concentración de esfuerzo por fatiga que hacen la misma relación para los esfuerzos cíclicos.

$$\begin{aligned}\sigma_{max} &= K_f \sigma_0 \\ \tau_{max} &= K_{fs} \tau_0\end{aligned}\tag{17}$$

Los factores de concentración de esfuerzo por fatiga son reducciones de los valores K_t y K_{ts} . Para calcular estos factores se emplea la Ecuación (18), en la cual el valor de q se refiere a la sensibilidad a la muesca que tiene el material.

$$\begin{aligned}K_f &= 1 + q(K_t - 1) \\ K_{fs} &= 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1)\end{aligned}\tag{18}$$

Para determinar la sensibilidad que se debe usar en la Ecuación (18) se emplea la Figura 6 en el caso de los esfuerzos normales y la Figura 7 en el caso de los esfuerzos cortantes.

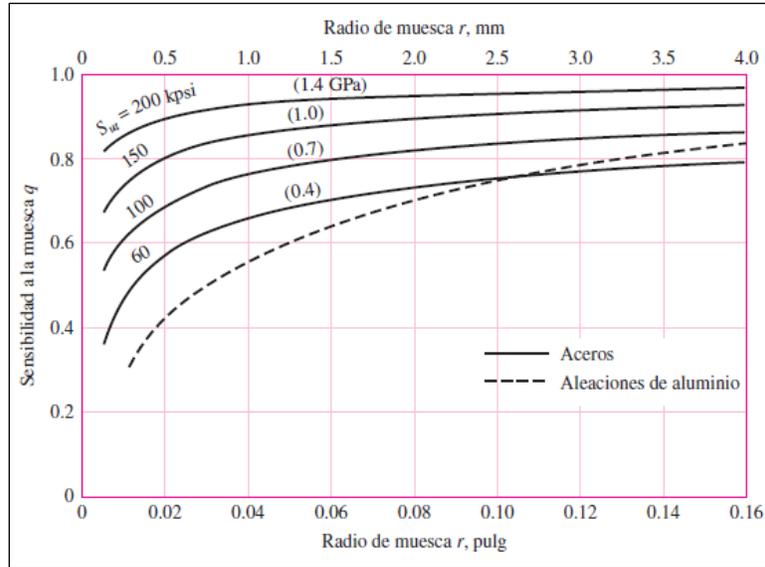


Figura 6. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas.
Fuente: [10]

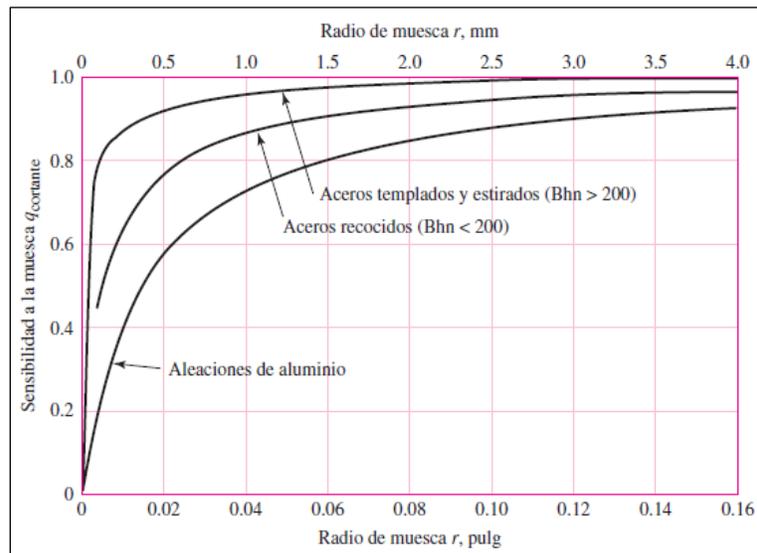


Figura 7. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa.
Fuente: [10]

La obtención de los factores de concentración K_t y K_{ts} dependen del tipo de discontinuidad. Según sea la irregularidad que se esté tratando existen diferentes gráficos que proveen un valor para dichos factores de concentración.

2.5.6. Criterio de falla por fatiga

Existen diferentes criterios de falla por fatiga. Para entender como un criterio de estos se define, primero se debe definir el esfuerzo medio y el esfuerzo alternante, los cuales se muestran en la Ecuación (19).

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad (19)$$

Los valores de resistencia a la fluencia (S_y), resistencia a la tensión (S_{ut}) y el límite de fatiga (S_e), que puede ser también la resistencia de vida infinita (S_f), se encargan de definir cada uno de los criterios de falla. Esto se puede observar en la Figura 8.

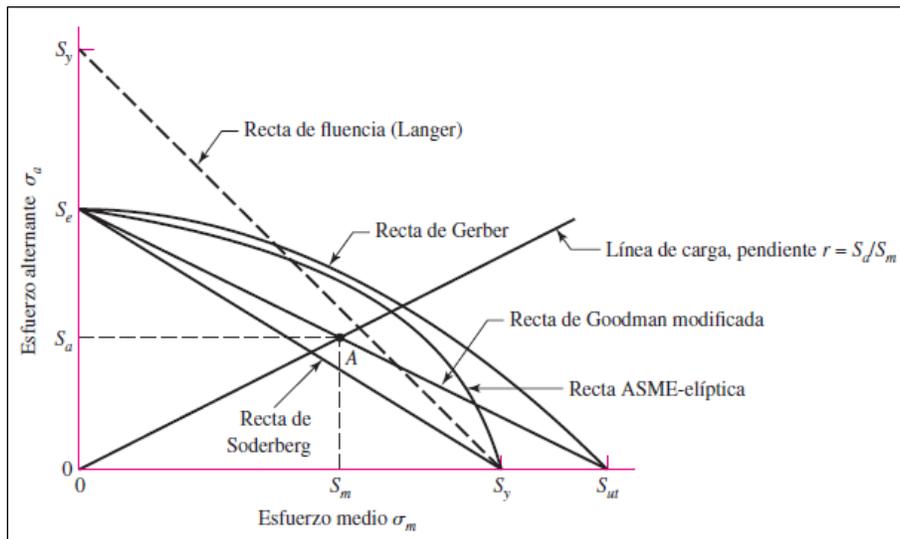


Figura 8. Diagrama de fatiga para varios criterios de falla.
Fuente: [10]

Los valores de S_a y S_m corresponden al esfuerzo máximo alternante y medio que se puede dar según un criterio de falla específico. En el caso de la Figura 8 se puede observar que estos valores corresponden al límite impuesto por el criterio de Goodman modificado.

También de la Figura 8 se puede observar que las teorías de Soderberg y Goodman modificado son más conservadoras que las teorías ASME-Elíptica y Gerber, las cuales permiten que los esfuerzos medio y alternante puedan aumentar más.

Como última observación de la Figura 8, está la recta de fluencia, la cual no es un criterio de falla por fatiga, sino el criterio para asegurar que no haya una falla estática.

Aún con los criterios de falla, se requiere un modo de realizar dichos cálculos cuando se presentan múltiples tipos de carga (tensión, flexión y torsión). Para lograr esto se usa el esfuerzo de von Mises, el cual se puede entender como un esfuerzo equivalente al estado general de esfuerzo. Dado esto, los esfuerzos de von Mises alternante y medio se expresen en la Ecuación (20).

$$\sigma'_a = \left\{ \left[(K_f)_{flexión} (\sigma_a)_{flexión} + (K_f)_{axial} \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión} (\tau_a)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (20)$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[(K_f)_{flexión} (\sigma_m)_{flexión} + (K_f)_{axial} (\sigma_m)_{axial} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión} (\tau_m)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

Al combinar los esfuerzos medio y alternante de von Mises con un criterio de falla se puede determinar si los esfuerzos son adecuados para cualquier esfuerzo medio, alternante y cualquier tipo de combinación de carga.

Para el proyecto se utilizó la teoría de Goodman modificada por ser conservadora. La expresión para este criterio, utilizando los esfuerzos de von Mises, se muestra en la Ecuación (21), donde n es el factor de seguridad.

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (21)$$

Para el procedimiento llevado a cabo también fue importante tener en cuenta que los valores de esfuerzos alternantes y medios empleados en el cálculo de los esfuerzos de von Mises se definen como en la Ecuación (22) y la Ecuación (23) para ejes de sección transversal circular.

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad \sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad (22)$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad \tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad (23)$$

2.6. Control de sistemas

2.6.1. Tipos de sistemas

Existe una clasificación de sistemas la cual está relacionada con el error que exhiben al someterse a diferentes tipos de entradas estando en lazo cerrado. El sistema se clasifica como sistema tipo 0, 1, 2 y así sucesivamente dependiendo de la cantidad de polos en el origen que tiene el sistema.

En [11] se señala que cuando “el número del tipo es mayor, mejora la precisión; sin embargo, aumentar el número del tipo agrava el problema de la estabilidad”, por ello se debe tener un equilibrio”. Las diferentes entradas que se utilizan para poner a prueba el tipo de sistema son el escalón, la rampa y la parábola.

Para los sistemas tipo 0 el error es un valor finito cuando se le aplica un escalón, pero para cualquiera de las demás entradas el error tiende a infinito. De manera similar, un sistema tipo 1 tiene un error finito, pero para una entrada rampa, mientras que para la parábola se sigue dando un error infinito. Lo que ocurre con el escalón en el caso del sistema tipo 1 es que el error es nulo, ya que el sistema logra estabilizarse.

Siguiendo esta misma analogía se puede derivar la Tabla 11 que relaciona el tipo de sistema, la entrada aplicada y el error que se produce. En la Tabla 11, en los casos de errores finitos se indica cómo se deben calcular estos, considerando que K corresponde a la ganancia de la función de transferencia.

Tabla 8. Comportamiento de la señal de error según el tipo de sistema y la entrada aplicada.

Fuente: [11]

	Entrada escalón $r(t) = 1$	Entrada rampa $r(t) = t$	Entrada aceleración $r(t) = \frac{1}{2} t^2$
Sistema tipo 0	$\frac{1}{1 + K}$	∞	∞
Sistema tipo 1	0	$\frac{1}{K}$	∞
Sistema tipo 2	0	0	$\frac{1}{K}$

3. Proceso de diseño

En este capítulo se presentan la serie procedimientos que se llevaron a cabo en cada etapa del proyecto para la resolución del problema planteado. Esto comprende las fases de confección de las especificaciones, diseño del mecanismo y diseño del control.

3.1. Especificaciones

3.1.1. Necesidades del cliente

Para obtener las especificaciones primero se establecieron las métricas, para lograr esto se utilizaron las necesidades que se plantearon para el producto. Generalmente, para obtener dichas necesidades se hacen entrevistas a clientes y luego se realiza un proceso para filtrarlas ([7]), sin embargo, en este caso lo que se realizó fue un prototipo por lo que no se atacaron todas las necesidades del producto final, sino que solo se tomaron en cuenta las necesidades a las cuales se limitó el alcance del prototipo en sí.

En este caso, se pudieron esbozar las necesidades directamente debido a que el diseñador pertenece también al grupo de trabajo del laboratorio y, por lo tanto, se conocían ya las causas del problema que se querían atacar. Dichas necesidades se muestran en la Tabla 9.

También para las necesidades, [7] recomienda establecer una importancia relativa entre ellas. En este caso se usó una valoración del 1 al 3, donde 1 significa que es una necesidad que representa un valor agregado, pero se podría omitir, 2 indica que es la necesidad es importante, pero tampoco se requiere ser muy exigente y 3 señala una necesidad crítica de la cual se espera obtener el mejor resultado posible.

Tabla 9. Necesidades planteadas para el prototipo.

Número de necesidad	Necesidad	Importancia relativa
1	Torque de salida que permita mover la antena	3
2	Velocidad angular para realizar el seguimiento de satélites durante todo su tránsito	3
3	Tamaño del prototipo adecuado para el transporte y funcionamiento en el lugar de trabajo	2
4	Poseer adaptación adecuada para situar en el lugar de trabajo predeterminado	3
5	Poseer adaptación adecuada para sostener pluma	3
6	Precisión de direccionamiento suficiente para adecuada comunicación de la antena	3
7	Velocidad de movimiento angular regulable	3
8	Peso apto para lugar de trabajo y su transporte	2
9	Movimiento suave durante funcionamiento	3
10	Capacidad de soportar un peso considerable	2
11	Amplitud de movimiento adecuada en los ejes para el seguimiento de satélites.	3

Se puede observar que no hubo ninguna necesidad calificada con 1, esto se debe a que no se plantearon necesidades que pudieran omitirse del todo, lo cual es razonable ya que la función del prototipo es muy puntual.

3.1.2. Métricas

Una vez que se plantearon las necesidades, se siguió el procedimiento para establecer las especificaciones donde el primer paso fue crear las métricas que establecen cuantitativamente si se satisfacen dichas necesidades.

La Tabla 10 muestra las unidades correspondientes a cada una de las métricas. En el caso de la métrica 5, se refiere a que el laboratorio ya posee un tubo que sirve de pedestal para sostener los rotores y un tubo que sirve de pluma para sostener la antena, entonces la métrica indica que el prototipo debe tener articulaciones adaptadas para estos elementos ya existentes en el laboratorio. Las unidades de esta y otra métrica indican que se evalúa con “Sí” o “No”, es decir, el prototipo tuvo o no la condición presentada por la métrica.

Tabla 10. Métricas para el prototipo.

Número de métrica	Número de necesidad	Métrica	Unidades
1	1	Torque máximo de salida	N.m
2	2	Velocidad angular máxima de salida	°/s
3	6	Error de direccionamiento	°
4	3	Área máxima a ocupar en el plano horizontal	m ²
5	4,5	Ejes adaptados para mástil y pluma	Binaria
6	7,9	Variación continua de velocidad	Binaria
7	8	Masa del prototipo	kg
8	10	Carga vertical soportada	N
9	11	Rango de movimiento del eje de elevación y acimut	°

Para el torque y velocidad angular necesarios se puso la tensión y corriente de los motores como parte de sus métricas debido a que estas contribuyen indirectamente en la capacidad de cubrir estas necesidades, ya que son las que proveen la potencia.

Por último, la métrica 9 hace referencia al peso que puede soportar el prototipo, es decir, el peso máximo de la antena y la pluma juntas.

3.1.3. Información acerca de productos similares

Como se señaló en la sección 2.2, usualmente esta etapa se utiliza para recabar información de los productos de la competencia y poder posicionar el producto en desarrollo en un nivel competente mediante las especificaciones. Aunque este prototipo no fue dirigido a ser un producto comercial, se hizo la recolección información de otros productos similares simplemente con el propósito de tener una perspectiva de la capacidad que tiene en comparación.

En la Tabla 11 se presentan datos de otros 3 productos similares en el mercado: el Yaesu G-5500 (implementado en el laboratorio), el rotor de SatNOGS V3 y el Spid RAS (Spid Elektronik). Los datos de la tabla se pasaron a unidades del SI, en caso de requerirlo según la fuente, para que estos pudieran ser comparables.

Tabla 11. Métricas de productos similares en el mercado.
Fuente: [5], [13] y [14].

Métrica	Unidades	Yaesu G-5500	SatNOGS V3	Spid RAS
1	N.m	137(EI)/59(Az)	30	203
2	°/s	2.69(EI)/6.21(Az)	5	4
3	°	14.4(EI)/18(Az)	1	1
5	Binaria	Sí	Sí	Sí
7	kg	9	5	19
8	N	1957	--	2446
9	°	0-180 (EI)/0-450 (Az)	--	--

Tanto Yaesu como Spid Elektronik distribuyen diferentes dispositivos, entre ellos, rotores. En el caso de SatNOGS, es una red global de estaciones terrestres para comunicación con satélites y sus recursos son *open source*, como los diseños de los rotores para sus estaciones, de modo que cualquier persona puede accederlos y llevar a cabo su construcción.

Se debe observar que para algunas métricas del producto Yaesu hay dos valores que corresponden a cada eje, acimut (Az) y elevación (EI). Otro detalle para señalar es que en la tensión para los motores del Yaesu se utiliza corriente alterna.

La información para las otras métricas que no se presentan en la Tabla 11, no se suministraron debido a que no estaban especificadas por el fabricante.

3.1.4. Valores objetivo ideales y marginalmente aceptables

Para definir los valores marginalmente aceptables se utilizó principalmente el análisis de las condiciones de trabajo en las que debía desarrollarse el sistema. Después, se establecieron los valores ideales, estos se escogieron de diferentes formas: seleccionado un valor más ajustado respecto a los valores marginales, tomando como referencia los valores obtenidos en la sección anterior o usando otras restricciones.

A continuación, se muestra el procedimiento utilizado para determinar los valores marginalmente aceptables y la selección de valores ideales para cada una de las métricas:

- **Torque:** Para varios valores de las métricas, como el torque, se requirieron dos cálculos ya que se necesitaba conocer lo requerido por cada eje, acimut y elevación. En este caso se analizó primero elevación, donde se tenían dos generadores de carga, el peso de la antena y el viento. En la Figura 9 se muestran las fuerzas generando la carga en el eje de elevación.

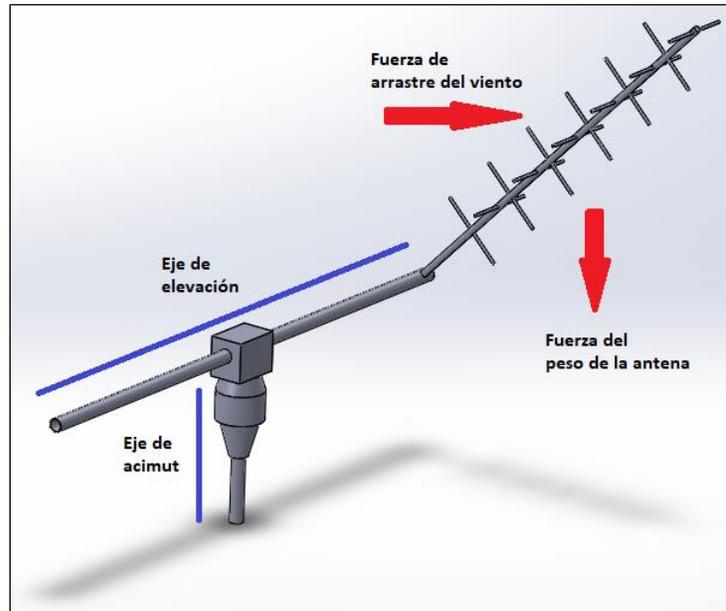


Figura 9. Fuerzas generando carga en el eje de elevación.

La antena del laboratorio es la 436CP16 y en [15], su hoja de datos, se indica el peso de esta. Aunque que no se indica el centro de masa, los elementos que componen la antena están dispuestos de modo casi uniforme, por ello se asumió la ubicación del centro de masa a la mitad de la antena.

Para la otra carga se tuvieron que identificar los valores de la Ecuación (1) para calcular la fuerza de arrastre. Uno de estos valores es el área contra viento de la antena que fue dada por la hoja de datos.

En el cálculo de la densidad se requirió la presión y la temperatura. Los datos de presión y temperatura se obtuvieron del recurso eólico del TEC, reportados en [16] por el Laboratorio de Investigación en Energía Eólica (LIENE). Estos datos no solo brindaron presión y temperatura, sino también velocidad del viento a diferentes alturas. Los datos que se tomaron fueron desde el mes de noviembre del 2018 hasta el de octubre de 2019.

Para dichos datos se hizo un programa en Matlab para leerlos y obtener la información requerida (anexo 8.1). El programa se encargó de calcular la densidad del aire según la temperatura y presión proveída en cada medición y guardar el mayor valor obtenido. Además, también guardó la velocidad más alta registrada, al igual que la temperatura mínima y máxima. Los valores resultantes fueron 1.063337 kg/m^3 , 16.3 m/s , 9.8°C y 26.7°C .

Para determinar el coeficiente de arrastre primero se calculó el número de Reynolds mediante la Ecuación (2), para ello se ocupó encontrar la viscosidad cinemática, la cual se obtuvo del apéndice 7.2 utilizando las temperaturas obtenidas de los datos de LIENE. Los valores de Reynolds obtenidos estaban dentro del rango indicado en el apéndice 7.1 para el perfil circular, por lo tanto, se usó un coeficiente de arrastre de 1.2.

Con los valores de fuerza de arrastre y peso calculados se debía considerar que ambas fuerzas podían actuar al mismo tiempo, por lo tanto, se debe considerar en qué posición de la antena se generaba la máxima carga. Para esto se tomó que ambas fuerzas actuaban en el centro de masa, el arrastre siempre siendo horizontal y el peso vertical y se generó la Ecuación (24), la cual muestra cómo se define el torque de carga, siendo β el ángulo de elevación y r_{cm} la distancia entre el centro de masa de la antena y el eje de giro.

$$T_L = F_A r_{cm} \sin \beta + F_w r_{cm} \cos \beta \quad (24)$$

Derivando la ecuación e igualando a cero para despejar β , se pudo obtener el ángulo de elevación al cual se da la carga máxima. Al evaluar este ángulo en la Ecuación (24) se obtuvo dicha carga la cual fue de 16.36 N.m , por lo tanto, el eje de elevación debe cumplir con al menos este valor.

Para el cálculo de carga en acimut, solo se tuvo que considerar la fuerza de arrastre. En este caso se pudo utilizar el mismo valor de fuerza de arrastre en la antena obtenido anteriormente. Sin embargo, para el cálculo total de la carga se decidió incluir el arrastre en la mitad de la sección de la pluma.

Para la pluma todos los términos para el calcular el arrastre son los mismos que para la antena, excepto el área contra viento, la cual se calculó multiplicando el diámetro de

la pluma por la longitud donde se asumió que ejercía fuerza el viento, es decir la mitad de la pluma.

Al obtener el arrastre en la pluma y la antena, se calculó la carga en el eje de acimut considerando que el brazo de palanca ahora es la distancia desde el punto de aplicación de la fuerza hasta el eje vertical del rotor. El valor resultante mínimo que se debe cumplir en acimut fue de 12.14 N.m.

Para el valor ideal de torque se consideraron los datos brindados por la Tabla 11, donde se notó que los valores de torque superan por mucho el valor marginalmente aceptable. A pesar de que la teoría establece el valor ideal como el mejor posible, se consideró que seleccionar el valor más alto brindado por la Tabla 11 era una estimación innecesariamente mayor ya que probablemente estos productos se fabricaron para condiciones de mayor carga. Por lo tanto, se decidió tomar el menor valor de la Tabla 11 como valor ideal, es decir al menos 30 N.m en ambos ejes.

- **Velocidad angular:** Para determinar la velocidad angular máxima que debía cumplir el sistema se utilizó el software Gpredict, este permite conocer la ubicación de los satélites en órbita y los futuros tránsitos de estos por encima de la estación terrestre. En la Figura 10 se muestra como varía la posición angular en acimut y elevación respecto al tiempo en un tránsito.

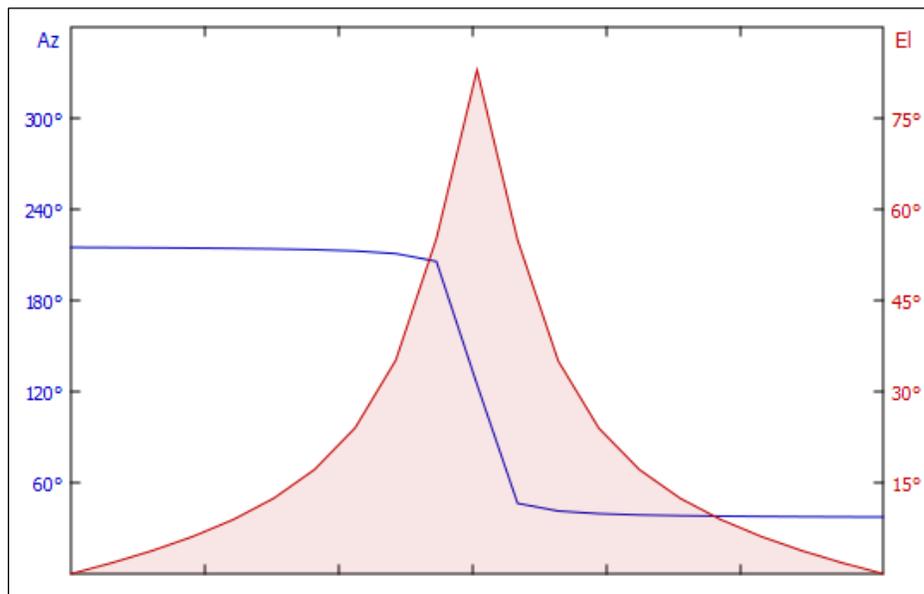


Figura 10. Gráfico de posición angular contra tiempo del programa Gpredict.

El programa Gpredict proporciona una lista con los datos de posición angular según el tiempo en tránsito. Dado que las velocidades más altas se dan cuando la elevación máxima alcanzada es mayor, entonces se escogieron una serie de tránsitos para diferentes satélites con un valor alto de elevación máxima, se calculó la velocidad máxima alcanzada por cada uno de estos y se tomó el mayor valor obtenido, el cual fue de $4.18^\circ/\text{s}$ para acimut y $1.17^\circ/\text{s}$ para elevación, tomando en cuenta que esto deben ser la mínima velocidad máxima alcanzada por los rotores.

Los valores ideales de velocidad máxima se eligieron nuevamente de acuerdo con la Tabla 11. En este caso se tomó la máxima velocidad angular en acimut ($6.21^\circ/\text{s}$) y la máxima en elevación ($5^\circ/\text{s}$).

- **Error de direccionamiento:** La información inicial que se utilizó para definir el error de direccionamiento máximo fue la amplitud de haz de la antena (φ), un ángulo encontrado en la hoja de datos y que representa una zona en forma de cono donde la antena tiene una ganancia adecuada para realizar la recepción de una señal.

Se planteó que, para determinar el máximo error de direccionamiento permitido por acimut y elevación, se debía calcular cuál era el error máximo que podían cometer ambos ejes al mismo tiempo y que aún permitiera a la antena estar dentro de la zona cónica que asegura una ganancia adecuada, es decir, que entre la posición real de la antena y la posición ideal exista un ángulo igual o menor a la mitad de la amplitud del haz.

Para calcular estos errores máximos se utilizó matemática de vectores. Se pensó en la posición real e ideal de la antena como dos vectores unitarios. Primero, se expresó el vector de la posición ideal de la antena en componentes cartesianas X , Y y Z y en términos de los ángulos de acimut y elevación, α y β , en la Ecuación (25). Se asumió que el ángulo de elevación se mide desde el eje x y que el eje vertical es el y .

$$\begin{aligned}
X &= \cos \beta \sqrt{\frac{1}{1 + \tan^2 \alpha}} \\
Y &= \sqrt{1 - \cos^2 \beta} \\
Z &= \cos \beta \tan \alpha \sqrt{\frac{1}{1 + \tan^2 \alpha}}
\end{aligned}
\tag{25}$$

Y luego se consideró el vector de la posición real de la antena con componentes cartesianas U , V y W definidas del mismo modo que en la Ecuación (25), pero tanto a los ángulos de acimut como elevación se les sumó un ángulo θ , el cual representa el error máximo permitido por ambos ejes al mismo tiempo. Entonces, dado que el ángulo entre posición real e ideal de la antena no puede ser mayor que $\varphi/2$, se obtuvo la Ecuación (26) la cual representa el producto punto, donde la posición real estaría con un error θ máximo.

$$XU + YV + ZW = \cos \frac{\varphi}{2} \tag{26}$$

Dado lo anterior, simplemente se debía despejar el valor de θ , sin embargo, se tuvo que considerar que para diferentes valores de elevación se obtenía un error máximo distinto, entonces se hizo un gráfico mostrado en la Figura 11 del error máximo θ en función de la posición ideal en elevación β .

En la Figura 11 se pudo notar que el caso crítico se da cuando el ángulo de elevación es 0° y por ello se tomó el error en ese punto como la condición marginalmente aceptable dando como resultado 14.93° de error máximo en cada eje durante el direccionamiento.

Se empleó nuevamente la Tabla 11 para seleccionar los valores ideales del error máximo en cada uno de los ejes. En este caso, los posibles valores ideales son en su mayoría mucho menores que el marginalmente aceptable que se calculó, esto pudo deberse a que el valor marginalmente se estableció respecto a las características específicas de la antena del laboratorio, pero podría emplearse una antena con menor amplitud de haz. Debido a que esto también es una posibilidad para el prototipo se seleccionaron los menores valores de error máximo de la Tabla 11 como valor ideal, es decir 1° de error máximo.

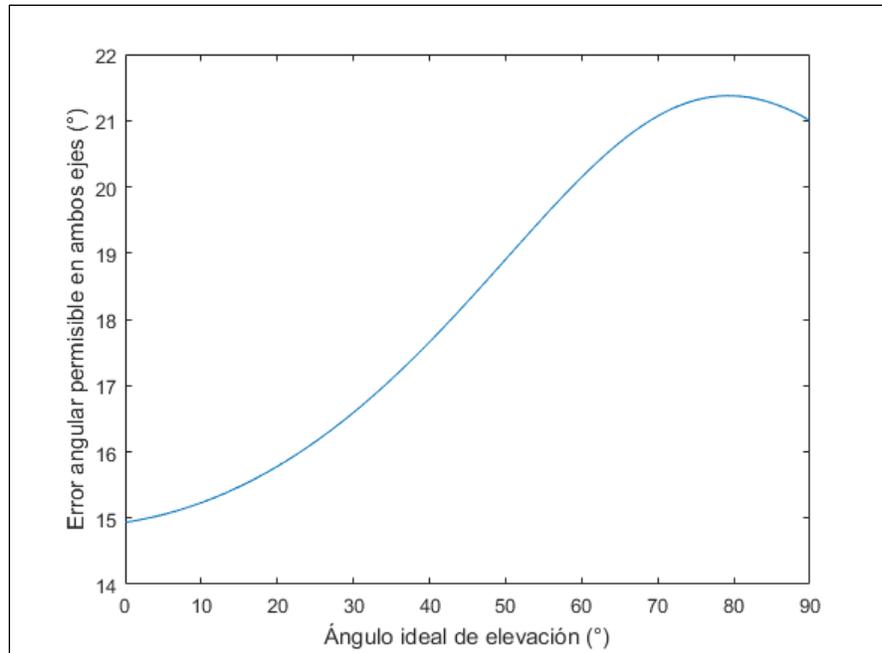


Figura 11. Comportamiento del error permisible en ambos ejes respecto a la posición ideal en elevación.

- **Área máxima ocupada en el plano horizontal:** Para determinar el valor marginalmente aceptable se consideró que el prototipo debía ocupar un área menor al área circular empleada por la pluma cuando los rotores giran, ya que estos no deben llegar a cubrir la longitud total de la pluma. Además, se tomó en cuenta que la antena no se sujeta necesariamente en el extremo de la pluma, entonces se tuvo que reducir más el área. Finalmente se seleccionó que el área máxima que se permitió cubrir a los motores correspondía a un círculo de un metro de diámetro, es decir aproximadamente 0.785 m^2 .

En la Figura 12, se puede observar el área ocupada por la pluma delimitada en verde, la zona de la pluma donde podría ubicarse la sujeción de la antena en azul y el área a la cual quedan restringidos los rotores.

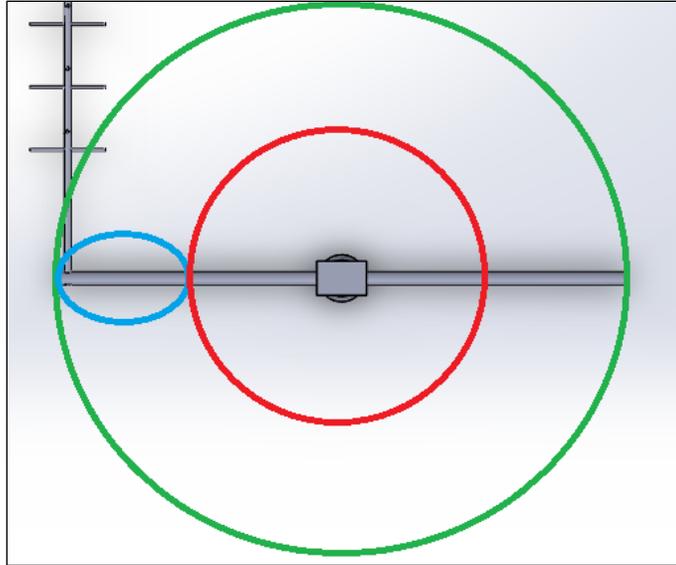


Figura 12. Restricción del área ocupada por los rotores.

Para seleccionar un valor ideal se exploraron las dimensiones de los otros rotores mencionado en la Tabla 11 mediante la información dada por [13] y [14]. La menor área ocupada fue la del rotor RAS, la cual corresponde a un círculo de 250 mm de diámetro, aproximadamente 0.196 m^2 .

- **Ejes adaptados para mástil y pluma:** Para esta métrica se tuvo que tomar en cuenta que dichas adaptaciones debían ser de una medida adecuada para el mástil y pluma específicos del laboratorio.

En el caso de esta métrica no se tuvo valor marginalmente estable ya que la medición de esta es una condición binaria y, por lo tanto, solo se determinó el valor ideal, el cual se refiere al cumplimiento de poseer dichos ejes adaptados.

- **Variación continua de la velocidad:** Esta métrica, al igual que la anterior, solo consistió en el valor ideal, el cual establecía que se debía cumplir con la condición de poseer una variación continua de la velocidad angular en la salida.

- **Masa del prototipo:** Con el fin de limitar la masa del prototipo a un valor específico, se consideró encontrar el esfuerzo máximo soportado por el mástil que dispone el laboratorio y a partir de este calcular el peso máximo del prototipo y, por consiguiente, su masa.

Sin embargo, al realizar los cálculos se obtuvo un valor muy alto como para haberlo considerado una métrica útil. No obstante, se tomó en cuenta otra restricción más ajustada para la masa, aunque de determinación más empírica, la cual tiene que ver con la facilidad de transporte del prototipo. Se estableció que el peso del prototipo debía ser tal que se pudiera transportar fácilmente por no más de dos personas.

Básicamente, el valor marginalmente aceptable se basa en una estimación de la masa que soportan cargar dos personas, el valor considerado fue de 40 kg.

Para el valor ideal nuevamente se observó la información de la Tabla 11 y se seleccionó el valor más pequeño de masa, que en este caso fue de 5 kg del rotor de SatNOGS.

- **Carga vertical:** El valor marginalmente aceptable de esta métrica se obtuvo considerando el peso de la pluma y la antena que disponen en el laboratorio. El peso conjunto de estos dos elementos fue de 105.74 N.

Para el valor ideal se consideraron los datos de la Tabla 11. Se observó que estos valores eran muy grandes en comparación con el marginalmente aceptable, por ello se decidió tomar el valor más pequeño como referencia de valor ideal, a pesar de que este estaba igualmente muy lejos del valor marginalmente aceptable. El valor escogido fue el del rotor Yaesu con 1957 N.

- **Rango de movimiento del eje de elevación y acimut:** El rango de movimiento se definió para cada eje. En el caso de elevación, una antena puede operar con tan solo 90° de movilidad, este valor se eligió como marginalmente aceptable. Sin embargo, el valor que comúnmente se le asigna es de 180°, como en el caso del rotor Yaesu, este se asignó como valor ideal.

Para acimut se consideró recomendable que el rango sea mayor a 360° ya que hay tránsitos de satélites que pueden cruzar esa posición durante el recorrido. La Tabla 11 muestra que el rango del rotor Yaesu es de 0° a 450°, es decir, 90° demás. Este rango se seleccionó como marginalmente aceptable. Y como valor ideal se decidió agregar otros 90° ya que se ha encontrado que hay tránsitos de satélites que aún con el rango de Yaesu no se han podido seguir por completo. Se decidió que los 90° extra para el valor ideal podían ser agregados al inicio o al final, es decir que el rango de movimiento podía terminar siendo 0° a 540° o de -90° a 450°.

En la Tabla 12 se presenta un resumen de los valores marginalmente aceptables e ideales que se calcularon. Algunos de los valores de la tabla fueron redondeados respecto a los valores calculados.

Tabla 12. Resumen de valores marginalmente aceptables e ideales.

Número de métrica	Métrica	Valor marginalmente aceptable	Valor ideal	Unidades
1	Torque máximo de salida	≥ 16.4 (EI) ≥ 12.2 (Az)	≥ 30 (ambos)	N.m
2	Velocidad angular máxima de salida	≥ 1.2 (EI) ≥ 4.2 (Az)	≥ 5 (EI) ≥ 6.2 (Az)	°/s
3	Error de direccionamiento	≤ 14.9	≤ 1	°
4	Área máxima a ocupar en el plano horizontal	≤ 0.785	≤ 0.196	m ²
5	Ejes adaptados para mástil y pluma	Sí		Binaria
6	Variación continua de velocidad	Sí		Binaria
7	Masa del prototipo	≤ 40	≤ 5	kg
8	Carga vertical soportada	≥ 106	≥ 1957	N
9	Rango de movimiento del eje de elevación y acimut	≥ 90 (EI) ≥ 450 (Az)	≥ 180 (EI) ≥ 540 (Az)	°

3.1.5. Reflexión de resultados y proceso

La reflexión acerca de los valores obtenidos de las métricas se realizó durante la generación de cada una de estas tratando de obtener valores útiles y coherentes para la posterior evaluación del prototipo. En esta sección se realizaron observaciones y comentarios finales a algunos de los resultados finales de las métricas.

Una primera observación que se mencionó antes de forma breve fue el valor relativamente pequeño del torque respecto a los valores de otros rotores. Se consideró justificable debido a que los cálculos se hicieron bajo las condiciones específicas de la estación terrestre que dispone el laboratorio, no se consideraron condiciones climáticas más adversas o antenas que generaran mayor carga, lo cual probablemente sí se consideró en el diseño de los otros rotores.

Respecto a la métrica de error de direccionamiento el valor marginalmente aceptable resultante fue más amplio de lo esperado. Sin embargo, se debía tomar en cuenta que para ese error la antena estaría funcionando con la ganancia mínima recomendada, por lo tanto, para esta métrica se tuvo la expectativa de acercarse más al valor ideal.

En el caso de la métrica 8 se presentó una diferencia muy grande entre el valor marginal y el ideal, sin embargo, se decidió admitir esto dado que no se encontró razón para no permitir que la carga vertical soportada fuera tan alta como se indicó.

3.2. Diseño del mecanismo

3.2.1. Selección de concepto general del mecanismo

Para iniciar el diseño del prototipo se decidió elegir cuál iba a ser el funcionamiento del mecanismo, descrito de forma general. Con el objetivo de realizar una selección, primero se debían tener opciones y para ello, se investigó el mecanismo y motores utilizados por los rotores Yaesu G-5500, Spid RAS y SatNOGS V3.

En [17] y [18] se mostró que el rotor de Yaesu G-5500 utiliza un tren de engranes rectos para el eje de elevación y un reductor de engranes planetarios para el eje de acimut. En ambos ejes utiliza los mismos motores lo cuales son alimentados con 24 VAC.

Para el Spid RAS, [14] y [19] mostraron que estos rotores usan dos etapas de reductores de tornillo sinfín y corona, donde se utilizan motores CD que pueden ser alimentados de 12 V a 24 V.

Por último, se observó en [13] que el rotor de SatNOGS V3 también usa dos etapas de mecanismos, en la primera usa poleas dentadas en conjunto con una banda elástica dentada y como segunda etapa se utiliza nuevamente un reductor con tornillo sinfín y corona. Una característica particular que se notó en esta última etapa fue que los engranes fueron hechos mediante impresión 3D. Los motores que utilizan estos rotores podían ser CD o a pasos, mientras cumplieran con características de velocidad y torque esbozadas por la comunidad de SatNOGS.

Para los motores se decidió que se usarían motores CD o motores a pasos, los cuales debían ser compactos para reducir el tamaño del prototipo y el precio, por consiguiente,

no debían ser motores de nivel industrial. Esto último conducía a inferir que probablemente los motores no tendrían el torque suficiente por sí solos y se requeriría un mecanismo reductor de velocidad, el cual también aumentaría el torque.

Dados los mecanismos observados en otros productos, las opciones obtenidas para el funcionamiento general del mecanismo fueron las siguientes: engranes rectos, engranes planetarios o tornillo sinfín y corona. Cada uno de estos mecanismos podían obtenerse ya integrados en una unidad, es decir, en lugar de obtener los engranes y demás elementos por aparte se podía conseguir un reductor con todos sus elementos ya correctamente situados internamente.

Sin embargo, ya que el mecanismo de tornillo sinfín, a diferencia de los demás conceptos, tenía un gran aumento de torque para una sola etapa con tan solo dos elementos, entonces se consideraron también como opciones de concepto el mecanismo de tornillo sinfín con sus piezas por aparte, metálico e impreso en 3D.

Debido a que se intentaba limitar en la medida de lo posible la compra de componentes para el proyecto a los que se podían obtener a nivel local, otra opción que se tomó en cuenta fue un reductor hecho con ruedas dentadas (catalinas) y cadenas, dado que estos componentes eran más fáciles de conseguir.

Luego, se establecieron los criterios para calificar cada una de las opciones y, además, se debía establecer cuál iba ser la forma en que estos se iban a calificar.

- **Costo accesible:** Este criterio se propuso para limitar el costo del mecanismo. La forma para calificarlo que se eligió fue asignar cada uno de los valores de 0 al 4 a cada uno de los conceptos, de modo que el mecanismo potencialmente más costoso tuviera la calificación más baja.

- **Disponibilidad local:** En este caso se quería considerar la disponibilidad del mecanismo en el país para no optar por una compra al exterior. Dado que este criterio es una condición binaria, se decidió calificar con 1 si existía el mecanismo a nivel local y un 0 si no.

- **Facilidad de integración:** Los casos de los mecanismos en que se concebían sus piezas por aparte para luego armarlas eran considerablemente más complejos de

integrar en un prototipo que los mecanismos que ya estaban integrados en una sola unidad. Estos últimos mecanismos se calificaron con un 1 por ser más fáciles de incluir en el prototipo en general, mientras que los otros se evaluaron con un cero.

- **Simplicidad en mantenimiento:** Este criterio se estableció para considerar qué tanto mantenimiento se debía hacer en los diferentes mecanismos. Esta condición iba ligada a la anterior ya que para los mecanismos integrados en unidades se requería menor intervención porque, por ejemplo: ya estos contaban con lubricación. Los mecanismos cuyas piezas estaban por aparte estaban expuestos, no en un espacio cerrado y, por lo tanto, eran más propensos a requerir mantenimiento.

Otra característica que se tomó en cuenta fue el modo de funcionamiento de los mecanismos, específicamente el mecanismo de tornillo sinfín. En [10] se enuncia que “el movimiento relativo entre dientes del sinfín y del engrane es deslizamiento puro y, por consiguiente, cabe esperar que la fricción tenga una función importante en el desempeño de los engranes del tornillo sinfín”. Esta característica hace al mecanismo menos eficiente, lo cual podía resultar en la necesidad de un mantenimiento más frecuente. Los otros tipos de mecanismo funcionaban por rodamiento y no se deterioraban tan fácilmente.

Para este criterio se calificaba con un 2 a los mecanismos, pero si este era sinfín se restaba un punto y si era un mecanismo no integrado en una unidad, también se restaba un punto.

- **Proporción entre aumento de torque y tamaño:** El aumento de torque señalaba el factor por el cual es aumentado el torque de entrada del mecanismo. Y el tamaño indicaba las dimensiones del mecanismo. Dado lo anterior, este criterio consistía en calificar cual mecanismo lograba un mayor aumento de torque respecto a su tamaño.

Ya que en los conceptos se hacía referencia al mecanismo de tornillo sinfín con piezas por aparte y en un reductor, se decidió que se calificaría con un punto más el mecanismo integrado en una unidad porque estos presentaban un mejor sistema de lubricación, por lo tanto, eran más eficientes y lograban aumentar más el torque.

Al igual que en el primer criterio, se calificó con valores de 0 a 4 para ordenar quien poseía una mejor proporción entre el aumento de torque respecto a sus dimensiones. Siendo 4 la mejor proporción y 0 la peor.

- **Capacidad para validar resistencia del mecanismo:** Este criterio se incluyó explícitamente por la posibilidad de que las piezas fueran con fabricación 3D. Para los reductores que venían en unidades cerradas generalmente ya se incluían cuáles eran sus capacidades máximas y para engranes obtenidos por aparte ya existía una teoría con la cual realizar los cálculos de resistencia. Sin embargo, las piezas 3D no son del todo sólidas usualmente, es decir que no siempre son completamente rellenas de material, esto dificultó la posibilidad de determinar su resistencia utilizando la teoría existente.

Dado que este era un criterio obligatorio, fundamental para que se pudiera proceder en el proyecto, lo que se hizo fue eliminar como opción el mecanismo de tornillo sinfín con engranes 3D y no se incluyó el criterio en la matriz de selección.

- **Adaptación para pluma y mástil:** Debido a que la métrica 5 exigía poder emplear pluma y mástil con el rotor, se debía considerar que los conceptos incluyeran la capacidad de fijarse a una estructura de tipo tubular ya que un objeto de esta geometría sería el necesario para envolver el mástil y la pluma.

Para los conceptos en que se usaban piezas sueltas no había problema porque perfectamente un engrane podía ser atravesado por la estructura tubular, sin embargo, se presentaba un inconveniente para los reductores que venían en unidades cerradas ya que estos exhibían un eje de salida para su uso y no una cavidad por la cual ser atravesados.

Para solventar este hecho, se combinaron estos conceptos de unidades cerradas con el concepto relacionado al uso de ruedas dentadas, por lo tanto, se debía tomar en cuenta que los mecanismos de unidades ya integradas debían acoplarse a una catalina que luego conectaría por medio de una cadena a otra catalina, la cual sería atravesada por la estructura tubular para envolver, ya fuera el mástil o la pluma.

Ya establecidos los criterios enunciados anteriormente, se creó la matriz de selección y se procedió a realizar la evaluación. El resultado se muestra en la Tabla 13.

Tabla 13. Matriz de selección de concepto para el mecanismo.

	Ruedas dentadas	Tornillo sinfín	Reductor de tornillo sinfín	Reductor de engranes rectos	Reductor de engranes planetarios
Costo accesible	4	0	2	1	3
Disponibilidad local	1	0	0	0	0
Facilidad de integración	0	0	1	1	1
Simplicidad de mantenimiento	1	0	2	2	2
Proporción entre aumento de torque y tamaño	0	2	3	1	4
Total	6	2	8	5	10

Como se pudo ver en la Tabla 13, los resultados muestran que el mejor concepto es la utilización de un reductor de engranes planetarios en conjunto con una etapa de catalinas para poder acoplarse a los ejes.

3.2.2. Selección de motor y reductor

Después de seleccionar el concepto, se requería elegir el reductor de engranes planetarios específico que se iba a utilizar, el motor y la relación entre el torque de entrada y salida para la etapa de catalinas.

Primero se decidió, que todo el mecanismo, es decir el motor, el reductor y la relación de catalinas final, iba a ser igual para ambos ejes, acimut y elevación, ya que los valores de torque y velocidad angular no eran tan distantes entre sí.

Dentro de las opciones para reductores, se encontraron que muchos de estos se vendían en conjunto con sus respectivos motores, disponibles tanto con motores CD como con motores a pasos. Esto permitió reducir dos decisiones, el motor y el reductor, a solo una.

Para ambas opciones de motores, se encontraron reductores con relaciones suficientemente grandes para satisfacer el torque requerido, pero se debía considerar que la velocidad se mantuviera también por encima del valor aceptable, que el reductor se mantuviera bajo las condiciones permitidas por el fabricante y, además, se debía considerar la relación de las catalinas existente.

Para la relación de catalinas, se estableció que debía ser menor a 1. Dado que se esperaba que la catalina de salida fuera suficientemente grande para poder envolver el eje de salida, un valor cercano a la unidad implicaba el uso de dos catalinas grandes, lo cual quería evitarse para disminuir el espacio utilizado. Y luego, se fijó que la relación de catalinas debía estar por encima de 0.2. Usando las catalinas disponibles con menor cantidad de dientes en la primera catalina, un valor de 0.2 hacía que la segunda catalina, la de salida, tuviera un tamaño muy voluminoso, por ello se consideró que esta debía ser la relación mínima.

Con los anteriores límites establecidos para la relación de catalinas, se revisó, en dichos límites, cuáles eran los valores de torque y velocidad de salida usando los diferentes reductores hallados. Se encontró que para los reductores con motores CD, se cumplían las métricas para el torque y velocidad angular. Sin embargo, en el caso de la velocidad angular los valores resultantes eran mucho más altos en comparación con las métricas, entonces existía el riesgo de no lograr un movimiento suficientemente lento como para que después fuera controlable. Esto podía ocurrir debido a que los motores CD no se pueden mover tan lento como se indica en la tensión que se les aplica.

En el caso de los reductores con motor a pasos, se obtuvieron valores más restringidos de torque respecto a los que se obtuvieron para el caso de los motores CD, pero cumplían con las métricas marginalmente aceptables.

Para determinar la velocidad angular alcanzada con estos motores, se debía establecer cuál iba a ser la frecuencia máxima empleada para estos. Basándose en experiencias con otros motores a pasos de similares características, se seleccionó empíricamente el valor de una revolución por segundo. Una vez dada esa limitante se

observó que las velocidades angulares sí alcanzaron a superar la métrica para valores marginalmente estables.

Al tomar en cuenta que el motor a pasos realiza movimientos más precisos y que puede mantener una posición fija o de poca velocidad más fácilmente se decidió utilizar el reductor que incluía este. Las características del motor a pasos y su reductor se presentan en la Tabla 14. Además del motor con su respectivo reductor, se adquirió de la misma tienda los controladores necesarios para operar los motores, estos podían alimentarse con una tensión de entre 10 V y 28 V.

Tabla 14. Características del motor a pasos y su reductor.

Fuente: [20]

Elemento	Característica	Valor
Motor a pasos bipolar	Ángulo de paso con reductor	0.09°
	Torque de sujeción	0.39 N.m
	Corriente por fase	1.68 A
	Resistencia por fase	1.6 Ω
	Inductancia por fase	3.2 mH
Reductor	Valor de conversión del reductor	1:20
	Torque permisible máximo	15 N.m
	Carga radial máxima	150 N
	Eficiencia	90%



Figura 13. Motor a pasos con reductor planetario.

Fuente: [20]

Ahora que se había seleccionado el reductor, se tenía que seleccionar un valor de conversión adecuado para la etapa de catalinas. Dado que se requería observar muy bien el comportamiento de torque y velocidad angular al mismo tiempo, se realizó un gráfico mostrado en la Figura 14, el cual ilustra el comportamiento del torque y la velocidad angular de salida respecto a la relación que podía llegar a tener la etapa de catalinas.

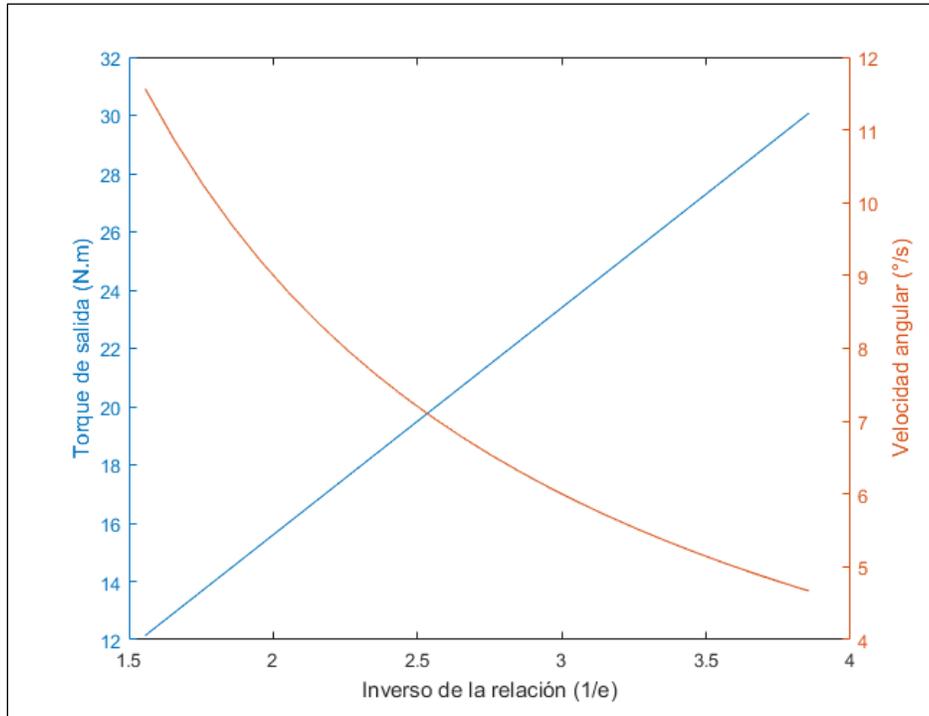


Figura 14. Torque y velocidad angular de salida en función del inverso de la relación de la etapa de catalinas.

La Figura 14 permitió seleccionar más fácilmente una relación de catalinas que se ajustara adecuadamente a la velocidad angular y el torque. El valor e seleccionado fue de 0.3421, cuyo inverso fue 2.9231. Esta relación se obtuvo empleando una catalina impulsora de 13 dientes y una catalina impulsada (la de salida) de 38 dientes. De acuerdo con la Figura 14, el torque y velocidad angular de salida máximos resultantes con esta relación fueron 20.52 N.m y 6.16°/s. Ambos valores eran mayores que las métricas marginalmente aceptables y, en el caso de la velocidad, se acercaba bastante al valor ideal.

3.2.3. Selección del estándar de cadena y catalina

Dado que existe una variedad de estándares para cadenas y catalinas cuyas dimensiones varían, se debía realizar el procedimiento para elegir un estándar adecuado. Para lograr esto se debía calcular la potencia requerida y compararla con los valores tabulados en la Tabla 1 y la Tabla 2, para ello se utilizó la Ecuación (9).

En dicha ecuación se presenta un factor de servicio el cual se valoró en 1.2, debido a que el movimiento pronosticado para las catalinas era suave y uniforme. Y el factor de diseño se evaluó en 2. Además, se definió el factor de corrección de torones igual a la unidad (Tabla 4). Este último se consideró cambiarlo si los resultados de los cálculos posteriores sugerían que era necesario. Por último, el factor de corrección de dientes se debía elegir junto con el cálculo de potencial nominal.

La potencia nominal (Ecuación (8)) requería determinar el valor mínimo entre la potencia límite de las placas de los eslabones (Ecuación (6)) y la potencia límite de los rodillos (Ecuación (7)). Para ambos cálculos se requería la cantidad de dientes de la catalina impulsora y la velocidad en revoluciones por minuto, sin embargo, se debía considerar que la velocidad requerida era de la catalina impulsora y no de la velocidad de salida del prototipo. Para obtener dicha velocidad se usó la relación de catalinas.

Dada la información anterior se empezó a calcular la potencia nominal según cada uno de los estándar ANSI observado en la Tabla 1 y la Tabla 2. El valor del paso y el factor K_r se seleccionaba según el estándar que estuviera poniendo a prueba. El factor de corrección de dientes (Tabla 3) era 0.75 o 0.67 según cuál potencia tuviera un límite más bajo, la potencia de las placas de los eslabones o la potencia de los rodillos.

Primero se probó el estándar ANSI 25 para el cual los valores de potencia resultantes fueron los siguientes:

$$H_1 = 0.004(13)^{1.08}(3)^{0.9}(0.25)^{3-0.07 \cdot 0.25} = 0.002747 \text{ hp}$$
$$H_2 = \frac{1000 \cdot 25(13)^{1.5}(0.25)^{0.8}}{3^{1.5}} = 74391.8 \text{ hp}$$

Por lo tanto, $H_{nom}=H_1$. Luego, se obtuvo el valor para comparar la potencia obtenida con los valores de la Tabla 1 y la Tabla 2 por medio de la Ecuación (9). Como ya se sabía que valor de potencia era menor se podía definir el factor K_1 igual a 0.75.

$$H_{tab} = \frac{0.002747 \cdot 1.2 \cdot 2}{0.75 \cdot 1} = 0.00879 \text{ hp}$$

El valor anterior se comparó con el de la Tabla 1 en el estándar de ANSI 25 a la velocidad de 50 rpm, ya que esta era la menor velocidad disponible. Se observó que la potencia obtenida era menor y, por lo tanto, este estándar era adecuado.

Sin embargo, debido a procedimientos posteriores en el proyecto se encontró que la catalina de mayor con este estándar no tenía un tamaño suficiente para usarse en el eje de salida, por lo tanto, se aumentó el estándar hasta obtener un tamaño de catalina funcional. De esta forma se optó por usar el estándar ANSI 40. El estándar equivalente que se usó fue el 08B con un paso de 0.5 in, ya que era el disponible localmente.

3.2.4. Eje intermedio

Para la colocación de la catalina impulsora se debía tomar en cuenta si el eje de salida del reductor podía soportar la carga dada por la catalina, esto no solo incluía el peso de la catalina, sino también la fuerza ejercida por la catalina.

Usando el torque de salida y el diámetro de paso de la catalina mayor se calculó el caso crítico de fuerza de la cadena.

$$F = \frac{T}{r} = \frac{2T \sin\left(\frac{180^\circ}{N}\right)}{p} = \frac{2 \cdot 20.52 \sin\left(\frac{180^\circ}{38}\right)}{0.0127} = 266.85 \text{ N}$$

La fuerza calculada claramente superaba la carga radial permitida por el reductor, debido a esto se requirió añadir un eje intermedio el cual tenía que sostener la catalina menor y debía estar acoplado al eje de salida del reductor.

La geometría general del eje intermedio que se planeó diseñar tenía la forma presentada en la Figura 15. La longitud de la sección del eje donde se ubicaba la catalina se estimó de modo que esta tuviera el doble del grosor de la propia catalina. Las longitudes de las demás secciones se configuraron usando como referencia esta primera.

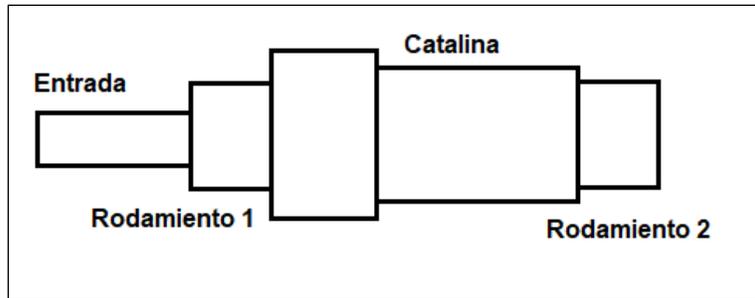


Figura 15. Geometría general del eje intermedio.

Las longitudes configuradas cambiaron durante el proceso de diseño del eje, pero sus valores finales fueron los de la Tabla 15.

Tabla 15. Longitud de las secciones del eje intermedio.

Sección	Dimensión (mm)
Entrada	15
Rodamiento 1	11
Hombro mayor	22
Catalina	44
Rodamiento 2	10

Después de definida la longitud, se debía realizar el cálculo del momento flector y torsión a lo largo del eje. Para ello se debía establecer que fuerzas y torques que actuaban en el eje intermedio. La ubicación de estas cargas se estableció tomando como punto de inicio ($x=0$) la sección de entrada del eje.

En el caso de las fuerzas perpendiculares al eje, se consideró la fuerza ejercida por la cadena, ubicada donde iba la catalina en $x_C=81.1$ mm, y las dos reacciones, una por cada rodamiento. Aquí la reacción del primer rodamiento se ubicó en $x_A=22$ mm y el segundo en $x_B=96$ mm. Respecto a los torques simplemente se estableció el torque de entrada, proveniente del motor, se daba en $x_{EN}=7.5$ mm y el torque de salida, ubicado en $x_C=81.1$ mm.

Los valores de cargas ya se tenían debido a que el valor de fuerza de la cadena (F_c) se había calculado y el torque de entrada (T_{EN}) se podía obtener usando el torque de salida y la relación de catalinas.

Una vez que se tenían todos los valores de carga, se elaboró la expresión para el momento flector a lo largo del eje mediante funciones de singularidad (Tabla 5). Esta se muestra en la Ecuación (27).

$$M = -R_A(x - x_A)^1 + F_C(x - x_C)^1 - R_B(x - x_B)^1 \quad (27)$$

Dado que se requería obtener el valor de las fuerzas de reacción, se evaluó la Ecuación (27) en cualquier punto del eje y se consideró que, debido a la sumatoria de fuerza en el eje paralelo a las fuerzas, la suma de las reacciones debía ser igual a la fuerza producida por la cadena. Esto resultó en 53.23 N para la reacción R_A y 211.34 N para la reacción R_B . El diagrama de momento flector que se obtuvo se muestra en la

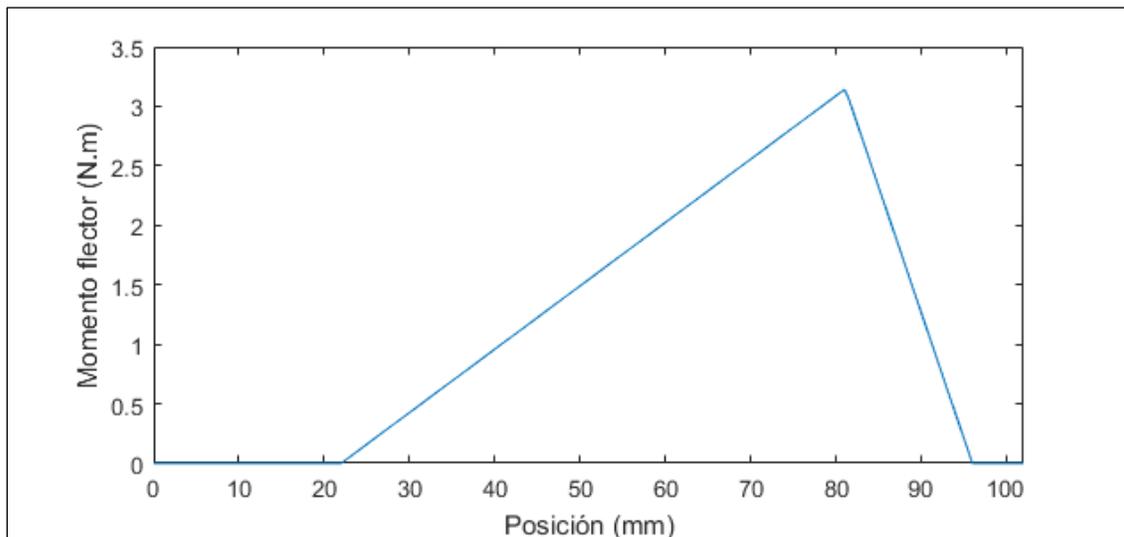


Figura 16. Diagrama de momento flector del eje intermedio.

El diagrama de torsión se presenta en la Figura 17. Este es más simple porque se reduce al torque de entrada y la reacción equivalente en la salida, donde se encuentra la catalina.

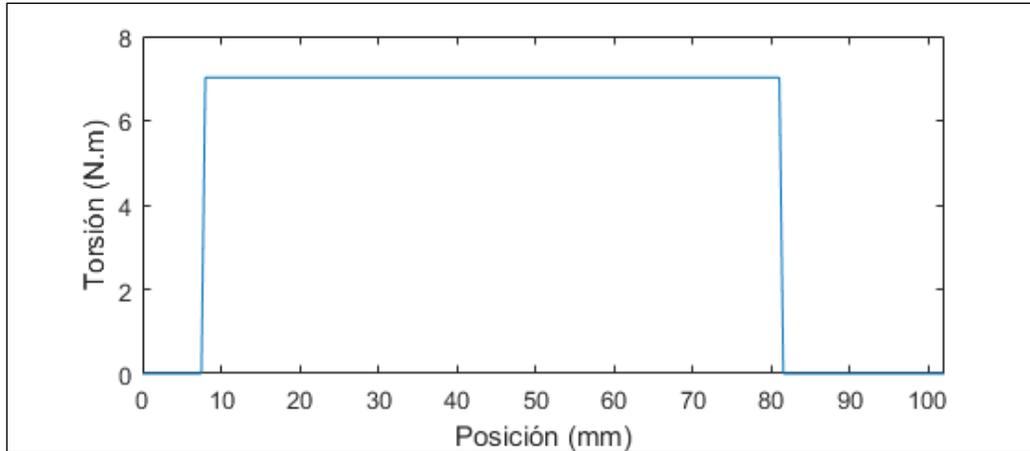


Figura 17. Diagrama de torsión a lo largo del eje intermedio.

Ya que se conocían los valores de tensión y momento flector a lo largo del eje se podía diseñar para obtener el diámetro de cada una de las secciones del eje. Para lograr esto se ajustaron los diámetros en cada sección de modo que en los puntos de discontinuidad (los hombros) y en el punto de momento flector máximo se obtuviera un factor de seguridad para fatiga igual o mayor a 2.

Inicialmente para obtener una primera iteración se tuvieron que hacer estimaciones donde los radios en los hombros variaban entre 1 mm y 3 mm y los diámetros de cada sección del eje entre 8 mm y 20 mm. Además, se probaron varios materiales como el AISI 1020 y el AISI 1018.

Con la anterior información se iniciaron los cálculos de los esfuerzos normales y cortantes utilizando las ecuaciones (22) y (23). Para emplear estas ecuaciones se debía conocer el factor de concentración para fatiga, para ello se utilizó la Ecuación (18) en conjunto con los gráficos del apéndice 7.5.

En todos los casos se consideró un esfuerzo completamente reversible y con un valor medio igual cero. En la realidad, los valores pico de esfuerzo varían dependiendo del movimiento de los rotores que a su vez está subordinado a la forma del tránsito del satélite, y debido a que estos tránsitos varían constantemente sin un patrón del todo definido, entonces los cálculos se limitaron a considerar una carga con ciclos iguales donde el valor pico fuera el valor máximo de esfuerzo al que podría estar sujeto.

Una vez obtenidos los esfuerzos mediante las ecuaciones (22) y (23), se procedió a calcular el esfuerzo alternante y medio de von Mises (Ecuación (20)), de este modo se consideró la carga de flexión y torsión en un solo esfuerzo general.

Finalmente, los esfuerzos de von Mises se introdujeron en la Ecuación (21) para conocer cuál era el factor de seguridad de acuerdo con los diámetros elegidos. Este proceso se realizó varias veces hasta que se obtuvo como factor de seguridad mínimo el valor de 2.61, en el hombro entre la sección de entrada y la sección del primer rodamiento, esto indicaba que esta era la zona más sensible. Para esta parte se requirieron definir los factores de Marin (Ecuación (12)) y en este caso solo se consideraron los factores k_a , k_b y k_e , ya que los demás no aplicaban al caso.

Luego de obtener los anteriores resultados se pasó a realizar una simulación en SolidWorks. En la simulación se consideraron detalles que no se tomaron en cuenta durante el cálculo manual, como el peso de la catalina y el peso propio del eje ya que estos se podían despreciar.

Sin embargo, hubo otro cambio más importante el cual consistía en añadir recortes planos en la sección de entrada y la sección de la catalina. Estos se añadieron para que los tornillos prisioneros que se iban a requerir tuvieran un mejor apoyo. No se tenía suficiente información para considerar estas discontinuidades en los cálculos manuales.

En la Figura 18 se muestra el eje intermedio del sistema de elevación con las cargas agregadas y las modificaciones. Las cargas eran ligeramente diferentes al eje intermedio de acimut, esto se debía a que el eje intermedio de acimut estaba dispuesto verticalmente y el de elevación horizontalmente, por lo tanto, la gravedad y el peso de la catalina actuaban de formas distintas

Al realizar las simulaciones en SolidWorks, se observó que se requerían varios puntos de datos para la simulación de fatiga, para esto se emplearon los datos de [21], los cuales pertenecían al AISI 1018. En la simulación se mostró que el factor de seguridad resultaba más pequeño que lo calculado manualmente, aunque la simulación sí coincidía respecto a cuál era la zona más crítica.

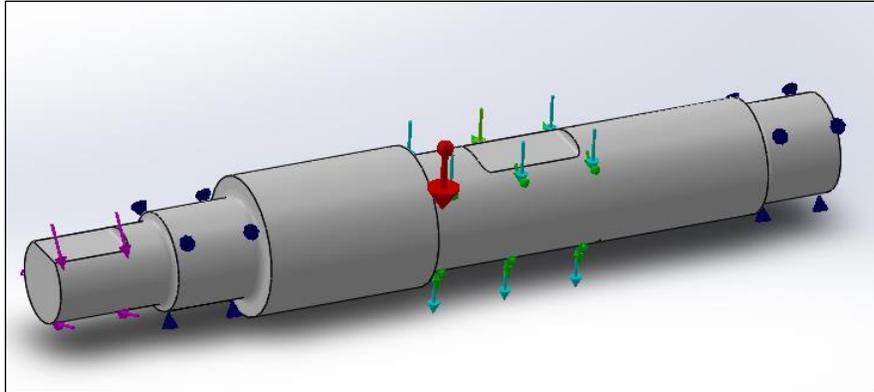


Figura 18. Eje intermedio con modificaciones y otras cargas agregadas en el programa Solidworks.

Dado lo anterior, se modificaron los diámetros y se repitieron las simulaciones hasta lograr un resultado aceptable, sin embargo, se tuvo que aceptar un factor de seguridad ligeramente mayor a 1.5, lo cual se observa en la Figura 19.

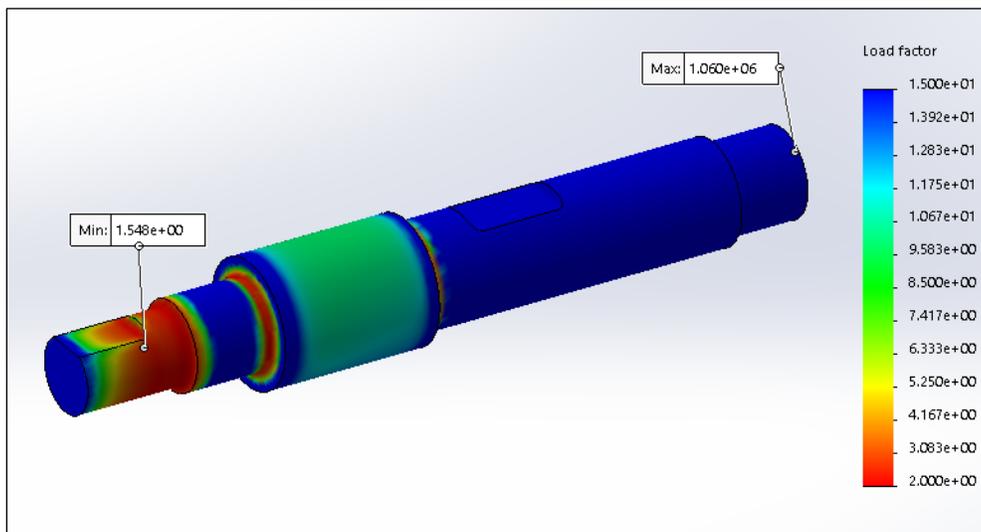


Figura 19. Simulación de fatiga para eje intermedio de elevación con factor de seguridad mínimo de 1.548.

Para el eje intermedio de acimut también se requirieron modificaciones, pero el factor de seguridad mínimo fue el mismo que se obtuvo para el eje intermedio de elevación.

Debido a la falta de material del proveedor, este sugirió un cambio al AISI H13. Este cambio fue aceptado debido a que también es un acero herramienta y tenía en su mayoría características similares o mejores en comparación al AISI 1018.

Una de las modificaciones que se llevó a cabo para lograr una simulación exitosa fue el diámetro de los hombros para los rodamientos. En estos hombros se eligió un diámetro de 12 mm porque era una medida correspondiente con rodamientos comerciales.

Antes de la selección de los rodamientos se consideró el uso de muñoneras. Esta idea se abandonó porque la existencia de estas localmente se limitaba a muñoneras de nivel industrial y, por lo tanto, muy pesadas para el prototipo. Existían otro tipo de muñoneras más ligeras, pero más caras y difíciles de adquirir. Debido a esto se optó por usar rodamientos y se propuso realizar una impresión 3D que se encargara de contener los rodamientos.

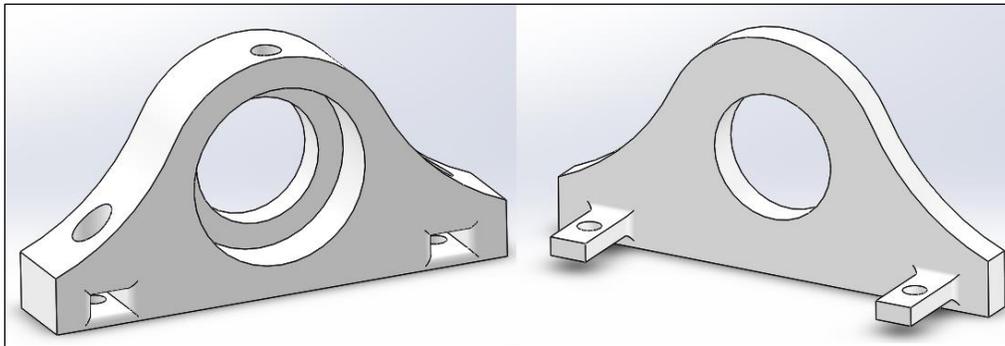


Figura 20. Muñonera y tapa impresa en 3D para rodamiento 6001.

Al eje intermedio también se le requería poder acoplar el motor, es decir que se requería un acople. Primero se investigó si podía conseguirse uno con las medidas ya requeridas y debido a que no fue así se optó por hacer uno. Sin embargo, este iba a estar sujeto a una torsión considerable y, además, requería un cuñero para el eje del reductor, lo cual generaba una discontinuidad importante.

Este acople se hizo rígido y no flexible porque se buscaba obtener un movimiento solidario entre el motor y el eje intermedio. En este caso el proveedor señaló que se podía fabricar con material sobrante de acero inoxidable AISI 303. Nuevamente se requirieron datos, sin embargo, no se encontraron los datos para dicho material, pero se usaron en su lugar los datos de un material similar, el AISI 304 ([22]). El resultado del factor de seguridad mínimo fue 2.24, ubicado cerca del cuñero como era esperado.

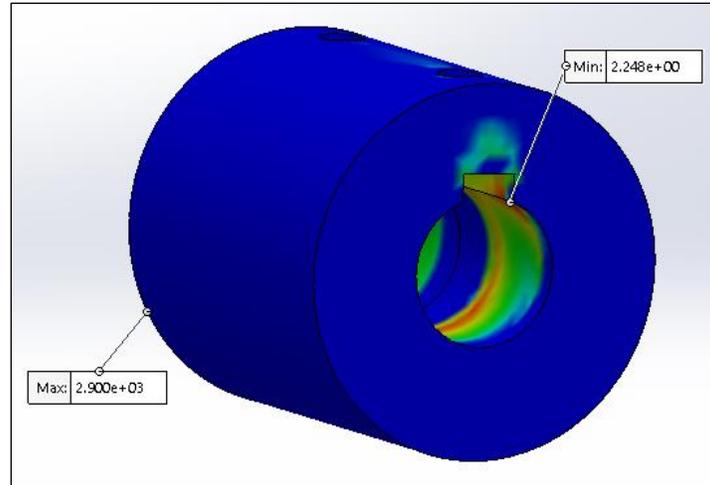


Figura 21. Simulación de fatiga para acople AISI 304.

3.2.5. Estructura y ejes principales

Para realizar el diseño de los ejes principales se debía tomar en cuenta primero la geometría de la estructura encargada de soportar el mecanismo, ya que esta determinaba la posición de los rodamientos que en los que se apoyaban los ejes principales.

Para la estructura, se consideró desde un inicio el uso de perfiles de aluminio ranurados. Esto surgió debido a que el rotor fabricado por SatNOGS utilizaba estos perfiles y al observar su funcionalidad se consideraron una buena opción para el prototipo ya que son elementos que forman la estructura mediante sujeciones no permanentes, lo cual la hace más flexible al momento de realizar el ensamble.

La forma general que se quería hacer para la estructura también fue similar a lo realizado por SatNOGS. En el caso del diseño, se optó por una estructura con forma prismática de base cuadrada con elementos internos agregados según fuera necesario para la colocación de componentes. Además, esta estaría separada en dos secciones, una superior para el mecanismo de elevación y una inferior dispuesta para el mecanismo de acimut. Las dimensiones de la estructura se estimaron considerando el tamaño de la catalina mayor y el hecho de que el reductor, el eje intermedio y la catalina menor debían estar dispuestos a su lado.

Dados los detalles anteriores, se logró obtener una estructura que conformaba el esqueleto del prototipo. A dicha estructura se agregaron placas de MDF con ranuras y orificios tanto para fijar las placas a la estructura como para colocar componentes en la misma. El resultado se muestra en la Figura 22.

Lo primero respecto a los ejes principales es que se decidió que estos debían ser tubos, así el mástil y la pluma tenían donde apoyarse. Además, estos debían tener un diámetro interno de al menos 2 in ya que esa es la medida requerida para el mástil y pluma del laboratorio.

Uno de los primeros candidatos a eje principal fueron los tubos de PVC, los cuales se descartaron por la gran variedad de tipos existente, lo cual impedía poder determinar con exactitud sus características mecánicas. Además, se consideró que este podía resultar débil contra la fatiga.

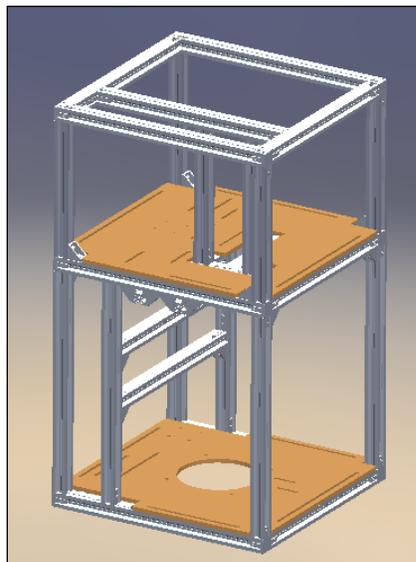


Figura 22. Estructura para el soporte de los mecanismos y otros componentes.

Luego, se consideraron tubos metálicos, sin embargo, existía un inconveniente. Las medidas estándar de los rodamientos solo estaban disponibles para valores métricos, mientras que los tubos estaban disponibles en pulgadas. Significaba que se debía maquinar el tubo para lograr usarlo junto con los rodamientos. Esto además implicaba

que se debía escoger cuidadosamente el tubo debido a que algunos son fabricados por medio de un cordón de soldadura, lo cual dificultaba el maquirarlos.

Dado lo anterior, primero se definió la medida que se requería para el tubo, esta se seleccionó como 2 in de diámetro estándar cédula 40, esto derivaba en un diámetro interno de 2.067 in, lo cual permitía contener elementos de 2 in de diámetro. Y este estándar también conducía a un diámetro externo de 2.375 in el cual era equivalente a 60.33 mm, muy cercano al estándar del rodamiento 6012 que contaba con 60 mm de diámetro interno.

Al buscar esta media de tubo metálico una opción fue el aluminio, la cual, a pesar de no tener límite de resistencia a la fatiga, se consideraba que podía sobrevivir una cantidad aceptable de ciclos, sin embargo, no era un producto muy disponible. Luego, se encontraron las tuberías de la norma ASTM A106 las cuales eran de las pocas que no poseían cordón de soldadura. Para confirmar en definitiva la selección de esta tubería como eje principal, se realizó una simulación.

En el caso de los ejes principales no se hicieron cálculos porque ya las dimensiones y el material habían sido seleccionadas por otras restricciones, por ello se pasó directamente a la comprobación.

Para los datos de la simulación no se encontró información de la fatiga para la tubería seleccionada y dado el hecho de que no se habían encontrado otras opciones para tubería sin cordón de soldadura se consideró utilizar la Ecuación (11). Tomando en cuenta que [10] establece que el origen de esta ecuación proviene de que el límite de resistencia a la fatiga varía entre el 40% y el 60% de la resistencia a la tensión entonces se decidió hacer una variación y configurar en la simulación como límite de resistencia a la fatiga el 40% de la resistencia a la tensión, el cual es un dato con el que sí se contaba, de esta forma se estaba siendo conservador respecto a la resistencia de la tubería.

Una vez configurados los datos se realizó la simulación del eje principal de acimut. En este se consideró la fuerza de la cadena, el peso propio del tubo, el peso de la catalina, el torque provocado por esta y por último se consideró el peso del prototipo, la pluma y antena. Para tomar en cuenta esta última carga se empleó la carga

marginalmente aceptable de las métricas 7 y 8 que correspondía a la carga vertical y la masa del prototipo.

La simulación mostró como factor mínimo de seguridad el valor de 1.29. A pesar de que este factor de seguridad estaba por debajo de valor que se esperaba, fue aceptado, no solo por la restringida cantidad de opciones que se tenían para el eje principal, sino porque también se habían hecho consideraciones de carga bastante críticas. Una de estas era que el peso recaería totalmente sobre este eje, pero en la realidad el mástil también compartiría la carga.

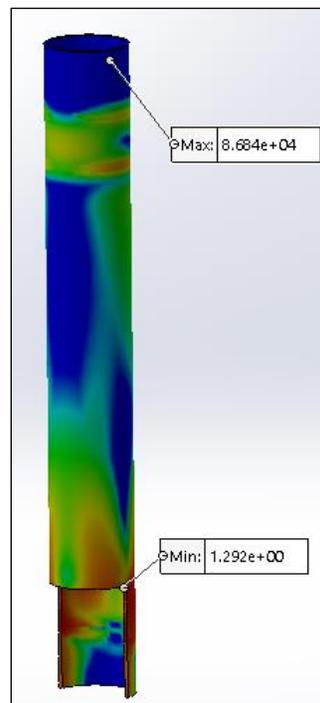


Figura 23. Simulación de fatiga para eje principal de acimut con factor de seguridad mínimo de 1.292.

Como se puede observar en la Figura 23, el eje tenía un corte donde se concentraban mayoritariamente los esfuerzos. Este corte se realizó con el fin de poder emplear un perno en U en esa zona para que así el eje se sujetara al mástil. Este mismo corte lo tenía el eje principal de elevación, pero en ambos extremos del eje. El eje de elevación obtuvo un valor factor de seguridad mínimo un poco por encima del que obtuvo el eje de acimut.

En la zona del corte para el uso de los pernos en U, se ve gran concentración del esfuerzo. Esto no solo se debe a la obvia discontinuidad que representa el corte, sino que la sujeción del perno corresponde al punto fijación que evita que el tubo gire cuando se aplica torque por medio de la catalina.

Al igual que para los rodamientos 6001, se hicieron muñoneras para los rodamientos 6012 usando la misma forma general. Sin embargo, estas muñoneras solo sirvieron para el eje principal de elevación debido a que el eje de acimut al estar en posición vertical requería otro tipo de muñoneras.

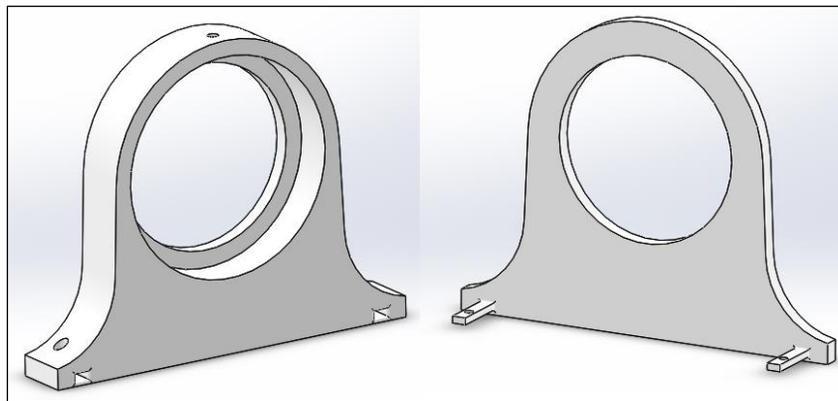


Figura 24. Muñonera y tapa impresa en 3D para rodamiento 6012.

Como el eje principal de acimut sale por debajo de la estructura se usó otro rodamiento 6012 para mantenerlo en posición. Para este rodamiento que debía ir acostado en la parte inferior de la estructura se hizo una muñonera de parche, la cual se observa en la Figura 25. La estructura añadida que se muestra en la tapa de la muñonera se originó por un procedimiento posterior donde se requería un punto para la colocación de un componente electrónico.

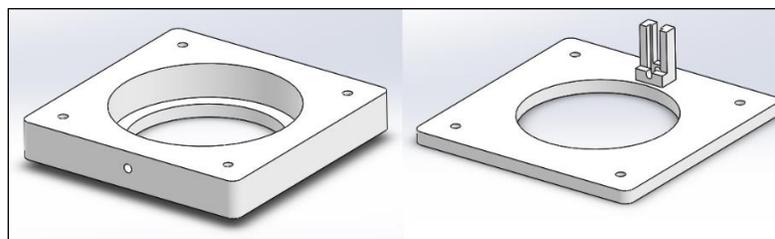


Figura 25. Muñonera de parche y tapa impresa en 3D para rodamiento 6012 en el eje de acimut.

Para la parte superior del eje de acimut no solo se requirió una muñonera distinta, sino además un rodamiento distinto. Dado que el eje de acimut se encargaba de soportar axialmente la estructura, se eligió un rodamiento de carga axial para este punto del eje, el 51308. Para este rodamiento más bien se hizo un soporte el cual evitaba que cayera dicho rodamiento mientras estuviera ausente el eje de acimut durante el ensamble.

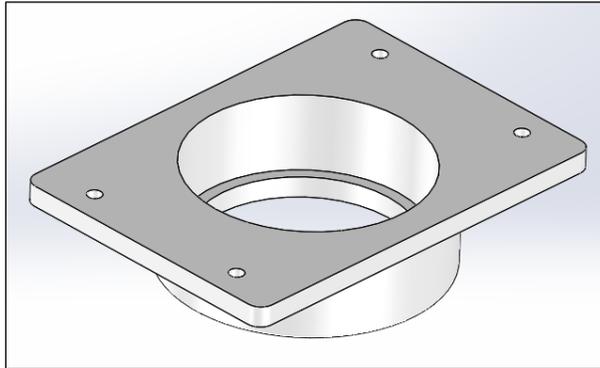


Figura 26. Soporte para rodamiento axial.

Dado que las dimensiones del rodamiento axial se seleccionaron de modo que el eje de acimut lo presionara, no existía ninguna restricción que impidiera al eje principal hacer movimientos radiales. Para limitar este movimiento se hizo una impresión 3D que se planeó usar como tapa en el eje de acimut y que tenía una extrusión cilíndrica la cual podía introducirse en el agujero del rodamiento axial, esto limitaría el movimiento radial del eje junto con el rodamiento ubicado en la parte inferior en la muñonera de parche.

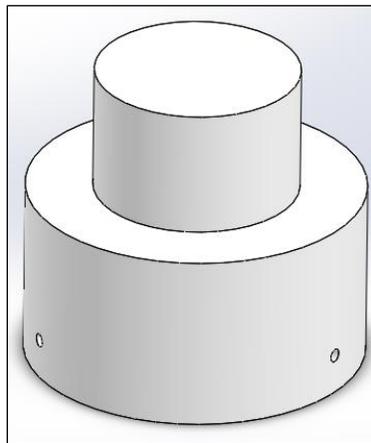


Figura 27. Tapa de acople a rodamiento axial para el eje de acimut.

3.2.6. Componentes electrónicos

Dado que se requeriría eventualmente una realimentación para el control del mecanismo, se debía leer la posición de los ejes de salida de alguna forma. Los codificadores rotatorios o *encoders* de posición absoluta eran ventajosos ya que no importaba la posición en que el sistema iniciara, siempre se iba a poder reconocerla, sin embargo, estos suelen tener una pequeña región donde no leen ningún valor, lo cual podía ser problemático en el eje de acimut ya que en este se requiere la posibilidad de funcionar más allá de los 360°.

Otro problema con los codificadores de posición absoluta es que los disponibles a nivel local poseían una resolución muy baja. Debido a esto se seleccionó un codificador de cuadratura el cual tenía una resolución de 0.6°, considerablemente precisa para los propósitos que se tenían.

Una vez elegido el codificador, se debía incluir el medio por el cual el movimiento del eje principal se transmitiera al del eje del codificador. Para ello se hicieron impresiones 3D de cuatro engranes, dos para los ejes principales y dos para los ejes de los codificadores. Estos engranes se hicieron de modo que la relación fuera iguala a la unidad, así un desplazamiento angular en el eje principal correspondía a uno igual para el eje del codificador.

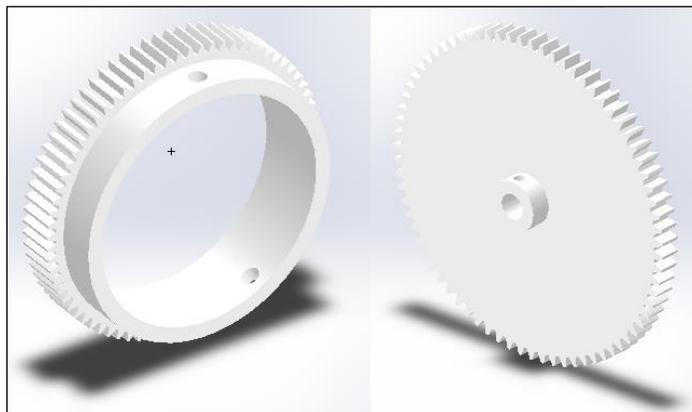


Figura 28. Impresiones 3D de engranes para transmitir movimiento del eje principal al codificador.

El uso de los engranes de la Figura 28 implicaba que el eje de los codificadores debía posicionarse de forma paralela al eje principal, por lo tanto, se tuvieron que hacer dos soportes para los codificadores. Uno sostenía el codificador verticalmente y otro horizontalmente.

Debido a que los codificadores de cuadratura determinan su posición solo relativa a la posición en la cual iniciaron, se debía añadir un punto de referencia. Para ello se utilizaron sensores infrarrojos y un disco con una pequeña hendidija en un solo punto, de esta forma, cuando el sensor infrarrojo detectaba la ausencia de obstáculo se reconocía que el eje estaba en una posición específica.

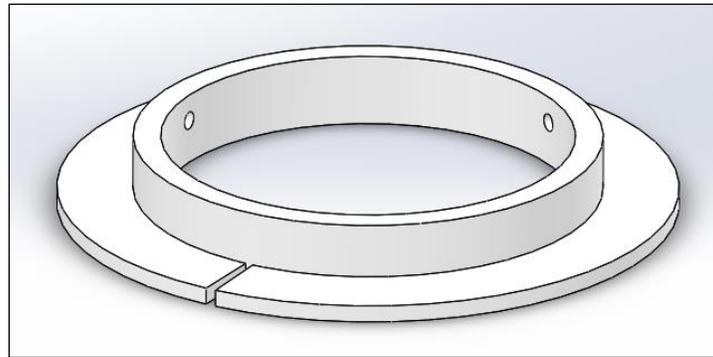


Figura 29. Impresión 3D de disco de referencia para sensores infrarrojos.

Otro componente importante para la operación del prototipo fue la fuente de alimentación. Para seleccionarla se tomó en cuenta que la tensión de alimentación de los controladores (10 V -28 V), de los codificadores (5 V – 24 V) y la corriente exigida por los motores por cada fase que sumaba casi 7 A. La fuente seleccionada se podía conectar a la red pública y su salida correspondía a 12 V con una corriente máxima de 10 A.

Además de todos los componentes impresos en 3D ya mencionados, también se fabricaron dos soportes sencillos para los reductores planetarios y tres aros con el objetivo de usarlos como collarines en los ejes principales.

3.3. Control

3.3.1. Ecuaciones físicas de un motor a pasos

El análisis realizado se concentró en los motores a pasos. Lo primero que se hizo fue observar las características de las expresiones representativas de un motor a pasos, dadas por [23] en las expresiones de la Ecuación (28).

En esta ecuación, k se refería a una constante del motor y T_C se refería al torque de carga que, en el contexto del prototipo, debía tomarse en cuenta que la carga aplicada en los ejes de salida debía multiplicarse el valor del tren de engranes en general, es decir, por la relación de catalinas y del reductor. Además, debía considerarse que, si se estaba tomando en cuenta el motor solo o con el tren de engranes, la constante de fricción viscosa B y la inercia J se evaluaban de forma distinta.

$$\begin{aligned} \frac{d\theta}{dt} &= \omega \\ \frac{d\omega}{dt} &= \frac{k}{J}(-i_a \sin(P\theta) + i_b \cos(P\theta)) - \frac{B}{J}\omega - T_C \\ \frac{di_a}{dt} &= -\frac{R}{L}i_a + \frac{k}{L}\omega \sin(P\theta) + \frac{u_a}{L} \\ \frac{di_b}{dt} &= -\frac{R}{L}i_b + \frac{k}{L}\omega \cos(P\theta) - \frac{u_b}{L} \end{aligned} \tag{28}$$

Después de obtenidas las ecuaciones físicas el siguiente paso planeado era la obtención de la representación del sistema como función de transferencia, sin embargo, se presentaban varios inconvenientes. Primero, el sistema presentado no era lineal, esto se notó por las expresiones trigonométricas. Y se consideró la linealización, pero el sistema no estaba limitado a un rango de valores que permitiera este procedimiento.

En segundo lugar, las expresiones de la Ecuación (28) no consideraban el uso de un controlador para el motor a pasos. Junto con el motor se adquirió un controlador para manipular las entradas mediante señales digitales, este dispositivo no solo simplificaba operar el motor, sino que se encargaba de reducir la corriente al valor máximo aceptado por los motores.

Por último, se debía considerar el hecho de que el sistema contaba con dos entradas, ya fuera que se usara o no el controlador, lo cual se salía del alcance contemplado que se limitaba a los sistemas SISO.

Para resolver el problema de la linealización se consideró el llevar cabo una simulación utilizando diagramas de bloques y someter el sistema a diferentes entradas para observar su comportamiento. Al analizar su respuesta podía esbozarse un control para ponerlo a prueba en la misma simulación.

Sin embargo, debía considerarse aún el hecho de que existían dos entradas, se requería configurar una sola entrada para poder analizar más fácilmente las respuestas dadas por el sistema. Para esto se propuso tomar una nueva señal como entrada y obtener de esta la información requerida para generar las dos entradas del controlador.

3.3.2. Adaptación del sistema

Las dos entradas del controlador que se encargaban de la operación del motor eran la entrada de pasos y la de dirección. La entrada de pasos consistía en un tren de pulsos que indicaba al motor dar un paso cuando se diera un flanco positivo, es decir que entre mayor fuera la frecuencia de los pulsos más velocidad angular tenía el motor. Y la dirección consistía en una señal de alto o bajo que indicaba en qué dirección debía girar el motor.

El modo en que se planteó la conversión de una señal en dos para el controlador fue el siguiente: se tomó el tren de pulsos de la entrada de pasos del controlador y su frecuencia se configuró para que fuera proporcional a la magnitud de la señal de entrada. Y para definir como alto o bajo la entrada de dirección del controlador, simplemente se tomó la polaridad de la señal de entrada. Se proyectó que este proceso sería realizado con un microcontrolador.

Ya establecido el cómo sería el funcionamiento general para lograr una identificación empírica del sistema. Se quería realizar una simulación para observar el comportamiento de todos estos elementos en conjunto. Sin embargo, se debía poder realizar una representación del controlador del motor y del proceso de unificación de señal realizado por el microcontrolador.

Para la representación del controlador se crearon las expresiones de la Ecuación (29). Estas eran simplemente una representación lógica que relacionaba las entradas del controlador con sus salidas, es decir la energización de las bobinas. La señal de entrada para indicar pasos se representó con $v(k)$ y la entrada de dirección se representó con $d(k)$, mientras que las señales de salida correspondían a $u_a(k)$ y $u_b(k)$.

$$\begin{aligned} u_a(k) &= [2d(k) - 1][v(k) - v(k - 1)]v(k)u_b(k - 1) + \{1 - [v(k) - v(k - 1)]v(k)\}u_a(k - 1) \\ u_b(k) &= -[2d(k) - 1][v(k) - v(k - 1)]v(k)u_a(k - 1) + \{1 - [v(k) - v(k - 1)]v(k)\}u_b(k - 1) \end{aligned} \quad (29)$$

Para emplear las expresiones de la Ecuación (29) se debían hacer dos consideraciones. La primera era que ambas señales de entrada se trataban como binarias, es decir, sus valores correspondían a 1 o 0. Y la segunda consideración era que se debían configurar condiciones iniciales para las salidas, $u_a(-1)$ y $u_b(-1)$, de modo que estas fueran iguales a la tensión de alimentación de los motores que produjera la corriente máxima permitida por el motor.

La secuencia producida en las bobinas de acuerdo con las expresiones de la Ecuación (29) se muestran en la Tabla 16, donde el valor de V hacía referencia a la tensión que produce la corriente máxima en el motor. Además, se debía considerar que la secuencia puede ir adelante o hacia atrás dependiendo de lo indicado en la entrada de dirección.

Tabla 16. Secuencia de pasos de acuerdo con la Ecuación (29).

Número de paso en la secuencia	$u_a(k)$	$u_b(k)$
1	V	V
2	$-V$	V
3	$-V$	$-V$
4	V	$-V$

Al implementar estas expresiones en simulink se obtuvo el diagrama mostrado en la Figura 30.

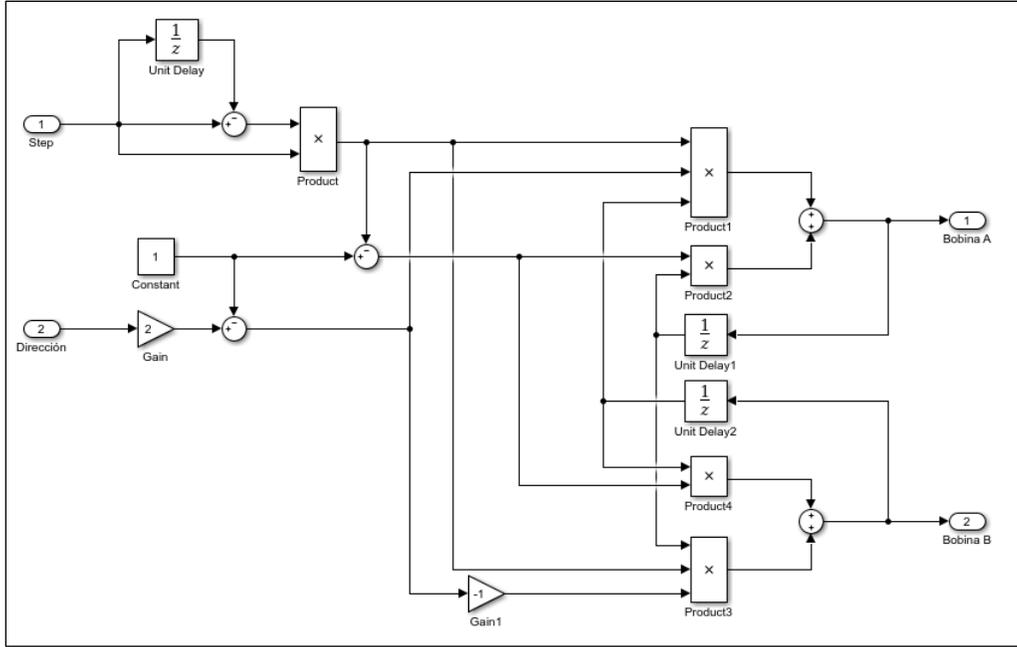


Figura 30. Diagrama del controlador del motor a pasos.

En el caso del proceso de conversión una señal a dos, resultó ser más complejo ya que no se limitaba únicamente a señales binarias y debía realizarse consideración del tiempo. Además, se utilizó una función particular para crear el bloque, la función signo (Ecuación (30)).

$$sgn(x) = \begin{cases} 0 & \text{si } x = 0 \\ \frac{x}{|x|} & \text{si } x \neq 0 \end{cases} = \begin{cases} 0 & \text{si } x = 0 \\ 1 & \text{si } x > 0 \\ -1 & \text{si } x < 0 \end{cases} \quad (30)$$

Para crear más fácilmente el bloque que realiza el proceso de conversión de una señal a dos, se separó en diferentes secciones y ecuaciones los cálculos que debían realizarse.

- **Función de dirección $d(k)$:** Esta función por sí sola se encargaba de generar la señal de dirección para la entrada del controlador del motor, por lo tanto, tomaba la polaridad de la señal de entrada y obtenía un valor binario para indicar la dirección de giro.

$$d(k) = \frac{sgn(u(k)) + |sgn(u(k))|}{2} \quad (31)$$

- **Función de mitad de período $T_2(k)$:** Esta función se encargaba de tomar la magnitud de la señal de entrada y calculaba cuál debía ser la mitad del período del tren de pulsos para la entrada del controlador. Se calculaba la mitad porque se debía considerar el tiempo en bajo y en alto de la señal del tren. El valor de k_c en la Ecuación (32) corresponde a un factor que se empleó para regular la relación entre la conversión de la magnitud de la entrada a la frecuencia del tren de pulsos.

$$T_2(k) = \frac{\text{sgn}(k_c|u(k)|)}{2[1 + k_c|u(k)| - \text{sgn}(k_c|u(k)|)]} \quad (32)$$

- **Función para detección de mitad de período recorrido $f_1(k)$:** Esta función debía determinar cuándo un estado en alto o bajo del tren de pulsos ya había permanecido el tiempo correspondiente a la mitad del período. Para ello se empleaba la función $t_{ref}(k)$ la corresponde al tiempo en que se realizó el último cambio de estado. La función $f_1(k)$ mostraba un resultado binario, 1 si el tiempo recorrido ya era mayor que la mitad del período que debía tener el tren de pulsos y 0 si era menor.

$$f_1(k) = \frac{\text{sgn}(k - t_{ref}(k) - T_2(k)) - |\text{sgn}(k - t_{ref}(k) - T_2(k))| + 2}{2} \quad (33)$$

- **Función del tiempo de referencia $t_{ref}(k)$:** Esta función guardaba el valor de tiempo donde se había dado el último cambio de estado del tren de pulsos.

$$t_{ref}(k) = kf_1(k-1) + (1 - f_1(k-1))f_2(k) \quad (34)$$

- **Función de salida $v(k)$:** Esta función es la que finalmente generaba el tren de pulsos para el controlador. Para ello, esta función cambiaba su estado de salida cada vez que recibía un flanco positivo por parte de la función $f_1(k)$.

$$v(k) = |v(k-1) - f_1(k)(f_1(k) - f_1(k-1))| \quad (35)$$

El diagrama de bloques de simulink que se obtuvo de acuerdo con las ecuaciones que se formularon se muestra en el anexo 8.2.

Por último, debían implementarse las ecuaciones físicas que representaban el motor a pasos (Ecuación (28)), lo cual se presenta en la Figura 31. En este caso no se estaba considerando el torque de carga, ni la relación del reductor y las catalinas del prototipo. Las constantes del motor se pudieron obtener el proveedor y las constantes de fricción viscosa e inercia se obtuvieron basándose en los valores dados por [23] para un motor similar y haciendo algunas estimaciones. Finalmente, se juntaron todos los subsistemas que se expusieron, lo cual se muestra en la Figura 32.

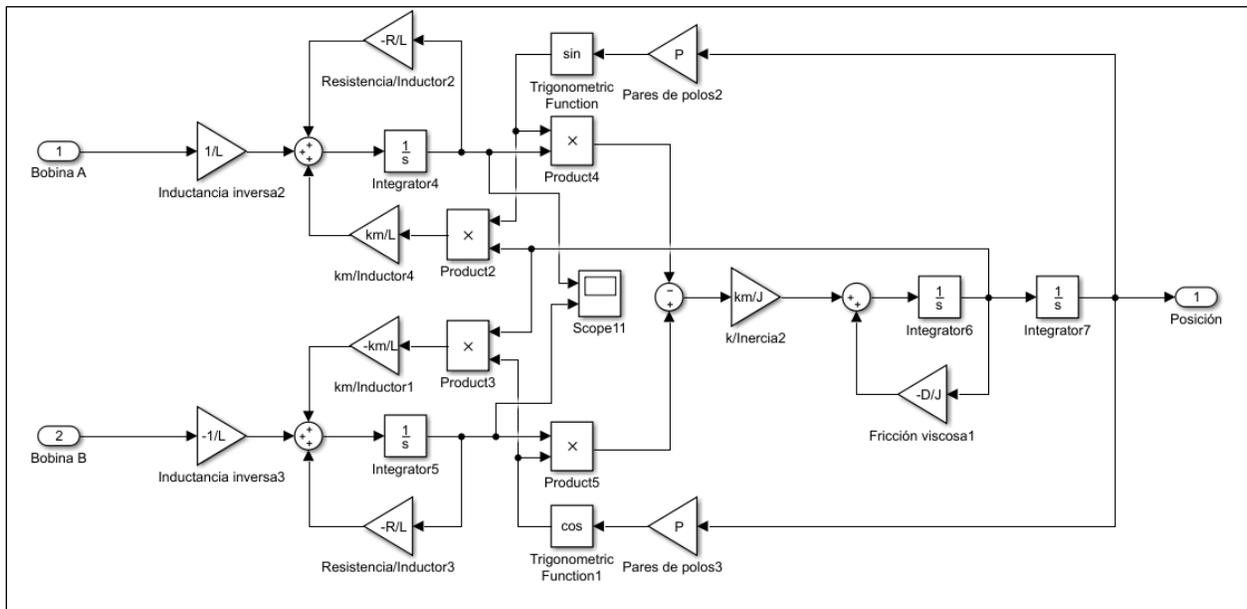


Figura 31. Diagrama de bloques del motor a pasos.

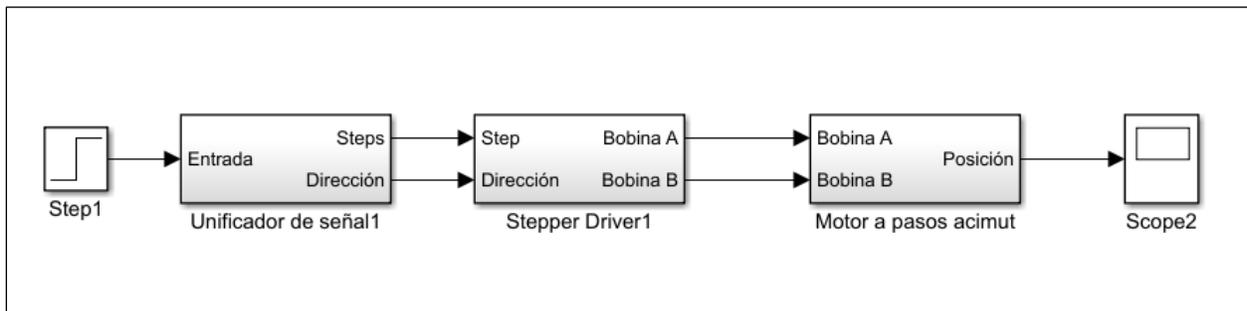


Figura 32. Sistema general en simulink.

3.3.3. Análisis de la respuesta

Con el sistema de la Figura 32 se hicieron algunas pruebas para ver su comportamiento. Antes de realizar dichas pruebas, en la Ecuación (32) se configuró el valor de k_c de modo que en lazo cerrado el motor alcanzara una velocidad aproximada de 1 rev/s cuando la entrada fuera 360° . Esto se hizo así porque esta era la velocidad límite que se había establecido para el motor y, al realizar una realimentación, la señal de error debía alcanzar los 360° para llegar a dicha velocidad, lo cual era poco probable.

La primera prueba consistió en observar la respuesta al escalón del sistema sin ninguna realimentación. La Figura 33 muestra que la reacción del sistema fue similar a la de un motor CD, el cual es energizado con una tensión constante y mantiene una velocidad uniforme.

Luego, se realizó una prueba para la misma entrada, pero aplicando realimentación unitaria. La Figura 34 muestra como el lazo cerrado logró que la respuesta se estabilizara al valor deseado. También se pudieron notar los pasos dados por el motor en la respuesta cuando se estaba estabilizando, mientras que al inicio los pasos no eran tan visibles debido a la velocidad.

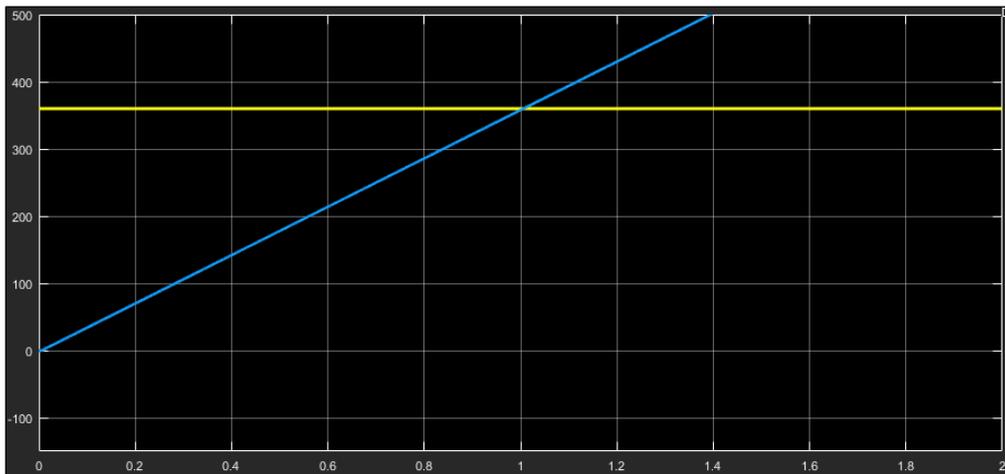


Figura 33. Respuesta a una entrada de escalón de 360° en trayectoria directa.

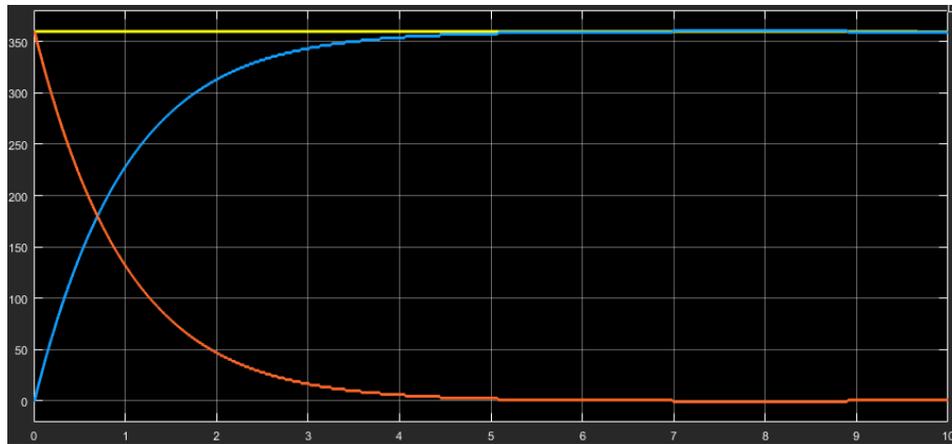


Figura 34. Respuesta a una entrada escalón de 360° con realimentación unitaria.

La siguiente prueba fue cambiar la entrada a una rampa en la cual la posición aumentaba a $36^\circ/\text{s}$. Esto se llevó a cabo porque los perfiles de movimiento que debe seguir el prototipo tienen formas diversas y se quería ver el comportamiento ante señales de entrada más complejas. En la respuesta se observó que el motor hizo una aceleración inicial, pero luego mantuvo una velocidad igual a la de la referencia sin lograr alcanzarla de modo que mantuvo un error constante (Figura 35).

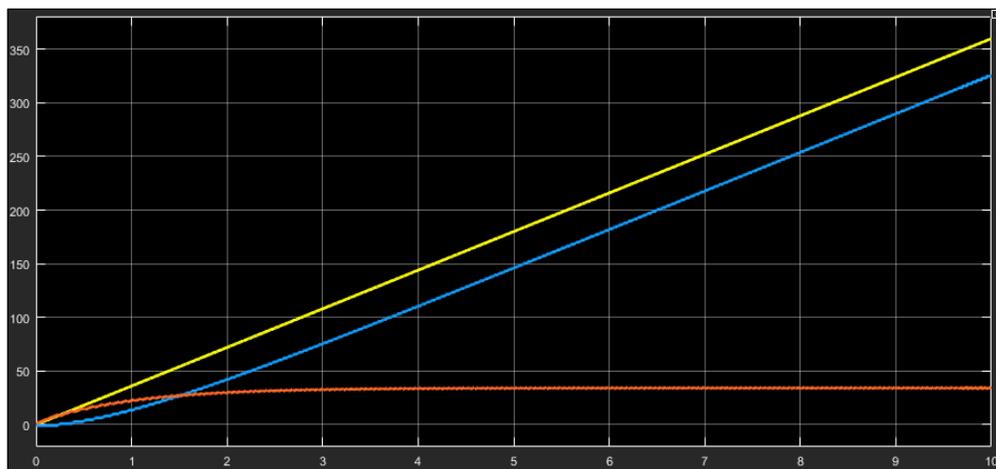


Figura 35. Respuesta a rampa con pendiente de $36^\circ/\text{s}$ con realimentación unitaria.

Al observar las diferentes respuestas se pudo entender que el sistema era de tipo 1 y que, por lo tanto, si se quería una mejor respuesta con error aproximadamente nulo para una rampa se debía agregar otro polo en el origen al sistema. Esta modificación se realizó y se puso a prueba la entrada rampa nuevamente, el resultado fue una señal que

intentaba estabilizarse, pero permanecía oscilando al tratar de igualar la referencia (Figura 36).

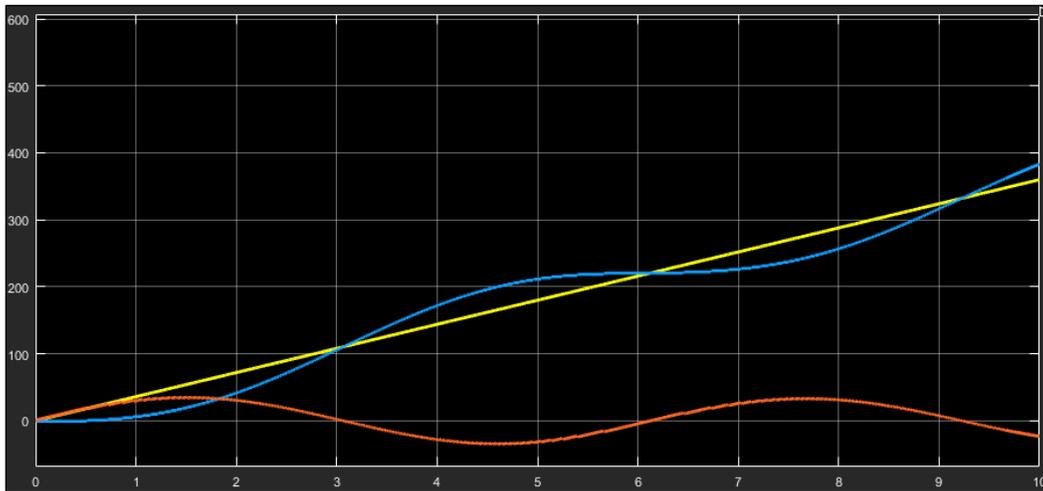


Figura 36. Respuesta a rampa con pendiente de $36^\circ/s$ con polo en el origen añadido y en lazo cerrado.

Estas oscilaciones se debían a la cercanía del polo al eje imaginario. Para reducir este defecto se debía agregar un cero cercano al origen que se cancelara con el polo. Se probaron diferentes valores y se seleccionó un cero en $s=-1$. Esto logró corregir las oscilaciones como se puede ver en la Figura 37. Naturalmente estas modificaciones causaron cambios también para la respuesta al escalón que ahora incluí un sobreimpulso (Figura 38).

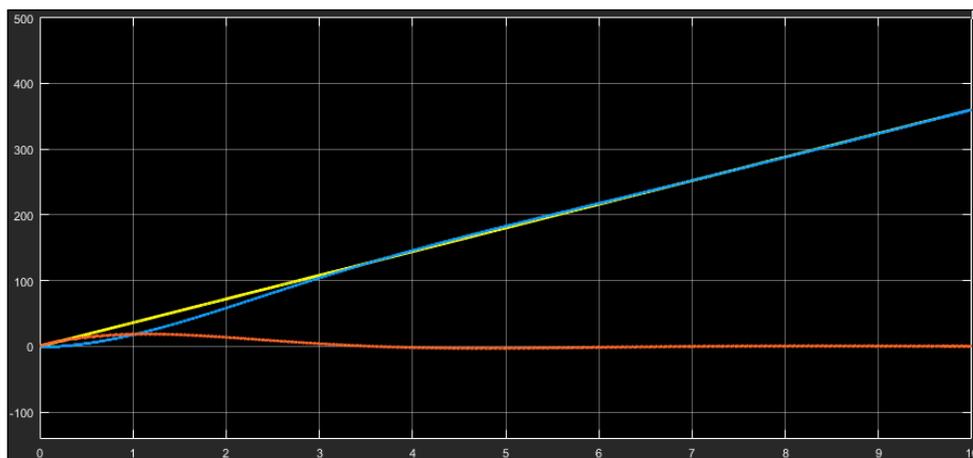


Figura 37. Respuesta a rampa con pendiente de $36^\circ/s$ en lazo cerrado con polo en el origen y cero en $s=-1$.

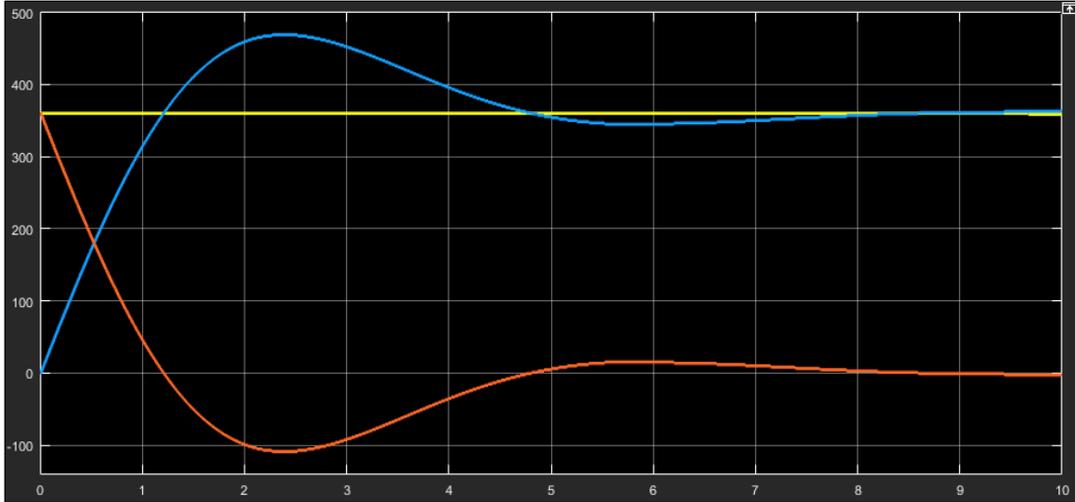


Figura 38. Respuesta a escalón de 360° en lazo cerrado con polo en el origen y cero en $s=-1$.

A pesar de que los perfiles de posición angular durante el seguimiento de un satélite tienen formas más complejas que la de una rampa, sus movimientos tienden a ser más lentos, por lo tanto, se consideró que un controlador de estas características ante la rampa sería apropiado para el sistema. La expresión final de este controlador se muestra en la Ecuación (36).

$$G_c(s) = \frac{s + 1}{s} \quad (36)$$

4. Resultados y análisis

En este capítulo se presentan las pruebas realizadas de las cuales se obtuvieron resultados que fueron analizados para evaluar el nivel de éxito del prototipo y los procesos realizados para su diseño. Ya que no se tuvo acceso al laboratorio durante la realización de este proyecto se construyó una plataforma para el montaje del prototipo y la realización de las pruebas.

4.1. Pruebas iniciales básicas

Las pruebas básicas consistieron en analizar gran parte de las métricas que se habían establecido. La primera de estas y más simple de evaluar fue la masa. El prototipo se puso en una báscula para determinar si la masa se había mantenido dentro del rango aceptable y, de ser así, ver qué tanto se había acercado al valor ideal.

Al realizar la medición de masa se obtuvo un valor de 20 kg con un error de 0.5 kg. Este valor logró mantener el límite marcado por el valor marginalmente aceptable, aunque también quedó lejos del valor ideal. Sin embargo, esta métrica se considera un éxito debido a que hay otros productos en el mercado con pesos similares, como el Spid RAS.

Otra métrica básica, pero importante era la carga vertical. Para la prueba experimental de la carga vertical se decidió no sobrepasar por mucho el valor marginalmente aceptable. Esto se debió a que, debido a la falta de acceso al laboratorio, se construyó una plataforma para probar el prototipo, sin embargo, el mástil era de PVC, por lo cual se flexionaba fácilmente. También debido a esto, se decidió concentrar la carga encima del prototipo y no sobre la pluma como sería el caso de la antena.



Figura 39. Plataforma de madera y PVC para pruebas del prototipo.

En la prueba de carga vertical se dispusieron pesas encima del prototipo, este se expuso a 12.5 kg de masa en pesas, lo cual era un equivalente a 122.6 N, por lo tanto, se logró mantener el valor en los límites de marginalmente aceptable. Mientras que, en el caso del valor ideal, se dio una diferencia muy grande. Sin embargo, se debe considerar que, si se hubiera empleado un apoyo para el prototipo más firme, tal vez se hubiera podido alcanzar un valor aún mayor.

Para las métricas 4, 5 y 9 se pudieron determinar tan solo con la versión final del modelo CAD de la estructura. La métrica 4, que hacía referencia al área máxima ocupada en el plano horizontal se calculó tomando la longitud del eje principal de elevación como el diámetro para el área circular ocupada por el prototipo al girar. Al realizar el cálculo del área se obtuvo un valor de 0.282 m². Este valor cumplió la métrica marginal y se acercó bastante al valor ideal.

La métrica 5, era un valor binario que evaluaba si el prototipo contaba con los ejes adaptados de modo que la estructura pudiera ubicarse en un mástil y sostener una pluma. En este caso la calificación es afirmativa y se agregó como especificación que el diámetro máximo para el mástil o la pluma era de 2 in.

Por último, la métrica 9 designaba el rango de movimiento del prototipo. Esta métrica se empleó dado que los rotores comerciales poseían una restricción respecto a su movimiento. En el caso del prototipo no se agregó ninguna restricción, simplemente se agregó el señalamiento para indicar una posición de referencia. Dado que no había restricciones, el prototipo cumplía con la métrica porque se podía mover indefinidamente, si no se tomaran en cuenta las conexiones eléctricas.

4.2. Torque y velocidad angular de salida

Una de las características más importantes del prototipo era el torque y la velocidad angular de salida. Estas dos características debían probarse en conjunto ya que los motores podían llegar a cumplir el requisito de torque a velocidades muy bajas o podían lograr la velocidad necesaria, pero sin llevar una carga.

Para esta prueba se planteó que los ejes principales hicieran un recorrido de 90° a la velocidad máxima que se había establecido para el motor, 1 rev/s, la cual teóricamente debía producir valores cercanos a los marginalmente estables para la métrica de velocidad angular.

Esta prueba es especialmente importante en el eje de elevación ya que en este eje se iba a colocar una carga simulando la antena, se modo que el movimiento debía pasar la antena de una posición horizontal a una vertical. En el caso del eje de acimut se estableció que la antena debía permanecer horizontal ya que esto resulta en mayor inercia.

En estas pruebas la pluma era de PVC y como antena se usó un tubo de metal con secciones de madera atornillada a este. En la prueba de elevación se hizo levantar la carga que emulaba la antena, donde se obtuvo un recorrido de 90° en 19.56 s, lo cual equivalía a una velocidad de 4.6°/s. En el caso de acimut se obtuvieron 25.3 s de recorrido en 90°, lo cual equivalía a 4.23 °/s, sin embargo, se tuvo que configurar una velocidad más alta de lo que se había estipulado para los motores a pasos de modo que se alcanzara la velocidad establecida para acimut.

Inicialmente para someter el eje de elevación se probaron torques equivalentes al torque que se determinó que podía aguantar el prototipo, sin embargo, no resultó posible.

Para variar el torque se cambiaba la posición de las secciones de madera en el tubo. El mecanismo falló debido al motor, la antena se comenzaba a levantar desde una posición horizontal, pero caía al comienzo de la prueba ya que el motor no resistía la carga. Esta prueba se pudo realizar con un menor torque, aproximadamente 13 N.m, esto se logró usando menos secciones de madera.

En general para estas especificaciones, se obtuvo que elevación no tenía suficiente torque para cumplir con el valor marginalmente aceptable para este eje, sin embargo, este valor sí era suficiente en el caso de acimut. Esta falla en el eje de elevación se debe a dos circunstancias: la primera es que se realizó el diseño muy cercanamente al valor marginalmente estable y, segundo, fue que el motor no cumple con las características especificadas por el fabricante. Ambas circunstancias en conjunto resultaron en una especificación de torque debajo del valor que se estableció para el eje de elevación.

4.3. Error de direccionamiento y regulación de velocidad

Por último, estaban dos métricas muy importantes: la 3, que restringía el error máximo de direccionamiento y la 6, que indicaba si existía o no una variación continua de velocidad.

Para poner a prueba la métrica 3, se hizo que el prototipo se estableciera a un valor determinado. Para lograr esto se introdujo el valor de ángulo al cual se quería que se estabilizara, en este caso 90° desde su posición inicial, y luego, se observó el error con el cual se estabilizaba.

Debido al movimiento de los motores, había vibraciones en el prototipo que provocaban a los codificadores vibrar y causaban oscilaciones en los valores de ángulo registrados por estos. A causa de esto, a veces sucedía que una oscilación hacía al codificador indicar que se había llegado al valor final antes de tiempo y hacía al motor estabilizarse a un valor ligeramente incorrecto.

Para mejorar esto se implementó una media a los últimos 20 datos leídos por el codificador, de este modo se suavizaba su movimiento y con ello se logró que el motor se estabilizara correctamente. Dado esto el error máximo alcanzaba el 8.4°, pero debía

tomarse en cuenta que durante las pruebas había desviaciones mayores a causa de la flexión de la pluma, que en este caso estaba hecho en PVC.

Para la métrica 6, se llevó a cabo una dinámica similar. En este caso lo importante no era el valor final sino el movimiento durante el recorrido. Se programó al motor para realizar una rampa de velocidad hasta alcanzar un valor al que se mantendría constante. Durante esta prueba se observó una evidente regulación del movimiento.

4.4. Comentarios acerca del mecanismo

En esta sección se agregaron detalles que se consideraron importantes añadir. El primer problema que comentar respecto al prototipo fueron las impresiones 3D en general. El inconveniente respecto a estas no fue que funcionaran mal, sino que muchas de estas piezas contenían orificios o secciones que debían encajar con otras partes y todas las impresiones resultaron tener obstáculos para lograr ajustarse.

Este problema probablemente se debió a que el sistema de impresión 3D no tenía una precisión adecuada y, además, que durante el proceso de impresión el material caliente recién depositado se expande haciendo que los orificios sean ligeramente más pequeños y las secciones más grandes.

Como siguiente punto, se tuvieron problemas con las impresiones 3D que correspondían a las tapas de las muñoneras de pie ya que estas tenían partes frágiles y, en algunos casos, se rompieron durante su manipulación. Esto se debe a un error del diseño de cómo se planeó el ensamble entre la tapa y la muñonera, sin embargo, estas igualmente llegaron a ser útiles, por lo tanto, se consideró que lo que hacía falta era realizar modificaciones al diseño que ya se tenía y no iniciar uno nuevo desde cero.



Figura 40. Fallas de piezas 3D durante el ensamble.

En la Tabla 17 se muestra una comparación de los valores de métricas que se establecieron junto con los valores que se obtuvieron para estas mismas especificaciones.

Tabla 17. Valores finales obtenidos y métricas establecidas.

Número de métrica	Métrica	Valor marginalmente aceptable	Valor ideal	Valor obtenido	Unidades
1	Torque máximo de salida	≥ 16.4 (EI) ≥ 12.2 (Az)	≥ 30 (ambos)	13	N.m
2	Velocidad angular máxima de salida	≥ 1.2 (EI) ≥ 4.2 (Az)	≥ 5 (EI) ≥ 6.2 (Az)	≥ 4.6 ≥ 4.23	°/s
3	Error de direccionamiento	≤ 14.9	≤ 1	8.4	°
4	Área máxima a ocupar en el plano horizontal	≤ 0.785	≤ 0.196	0.282	m ²
5	Ejes adaptados para mástil y pluma	Sí		Sí	Binaria
6	Variación continua de velocidad	Sí		Sí	Binaria
7	Masa del prototipo	≤ 40	≤ 5	20	kg
8	Carga vertical soportada	≥ 106	≥ 1957	122.6	N
9	Rango de movimiento del eje de elevación y acimut	≥ 90 (EI) ≥ 450 (Az)	≥ 180 (EI) ≥ 540 (Az)	∞	°

Aunque en general se cumplieron la mayoría de los valores establecidos, se erró en el torque, de los valores más importantes para este prototipo y cuya importancia relativa que era alta. Para resolver el inconveniente del motor este debe ser reemplazado.

5. Conclusiones y recomendaciones

5.1. Conclusiones

- Se establecieron exitosamente las especificaciones para el prototipo las cuales indicaban rangos determinados para cada una de las propiedades que se quería regular. La Tabla 12 muestra los valores que se confeccionaron para dicho propósito y las características que dichos valores delimitaban.

- Se diseñó un mecanismo con los movimientos necesarios para el direccionamiento de una antena, pero se presentó el fallo en el torque, el cual es importante. Se debe realizar la modificación requerida para cumplir esta especificación y así cumplir con el propósito general del mecanismo.

- Se diseñó un controlador a nivel teórico que solo fue probado para entradas básicas como el escalón y la rampa. Se debe realizar un análisis más específico realizando pruebas del control en las circunstancias específicas del movimiento de una antena. Además, se puede complementar el análisis realizado con un estudio desde una perspectiva empírica del sistema.

- Se logró realizar la verificación de las especificaciones que se establecieron mediante una serie de pruebas. Sin embargo, no se validó el sistema general debido a que no se alcanzó a la implementación física del controlador. Se debe realizar la integración del controlador y mecanismo para poner a prueba el conjunto.

5.2. Recomendaciones

Para el laboratorio, una de las recomendaciones es realizar un trabajo del rediseño de algunas de las piezas impresa en 3D. Esto se debe a que en el desarrollo de este proyecto varias de estas piezas fallaron de una u otra forma.

Además, para este rediseño de piezas impresas en 3D se sugiere hacer pruebas de ajustes, ya que durante el desarrollo del proyecto se tuvieron que realizar trabajos de lijado para lograr que las dimensiones de algunas piezas encajaran correctamente.

Otra recomendación es considerar el cambio de los sensores para la realimentación del sistema. Un codificador de posición absoluta sería apropiado para el eje de elevación ya que este no requiere recorrer por completo los 360°. Al permitir este dispositivo

conocer la posición absoluta se puede eliminar el sensor infrarrojo del sistema que se encargaba de dar una referencia.

Para el caso del eje de acimut se podría considerar continuar el uso del codificador que se seleccionó, pero en caso de que se requiera más precisión se podría cambiar la relación de engranes que existe entre este y el eje. Con el objetivo de lograr conocer la posición sin necesidad de la referencia que brinda el sensor infrarrojo, pero sin perder la capacidad de poder rotar más allá de 360° , se podría probar el uso de un segundo codificador de posición absoluta, pero menos preciso y, por lo tanto, más barato.

Un inconveniente que se tuvo con el prototipo fue el proceso de ensamblaje. Algunas de las sujeciones eran complicadas de llevar a cabo por su posición o la posición en que debía estar la herramienta. Entonces una sugerencia a considerar es revisar el prototipo mejor para generar un mejor proceso de ensamble y, si se requiere, remover sujeciones que tal vez no eran adecuadas o muy necesarias.

Luego, dado el inconveniente al incumplir con la especificación de torque en elevación por la capacidad del motor, se señaló que debía cambiarse este. Entre las primeras opciones para realizar esto se tienen: utilizar un motor a pasos más potente o utilizar un motor CD. La desventaja de la primera opción es que el motor posiblemente será de mayor tamaño y se debe verificar que este pueda utilizarse dentro de la estructura que ya se estableció. La desventaja de la segunda opción es que se debe realizar de nuevo un análisis utilizando este motor para realizar el control correspondiente.

6. Referencias

- [1] “Laboratorio de Sistemas Espaciales”, *Tecnológico de Costa Rica*. [En línea]. Disponible en: <https://www.tec.ac.cr/unidades/laboratorio-sistemas-espaciales>. [Accedido: 23-jun-2020].
- [2] “Proyecto Irazú”, *Tecnológico de Costa Rica*. [En línea]. Disponible en: <https://www.tec.ac.cr/proyectos/proyecto-irazu-0>. [Accedido: 23-jun-2020].
- [3] J. Umaña Venegas, “Estudiantes e investigadores del TEC trabajan para poner a punto los sistemas del primer satélite costarricense”, *Tecnológico de Costa Rica*, ago. 2017. [En línea]. Disponible en: <https://www.tec.ac.cr/hoyeneltec/2017/08/24/estudiantes-investigadores-tec-trabajan-poner-punto-sistemas-primer-satelite>. [Accedido: 23-jun-2020].
- [4] J. Umaña Venegas, “Universidad George Washington y TEC son socios en nueva misión espacial”, *Tecnológico de Costa Rica*, nov. 2018. [En línea]. Disponible en: <https://www.tec.ac.cr/noticias/universidad-george-washington-tec-son-socios-nueva-mision-espacial?fbclid=IwAR0c6zvNqUxgIRud-5tW9>. [Accedido: 23-jun-2020].
- [5] Yaesu Musen Co., Ltd., *Instruction Manual G-5500*, 2015. [En línea]. Disponible en: <https://www.yaesu.com/downloadFile.cfm?FileID=8814&FileCatID=155&FileName=G%2D5500%5FIM%5FENG%5FE12901004.pdf&FileContentType=application%2Fpdf>. [Accedido: 23-jun-2020].
- [6] A. E. Roy y D. Clarke, “The celestial sphere: coordinate systems”, en *Astronomy Principles and Practice*, 4ed., Bristol: Institute of Physics Publishing, pp. 59-61.
- [7] S. D. Eppinger y K. T. Ulrich, *Diseño y desarrollo de productos*, 4 ed., México D. F., México: McGraw-Hill, 2009.
- [8] K. W. Bedford, V. L. Streeter y E. B. Wylie, “Flujos externos” en *Mecánica de fluidos*, 9 ed., Santa Fe, Colombia: McGraw-Hill, 2000, pp. 315-345.
- [9] V. Vanoni, *Sedimentation Engineering*, Amer. Soc., Civil Engrs., New York, 1975.
- [10] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, 8 ed., México D. F., México: McGraw-Hill, 2008.
- [11] K. Ogata, *Ingeniería de control moderna*, 5 ed., Madrid, España: Pearson Educación S. A., 2010.
- [12] P. T. Tsilingiris, “Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100°C”. *Energy Conversion and Management*. 49. 1098-1110, nov. 2007. doi: 10.1016/j.enconman.2007.09.015.

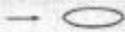
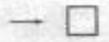
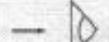
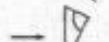
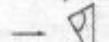
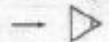
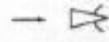
- [13] “SatNOGS Rotator v3”, *SatNOGS Wiki*, nov. 2015. [En línea]. Disponible en: https://wiki.satnogs.org/SatNOGS_Rotator_v3
- [14] “RAS”, *SPID Elektronik*. [En línea]. Disponible en: <http://spid.net.pl/en/ras-2/>
- [15] “436CP16, 432-438 MHZM2”, en *M2 Antenna Systems, Inc.*, [En línea]. Disponible en: <https://www.m2inc.com/FG436CP16>
- [16] “LIENE: Recurso eólico en el TEC”, en *Tecnológico de Costa Rica*. [En línea]. Disponible en: <https://www.tec.ac.cr/reportes-mensuales-recurso-eolico-tec>
- [17] I. Klinkert, “Yaesu G-5500 Elevation Rotor”, en *Ivo Klinkert*, 2011. [En línea]. Disponible en: <https://ivok.home.xs4all.nl/pa1ivo/G-5500.html>
- [18] “Az / El Antenna System - UHF Yagi and G5500 Thermal Switch”, en *KB5WIA Amateur Radio*, mar. 2012. [En línea]. Disponible en: <http://kb5wia.blogspot.com/2012/03/az-el-antenna-system-new-70cm-yagi-and.html>
- [19] “Review of commercial rotator controllers”, en *Libre Space*, feb. 2019. [En línea]. Disponible en: <https://community.libre.space/t/review-of-commercial-rotator-controllers/3428>
- [20] “Nema 17 Stepper Motor L=39mm Gear Ratio 20:1 High Precision Planetary Gearbox”, en *Stepper Online*, 2005. [En línea]. Disponible en: <https://www.omc-stepperonline.com/geared-stepper-motor/nema-17-stepper-motor-l39mm-gear-raio-201-high-precision-planetary-gearbox-17hs15-1684s-hg20.html?mfp=168-gear-ratio%5B20%3A1%5D>
- [21] C. Polanco P. y J. Peña E., “Ensayo de Fatiga en Flexión Rotativa del Acero AISI-SAE 1018 por el Método Esfuerzo-Vida”. [En línea]. Disponible en: https://www.researchgate.net/publication/268178155_Ensayo_de_Fatiga_en_Flexion_Rotativa_del_Acero_AISI-SAE_1018_por_el_Metodo_Esfuerzo-Vida
- [22] “Stainless Steel Grade Types” en *Integrity stainless*. [En línea]. Disponible en: <https://www.integritystainless.com/wp-content/uploads/2016/07/NAS-HR-Grade-304-304L-304H.pdf>
- [23] N. M. Elsodany, S. F. Rezeká y N. A. Maharem, “Adaptive PID control of a stepper motor driving a flexible rotor”, 2011. doi:10.1016/j.aej.2010.08.002
- [24] K. W. Bedford, V. L. Streeter y E. B. Wylie, “Apédices” en *Mecánica de fluidos*, 9 ed., Santa Fe, Colombia: McGraw-Hill, 2000, pp. 707-734.
- [25] K. W. Bedford, V. L. Streeter y E. B. Wylie, “Propiedades de los fluidos” en *Mecánica de fluidos*, 9 ed., Santa Fe, Colombia: McGraw-Hill, 2000, pp. 2-29.

7. Apéndices

7.1. Coeficientes de arrastre para diferentes perfiles de cilindro

Tabla 18. Coeficientes de arrastre típicos para diferentes cilindros en flujos bidimensionales.

Fuente: [9] citado en [8].

Forma del cuerpo*	C_D	Número de Reynolds
Cilindro circular 	1.2	10^4 a 1.5×10^5
Cilindro elíptico  2:1	0.6	4×10^4
 4:1	0.46	10^5
 8:1	0.32	2.5×10^4 a 10^5
	0.29	2.5×10^4
	0.20	2×10^5
Cilindro cuadrado 	2.0	3.5×10^4
	1.6	10^4 a 10^5
Cilindros triangulares  120°	2.0	10^4
 120°	1.72	10^4
 90°	2.15	10^4
 90°	1.60	10^4
 60°	2.20	10^4
 60°	1.39	10^4
 30°	1.8	10^5
 30°	1.0	10^5
Semitubular 	2.3	4×10^4
	1.12	4×10^4

* La flecha indica la dirección del flujo.

7.2. Viscosidades de algunos líquidos y gases

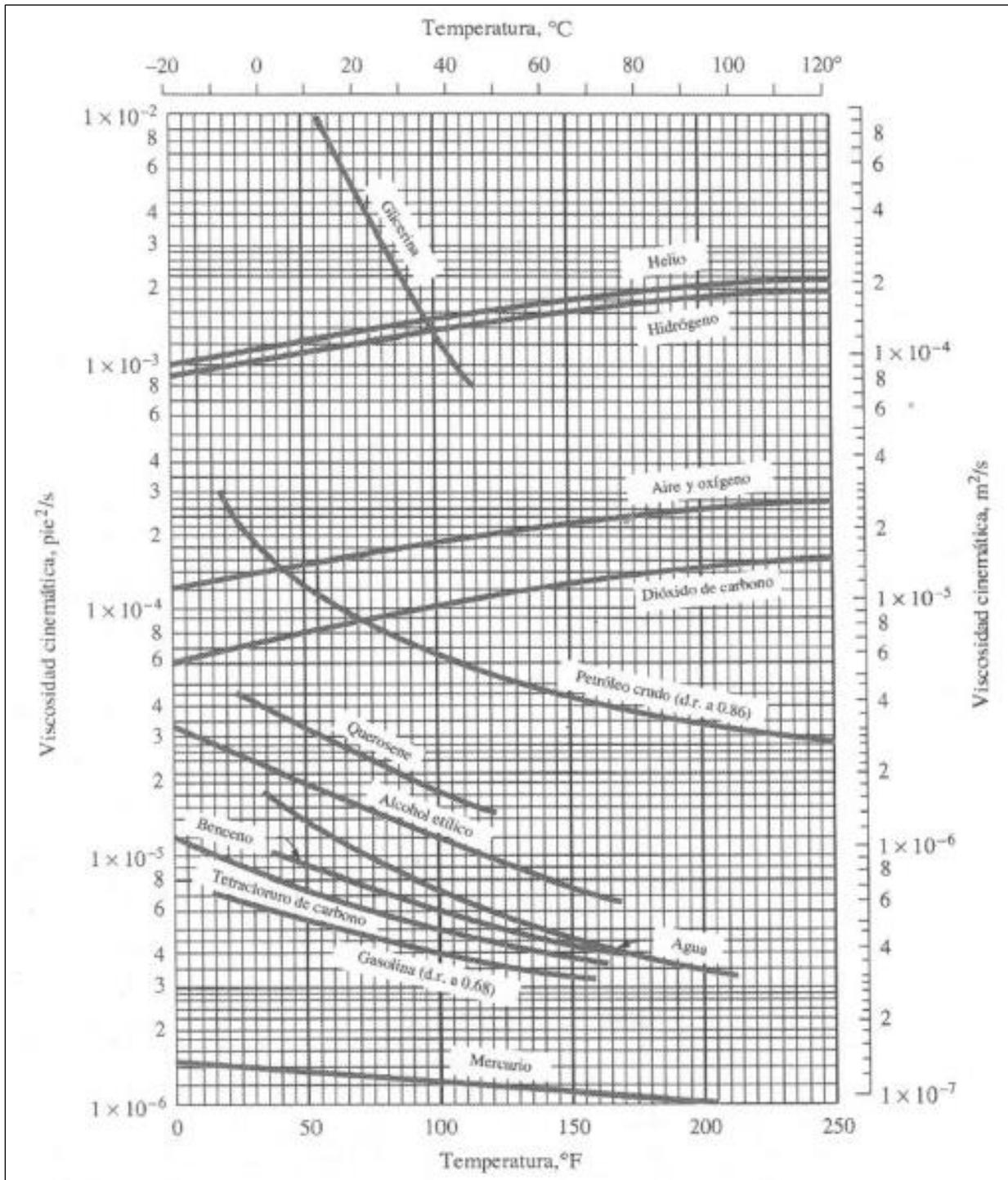


Figura 41. Viscosidad cinemática de ciertos gases y líquidos. Los gases se encuentran a presión estándar.

Fuente: [24].

7.3. Propiedades físicas de diferentes gases

Tabla 19. Propiedades físicas de gases en unidades del SI para baja presión y a 26.67°C.

Fuente: [24].

Gas	Peso molecular	Conductividad térmica $k \times 10^3$, W/m·K	Temperatura de presión de vapor a 1 atm, °C	Constante de gas R, m·N/kg·K	Calor específico kJ/kg·K		Relación de calor específico κ
					c_p	c_v	
Acetileno, C ₂ H ₂	26.0	—	—	—	1.703	1.377	1.24
Aire	29.0	26.2	—	287	1.004	0.716	1.40
Amoníaco, NH ₃	16.0	24.4	-33.6	519.5	2.061	—	1.31
Monóxido de carbono, CO	28.0	25.0	-191.3	297	1.043	0.745	1.40
Dióxido de carbono, CO ₂	46.0	—	—	—	0.850	0.661	1.29
Etanol, C ₂ H ₅ OH	46.07	14.4	-78.4	180.7	1.419	—	1.13
Helio, He	4.00	156.7	-268.6	2077	5.233	3.153	1.66
Hidrógeno, H ₂	2.02	186.9	-252.5	4121	14.361	10.216	1.40
Metano, CH ₄	16.04	34.1	-161.5	519.5	2.238	1.381	1.62
Nitrógeno, N ₂	28.0	26.0	-195.8	297	1.038	0.741	1.40
Oxígeno, O ₂	32.0	26.3	-182.9	260	0.917	0.657	1.40
Vapor de agua, H ₂ O	18.0	18.7	100.0	462	1.863	1.403	1.33

7.4. Efecto del coeficiente de Marin, k_c

Tabla 20. Efecto de la temperatura de operación en un elemento.

Fuente: [10]

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

7.5. Gráficos teóricos para el factor de concentración de esfuerzo

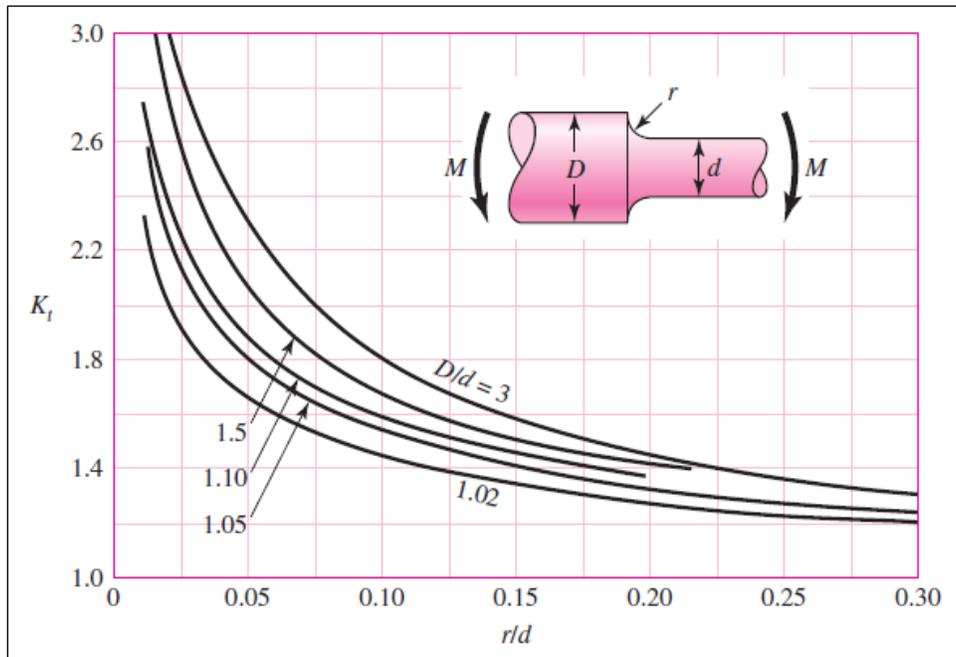


Figura 42. Factor de concentración de esfuerzo K_t , para hombro con filete en flexión.
Fuente: [10]

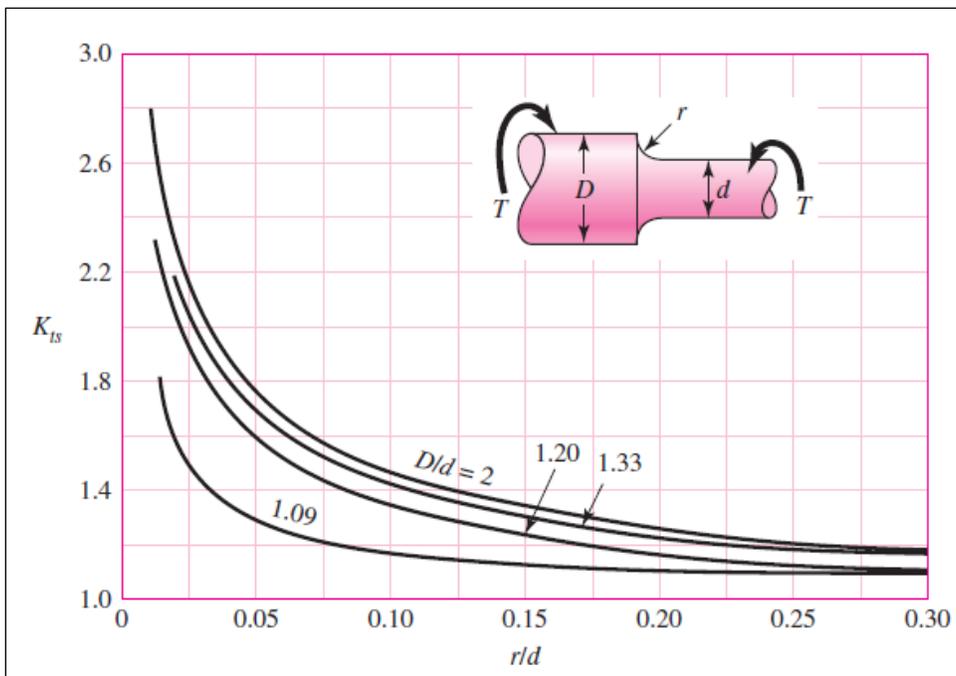


Figura 43. Factor de concentración de esfuerzo K_{ts} , para hombro con filete en torsión.
Fuente: [10]

8. Anexos

8.1. Código Matlab para lectura de datos del Laboratorio de Investigación en Energía Eólica (LIENE)

```
%Índices de columnas
temperatura=1;
humedad=2;
metros12=3;
metros8=6;
metros6=8;
metros4=10;
metros10=12;
presion=14;
fecha=18;
hora=19;
minuto=20;
segundo=21;

%Constante del gas
R_aire=287;

%Matriz de celdas para recopilar valores deseados
valoresRecolectados=cell(8,6);
valoresRecolectados{1,1}='Velocidad a 12m';
valoresRecolectados{1,2}=0;
valoresRecolectados{2,1}='Velocidad a 10m';
valoresRecolectados{2,2}=0;
valoresRecolectados{3,1}='Velocidad a 8m';
valoresRecolectados{3,2}=0;
valoresRecolectados{4,1}='Velocidad a 6m';
valoresRecolectados{4,2}=0;
valoresRecolectados{5,1}='Velocidad a 4m';
valoresRecolectados{5,2}=0;
valoresRecolectados{6,1}='Densidad';
valoresRecolectados{6,2}=0;
valoresRecolectados{7,1}='Temperatura máxima';
valoresRecolectados{7,2}=0;
valoresRecolectados{8,1}='Temperatura mínima';
valoresRecolectados{8,2}=100;

%Lista de nombres de los archivos
filenameList={'P1811.xlsx','P1812.xlsx','P1901.xlsx','P1902.xlsx','P1903.xlsx', ...
             'P1906.xlsx','P1907.xlsx','P1908.xlsx','P1909.xlsx','P1910.xlsx'};

Nfiles=size(filenameList,2);
sheet=1;
for n=1:Nfiles
    [data,text,raw]=xlsread(filenameList{n},sheet);

    %CÁLCULOS
    %Se obtiene velocidad máxima a 12 metros para este archivo excel
    [maxVal,indice]=nanmax(data(:,metros12));
    if maxVal>valoresRecolectados{1,2}
        valoresRecolectados{1,2}=maxVal;
        valoresRecolectados{1,3}=text(indice+1,fecha);
        valoresRecolectados{1,4}=text(indice+1,hora);
        valoresRecolectados{1,5}=text(indice+1,minuto);
```

```

    valoresRecolectados{1,6}=text(indice+1,segundo);
end
%Se obtiene velocidad máxima a 10 metros para este archivo excel
[maxVal,indice]=nanmax(data(:,metros10));
if maxVal>valoresRecolectados{2,2}
    valoresRecolectados{2,2}=maxVal;
    valoresRecolectados{2,3}=text(indice+1,fecha);
    valoresRecolectados{2,4}=text(indice+1,hora);
    valoresRecolectados{2,5}=text(indice+1,minuto);
    valoresRecolectados{2,6}=text(indice+1,segundo);
end
%Se obtiene velocidad máxima a 8 metros para este archivo excel
[maxVal,indice]=nanmax(data(:,metros8));
if maxVal>valoresRecolectados{3,2}
    valoresRecolectados{3,2}=maxVal;
    valoresRecolectados{3,3}=text(indice+1,fecha);
    valoresRecolectados{3,4}=text(indice+1,hora);
    valoresRecolectados{3,5}=text(indice+1,minuto);
    valoresRecolectados{3,6}=text(indice+1,segundo);
end
%Se obtiene velocidad máxima a 6 metros para este archivo excel
[maxVal,indice]=nanmax(data(:,metros6));
if maxVal>valoresRecolectados{4,2}
    valoresRecolectados{4,2}=maxVal;
    valoresRecolectados{4,3}=text(indice+1,fecha);
    valoresRecolectados{4,4}=text(indice+1,hora);
    valoresRecolectados{4,5}=text(indice+1,minuto);
    valoresRecolectados{4,6}=text(indice+1,segundo);
end
%Se obtiene velocidad máxima a 4 metros para este archivo excel
[maxVal,indice]=nanmax(data(:,metros4));
if maxVal>valoresRecolectados{5,2}
    valoresRecolectados{5,2}=maxVal;
    valoresRecolectados{5,3}=text(indice+1,fecha);
    valoresRecolectados{5,4}=text(indice+1,hora);
    valoresRecolectados{5,5}=text(indice+1,minuto);
    valoresRecolectados{5,6}=text(indice+1,segundo);
end
%Se obtiene temperatura máxima para este archivo excel
[maxVal,indice]=nanmax(data(:,temperatura));
if maxVal>valoresRecolectados{7,2}
    valoresRecolectados{7,2}=maxVal;
    valoresRecolectados{7,3}=text(indice+1,fecha);
    valoresRecolectados{7,4}=text(indice+1,hora);
    valoresRecolectados{7,5}=text(indice+1,minuto);
    valoresRecolectados{7,6}=text(indice+1,segundo);
end
%Se obtiene temperatura mínima para este archivo excel
[maxVal,indice]=nanmin(data(:,temperatura));
if maxVal<valoresRecolectados{8,2}
    valoresRecolectados{8,2}=maxVal;
    valoresRecolectados{8,3}=text(indice+1,fecha);
    valoresRecolectados{8,4}=text(indice+1,hora);
    valoresRecolectados{8,5}=text(indice+1,minuto);
    valoresRecolectados{8,6}=text(indice+1,segundo);
end
%Obtención del máximo de densidad
Ndata=size(data,1);
for i=1:Ndata
    if ~isnan(data(i,temperatura)) && ~isnan(data(i,humedad)) &&
~isnan(data(i,presion))

        densidad=(data(i,presion)*100/(R_aire*(data(i,temperatura)+273.15)));
    end
end

```

```

        if densidad>valoresRecolectados{6,2}
            valoresRecolectados{6,2}=densidad;
            valoresRecolectados{6,3}=text(i+1,fecha);
            valoresRecolectados{6,4}=text(i+1,hora);
            valoresRecolectados{6,5}=text(i+1,minuto);
            valoresRecolectados{6,6}=text(i+1,segundo);
        end
    end
end

%Imprimir resultados
for i=1:size(valoresRecolectados,1)
    x=valoresRecolectados{i,2};
    fprintf('%s %f. Fecha: %s %s:%s:%s\n',valoresRecolectados{i,1}(:),x, ...
        valoresRecolectados{i,3}{1,1}(:),valoresRecolectados{i,4}{1,1}(:), ...
        valoresRecolectados{i,5}{1,1}(:),valoresRecolectados{i,6}{1,1}(:));
end

```

8.2. Diagrama de bloques en simulink para la unificación de la señal

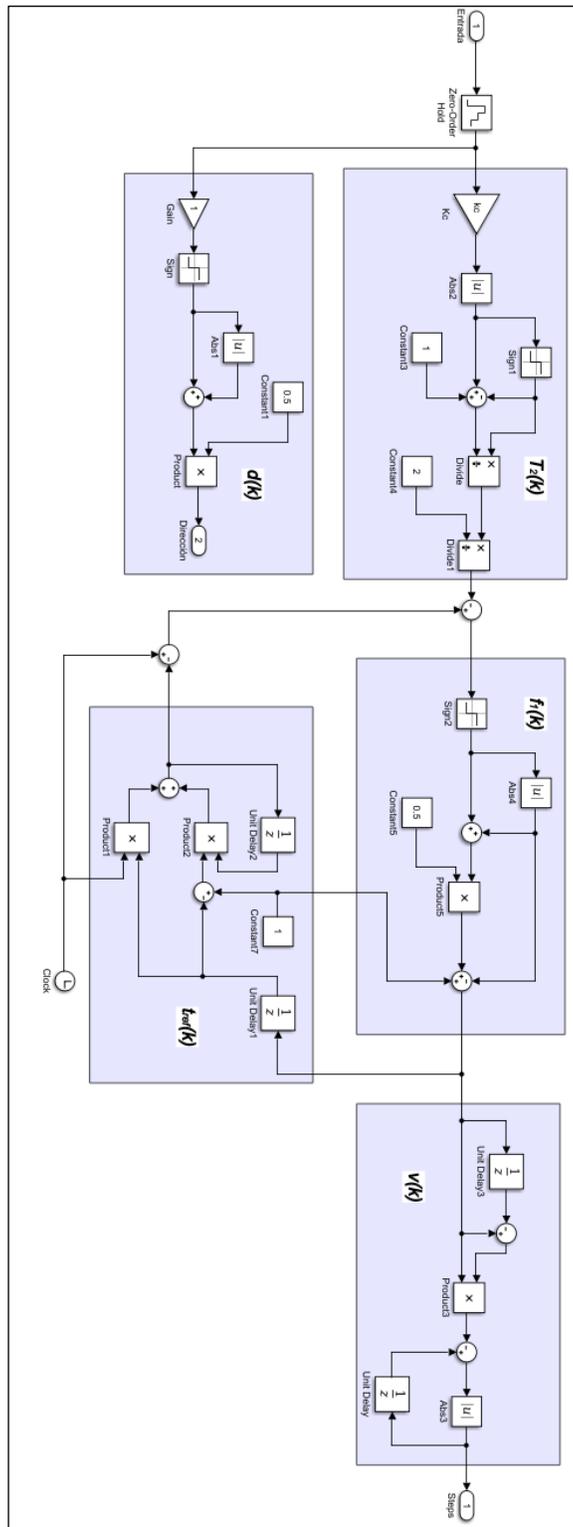


Figura 44. Diagrama del bloque de unificación de señal.

8.3. Piezas del prototipo y ensamble

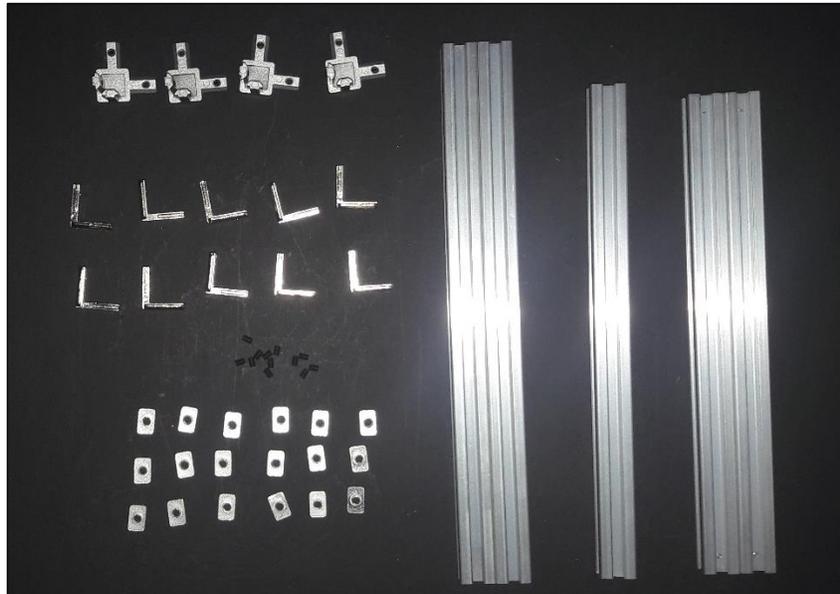


Figura 45. Perfiles de aluminio ranurados y algunos de los elementos que se utilizan para su sujeción.



Figura 46. Piezas impresas en 3D para el prototipo. Piezas de PLA en azul, de PLA reforzado en negro y de PETG en rojo.



Figura 47. Ejes principales, ejes intermedios, catalinas, acoples y algunos rodamientos.

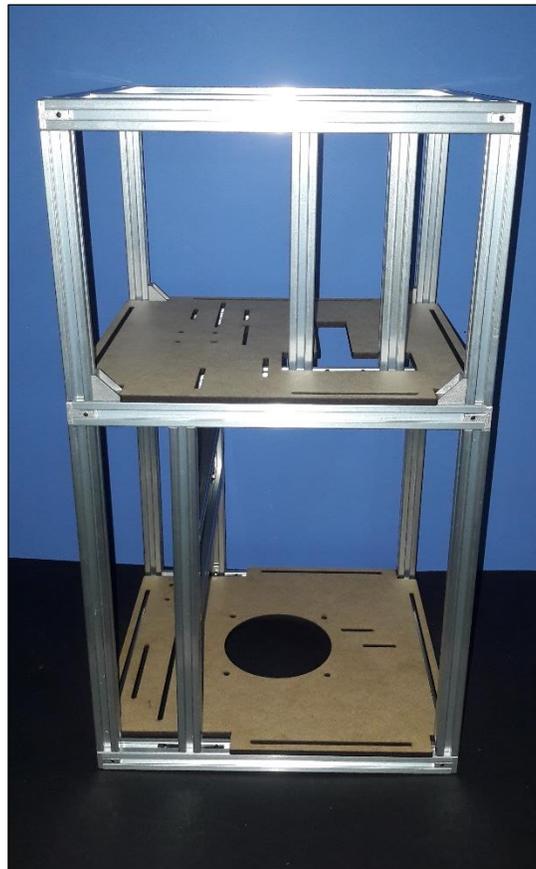


Figura 48. Prueba de ensamble parcial de estructura.



Figura 49. Ensamble de ejes intermedios.



Figura 50. Ensamble de eje de elevación.



Figura 51. Ensamble final de prototipo.