



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

CARRERA DE MECÁNICA

**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA AUTOMÁTICO DE
DESPLIEGUE CONTROLADO DE 50 METROS DE CABLE PARA UN VEHÍCULO
AÉREO NO TRIPULADO**

Trabajo de titulación previo a la obtención del
Título de Ingenieros Mecánicos

**AUTORES: JULIO ESTEBAN AMAGUA LEMA
HENRY GUILLERMO CAIZA GUAMBA**

TUTOR: VÍCTOR HUGO CABRERA MORETA

Quito-Ecuador

2026

**CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE
TITULACIÓN**

Nosotros, Julio Esteban Amagua Lema con documento de identificación N° 1753908928 y Henry Guillermo Caiza Guamba con documento de identificación N° 1724573454; manifestamos que:

Somos los autores y responsables del presente trabajo; y, autorizamos a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Quito, 10 de marzo del año 2026

Atentamente,



Julio Esteban Amagua Lema

1753908928



Henry Guillermo Caiza Guamba

1724573454


**CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE
TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

Nosotros, Julio Esteban Amagua Lema con documento de identificación No. 1753908928 y Henry Guillermo Caiza Guamba con documento de identificación No. 1724573454, expresamos nuestra voluntad y por medio del presente documento cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores de la Propuesta Tecnológica: “Diseño e implementación de un sistema automático de despliegue controlado de 50 metros de cable para un vehículo aéreo no tripulado” , el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 10 de marzo del año 2026

Atentamente,



Julio Esteban Amagua Lema

1753908928



Henry Guillermo Caiza Guamba

1724573454

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Víctor Hugo Cabrera Moreta con documento de identificación N° 1714864657, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA AUTOMÁTICO DE DESPLIEGUE CONTROLADO DE 50 METROS DE CABLE PARA UN VEHÍCULO AÉREO NO TRIPULADO, realizado por Julio Esteban Amagua Lema con documento de identificación N° 1753908928 y por Henry Guillermo Caiza Guamba con documento de identificación N° 1724573454, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción Propuestas Tecnológicas que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 10 de marzo del año 2026

Atentamente,



Ing. Víctor Hugo Cabrera Moreta, Msc

1714864657

Índice de contenidos

INTRODUCCIÓN	1
ANTECEDENTES	2
JUSTIFICACIÓN	4
OBJETIVOS	5
ALCANCE	5
CAPÍTULO 1	6
1.1 Planteamiento del problema	6
1.2 Metodología de trabajo.....	6
1.2.1 Enfoque de la investigación	6
1.2.2 Etapas de desarrollo	7
1.2.3 Herramientas y Recursos.....	7
1.3 Sistemas UAV tethered.....	8
1.3.1 Holybro S500 V2 y Accesorios para UAV Tethered	9
1.3.2 Especificaciones Técnicas del Holybro S500 V2.....	10
1.3.3 Controladores de Vuelo Compatibles.....	10
1.4 Sistemas de despliegue de cable.....	11
1.5 Cables eléctricos: tipos, resistencia y peso.....	12
1.6 Sistemas de transmisión mecánica	13
1.6.1 Tornillo sin fin y corona	13
1.6.2 Chavetas	13
1.6.3 Ejes	15
1.7 Mecanismos de conversión de movimiento	16
1.7.1 Yugo escocés	16
1.8 Materiales poliméricos en impresión 3D	17
1.8.1 ABS	17
1.8.2 Propiedades mecánicas.....	18
1.8.3 Limitaciones estructurales.....	18
CAPÍTULO 2	20
2.1 Modelo cinemático del sistema de carrete	20

2.1.1	Relación rpm – velocidad de cable	20
2.1.2	Longitud desplegada	21
2.1.3	Torque requerido	22
2.1.4	Tensiones en el cable	23
2.2	Modelado del cable	25
2.2.1	Peso propio	25
2.2.2	Cargas máximas	26
2.3	Modelado del sistema tornillo sin fin–corona	27
2.4	Criterios de diseño y factores de seguridad.....	28
2.5	Selección de alternativas y definición del modelo	28
2.5.1	Alternativas de carrete.....	28
2.5.2	Alternativas de mecanismos de transmisión	30
2.6	Definición de modelo	32
CAPÍTULO 3.....		33
3.1	Diseño del sistema de carrete	33
3.1.1	Geometría	33
3.1.2	Cálculos del carrete	34
3.1.3	Cinemática del enrollado.....	39
3.1.4	Tiempo total de enrollamiento de los 50 metros de cable	40
3.2	Selección del motor para el sistema	44
3.3	Diseño del eje principal.....	52
3.3.1	Diámetro del eje sometido a torsión.....	52
3.3.2	Factor de seguridad	52
3.4	Diseño de chavetas del eje principal	53
3.4.1	Esfuerzo por Aplastamiento	54
3.4.2	Esfuerzo Cortante	55
3.4.3	Esfuerzo del eje a torsión con chavetero	56
3.5	Diseño del tornillo sin fin y corona	57
3.5.1	Transmisión de torque	59
3.5.2	Verificación estructural	61
3.6	Diseño del eje de la corona	63
3.6.1	Diámetro del eje sometido a torsión.....	63

3.7	Diseño de la chaveta del eje de la corona.....	64
3.7.1	Esfuerzo por aplastamiento	64
3.7.2	Esfuerzo Cortante.....	65
3.7.3	Esfuerzo del eje a torsión con chavetero	66
3.8	Diseño del yugo escocés	67
3.8.1	Cortante del perno	67
3.8.2	Esfuerzos en el yugo	68
3.8.3	Cinemática del yugo escocés.....	69
3.8.4	Diseño y selección de rodamientos	74
3.8.5	Factor de seguridad de los rodamientos	75
3.9	Selección e integración del slip ring	78
3.10	Electrónica del sistema.....	79
3.10.1	Control motor a pasos nema 23 con driver tb6600	79
3.10.2	Programación	82
3.10.3	Compatibilidad con el sistema	86
3.11	Simulación por elementos finitos (FEA).....	86
3.11.1	Ejes.....	88
3.11.2	Carrete	90
CAPÍTULO 4	92
4.1	Elaboración de piezas por impresión 3D.....	92
4.2	Tolerancias y ajustes.....	92
4.3	Ensamblaje del sistema completo	94
4.4	Primer prototipo funcional	102
4.5	Pruebas de funcionamiento	103
4.5.1	Prueba de enrollamiento.....	103
4.5.2	Pruebas de velocidad.....	104
4.6	Evaluación del desempeño del sistema	105
4.7	Análisis de fallos y mejoras	106
CAPÍTULO 5	108
5.1	Costos de fabricación	108
5.2	Comparación con soluciones comerciales.....	109
5.3	Viabilidad del proyecto	111

5.3.1	Análisis Financiero.....	118
CONCLUSIONES		119
RECOMENDACIONES		121
BIBLIOGRAFIA		123
ANEXOS		130

Índice de tablas

Tabla 1. <i>Propiedades mecánicas del ABS</i>	18
Tabla 2. <i>Opciones de carrete</i>	29
Tabla 3. <i>Opciones de sistemas de transmisión</i>	30
Tabla 4. <i>Parámetros Geométricos del carrete</i>	34
Tabla 5. <i>Especificaciones del cable 20 AWG</i>	35
Tabla 6. <i>Distribución de cable en el carrete</i>	38
Tabla 7. <i>Distancia recorrida de cable vs tiempo</i>	42
Tabla 8. <i>Especificaciones generales del motor NEMA 23</i>	45
Tabla 9. <i>Especificaciones eléctricas del motor NEMA 23</i>	45
Tabla 10. <i>Valores del factor de forma de Lewis para dientes de engranes</i>	62
Tabla 11. <i>Resultados dependiendo de la eficiencia</i>	63
Tabla 12. <i>Tabla comparativa de ángulos</i>	73
Tabla 13. <i>Rodamientos preseleccionados para el sistema</i>	74
Tabla 14. <i>Tolerancias y ajustes para ABS</i>	93
Tabla 15. <i>Costos de Fabricación</i>	108
Tabla 16. <i>Tabla comparativa</i>	110
Tabla 17. <i>Viabilidad del proyecto</i>	112
Tabla 18. <i>Precio de mano de obra en Ecuador</i>	113
Tabla 19. <i>Tiempo de elaboración de una unidad</i>	113
Tabla 20. <i>Capacidad vs Producción</i>	114
Tabla 21. <i>Material usado</i>	114
Tabla 22. <i>Análisis Costo-Beneficio</i>	115
Tabla 23. <i>Datos para costo beneficio</i>	117

Índice de figuras

Figura 1. <i>Impresora 3D</i>	8
Figura 2. <i>Vehículo aéreo no tripulado (UAV)</i>	9
Figura 3. <i>Holybro S500 V2</i>	10
Figura 4. <i>Dron atado a una base de alimentación</i>	12
Figura 5. <i>Cables AWG</i>	12
Figura 6. <i>Mecanismo de tornillo sin fin y corona</i>	13
Figura 7. <i>Chavetas normalizadas</i>	14
Figura 8. <i>Ejes de acero</i>	15
Figura 9. <i>Mecanismo de yugo escocés</i>	16
Figura 10. <i>Colores de filamentos ABS</i>	17
Figura 11. <i>Cinemática de un carrete</i>	20
Figura 12. <i>Carrete enrollador de cable</i>	22
Figura 13. <i>Torque aplicado sobre un eje</i>	23
Figura 14. <i>Carrete industrial</i>	25
Figura 15. <i>Cable AWG 20</i>	26
Figura 16. <i>Sistema de transmisión tornillo sin fin con corona más yugo escocés</i>	32
Figura 17. <i>Sistema enrollador de cable</i>	32
Figura 18. <i>Medidas del cable 20 AWG de forma conservadora</i>	36
Figura 19. <i>Carrete diseñado en SolidWorks</i>	39
Figura 20. <i>Gráfica de la distancia enrollada de cable vs tiempo.</i>	43
Figura 21. <i>Dimensiones del motor NEMA 23</i>	46
Figura 22. <i>Esfuerzos generados por cargas transversales</i>	47
Figura 23. <i>Fuerza cortante en el eje</i>	49
Figura 24. <i>Momento máximo en el eje</i>	50
Figura 25. <i>Eje principal de 10 mm de diámetro mínimo</i>	53
Figura 26. <i>Medidas de la chaveta en el eje principal</i>	56
Figura 27. <i>Tornillo sin fin y corona diseñados</i>	59
Figura 28. <i>Medidas de la chaveta en la corona</i>	66
Figura 29. <i>Desplazamiento del vástago en función del ángulo</i>	70
Figura 30. <i>Velocidad del vástago en función del ángulo</i>	71

Figura 31. <i>Aceleración del vástago en función del ángulo</i>	72
Figura 32. <i>Rodamiento W 61800-2RS1</i>	75
Figura 33. <i>Propiedades físicas obtenidas mediante Software</i>	76
Figura 34. <i>Slip Ring seleccionado</i>	79
Figura 35. <i>Sistema de arranque de motor</i>	80
Figura 36. <i>Simulación electrónica en Software</i>	81
Figura 37. <i>Placa simulada en 3D</i>	81
Figura 38. <i>Simulación de la placa electrónica</i>	81
Figura 39. <i>Programación en Arduino</i>	83
Figura 40. <i>Variables definidas en Arduino</i>	84
Figura 41. <i>Programación de comandos en Arduino</i>	85
Figura 42. <i>Configuración de material en el Software ANSYS</i>	87
Figura 43. <i>Simulación de deformación</i>	88
Figura 44. <i>Simulación de esfuerzo</i>	89
Figura 45. <i>Simulación de factor de seguridad</i>	89
Figura 46. <i>Simulación de deformación en el carrete</i>	90
Figura 47. <i>Simulación de estrés en el carrete</i>	90
Figura 48. <i>Simulación del factor de seguridad en el carrete</i>	91
Figura 49. <i>Base de carrete sin corrección de tolerancias</i>	93
Figura 50. <i>Base de carrete con tolerancias corregidas</i>	94
Figura 51. <i>Base del tornillo sin fin adaptada en rompecabezas</i>	94
Figura 52. <i>Piezas impresas en ABS</i>	95
Figura 53. <i>Base con materiales reciclados</i>	95
Figura 54. <i>Carrete y slip rin</i>	96
Figura 55. <i>Carrete y slip ring montados como solo elemento</i>	96
Figura 56. <i>Cable insertado dentro del carrete</i>	97
Figura 57. <i>Carrete completo</i>	97
Figura 58. <i>Yugo escocés y corona separados</i>	97
Figura 59. <i>Yugo escocés con la corona</i>	98
Figura 60. <i>Correa movediza del yugo escocés</i>	98
Figura 61. <i>Sistema de yugo escocés con corona</i>	98
Figura 62. <i>Eje del tornillo sin fin sin chavetas</i>	99

Figura 63. <i>Eje del tornillo sin fin con la chaveta</i>	99
Figura 64. <i>Acoples colocados en los ejes</i>	99
Figura 65. <i>Tornillo sin fin colocado en su respectivo lugar</i>	100
Figura 66. <i>Motor con acople montado sobre la base</i>	100
Figura 67. <i>Elementos fijados a la base mediante pernos de 4 mm</i>	101
Figura 68. <i>Pernos con sus respectivas tuercas</i>	101
Figura 69. <i>Sistema con todos los elementos</i>	102
Figura 70. <i>Prototipo listo para realizar pruebas</i>	102
Figura 71. <i>Los 50 metros de cable extendidos</i>	103
Figura 72. <i>Mecanismo enrollando el cable</i>	103
Figura 73. <i>Distancia de 5 metros señalada en el cable</i>	104
Figura 74. <i>Mecanismo de transmisión funcional</i>	105
Figura 75. <i>Porosidades en el carrete del sistema</i>	106
Figura 76. <i>Cable excediendo la capacidad de las aletas del carrete</i>	106
Figura 77. <i>Gráfica de costo beneficio</i>	117

RESUMEN

En este trabajo se presenta el diseño e implementación de un sistema automático de despliegue controlado de 50 metros de cable para un vehículo aéreo no tripulado atado a tierra, con el propósito de mejorar la portabilidad de cable, estabilidad operativa y eficiencia energética de un dron.

Para conseguirlo se siguió un proceso de análisis, diseño y pruebas controladas. Primero se definieron los requerimientos mecánicos y eléctricos del sistema partiendo del peso y las características del cable y del dron. Luego se modelaron las piezas en software CAD y se realizaron simulaciones cinemáticas para verificar que los componentes no fallen ante las cargas previamente analizadas. Con esos modelos se fabricaron las piezas principales mediante impresión 3D en ABS y se ensamblaron los componentes principales: un carrete motorizado, un conjunto de transmisión de tornillo sin fin y corona, un yugo escocés que cumple la función de guía para controlar el enrollamiento del cable, un anillo deslizante para mantener la conexión eléctrica y un controlador electrónico con un motor paso a paso y driver.

El prototipo montado fue sometido a pruebas de campo donde se midieron la velocidad de enrollado, la respuesta del motor y la estabilidad del carrete durante el desenrollamiento y enrollamiento del cable. El sistema logró enrollar los 50 metros de cable en un tiempo aproximado de 4 min, demostrando un despliegue y recuperación rápidos y controlados. Adicionalmente, el motor seleccionado entrega 1.2 N·m, lo que proporciona un margen de seguridad para las operaciones. El costo estimado del prototipo es 565.95 USD.

Finalmente, se obtuvo un prototipo funcional y accesible que cumple con el objetivo de desplegar los 50 metros de cable de forma estable y segura. El proyecto valida la combinación de diseño por simulación y fabricación por impresión 3D como una alternativa económica para desarrollar prototipos funcionales de sistemas de enrollamiento de cable, para drones.

Palabras Claves: UAV, sistema atado a tierra, mecanismo de enrollado, diseño mecánico, prototipo, tensión del cable.

ABSTRACT

This paper presents the design and implementation of an automated, controlled deployment system for a 50 meter cable for a tethered unmanned aerial vehicle, with the aim of improving cable portability, operational stability, and energy efficiency.

To achieve this, a process of analysis, design, and controlled testing was followed. First, the mechanical and electrical requirements of the system were defined based on the weight and characteristics of the cable and the drone. Then, the parts were modeled using CAD software, and kinematic simulations were performed to verify that the components did not fail under the previously analyzed loads. Using these models, the main parts were manufactured via 3D printing in ABS plastic, and the main components were assembled: a motorized reel, a DIN less screw and crown gear transmission assembly, a Scotch yoke that serves as a guide to control cable winding, a slip ring to maintain the electrical connection, and an electronic controller with a stepper motor and driver.

The assembled prototype underwent field testing, where winding speed, motor response, and reel stability were measured during cable unwinding and winding. The system successfully wound 50 meters of cable in approximately 4 minutes, demonstrating rapid and controlled deployment and retrieval. Additionally, the selected motor delivers 1.2 N·m, providing a safety margin for operations. The estimated cost of the prototype is USD 565.95.

Ultimately, a functional and affordable prototype was obtained that successfully deploys 50 meters of cable in a stable and safe manner. This project validates the combination of simulation based design and 3D printing as a profitable alternative for developing functional cable winding system prototypes for drones.

Keywords: UAV, tethered system, reeling mechanism, mechanical design, prototype, cable tension.

INTRODUCCIÓN

En el presente trabajo de titulación de propuestas tecnológicas se desarrolla el diseño e implementación de un sistema automático de despliegue controlado de 50 metros de cable para un vehículo aéreo no tripulado. Se llevaron a cabo rigurosos cálculos en zonas críticas en todo el diseño del sistema, tomando en cuenta normas internacionales para garantizar la integridad y funcionamiento de todo el sistema mecánico.

El proyecto se desarrolla a lo largo de 5 capítulos principales, los cuales contienen información teórica del diseño, simulación, validación y construcción del sistema.

En el capítulo 1 se inicia planteando el problema, justificando los objetivos del proyecto y presentando un marco teórico el cual va a ser fundamental para comprender el funcionamiento de los sistemas de energía para drones tethered a tierra, de igual forma, se revisará conceptos mecánicos, eléctricos y de materiales que van a ser ocupados.

El capítulo 2 introduce los modelos matemáticos requeridos para poder analizar el sistema mecánico, la selección de un motor adecuado para mover el sistema y el análisis de datos obtenidos por parte del dron [1], en cuanto a cinemáticas de vuelo, para poder ajustar los parámetros necesarios en el diseño.

En el capítulo 3 se desarrolla el diseño del sistema de carrete encargado de enrollar y desenrollar el cable. Se describen las etapas diseño, simulación y análisis de resultados. Estas son importantes ya que nos permiten analizar y mejorar el comportamiento mecánico del carrete bajo las condiciones de carga deseadas.

El capítulo 4 profundiza completamente todo lo relacionado con el diseño del sistema de despliegue del cable, la selección de materiales y elementos necesarios para completar el mecanismo final y la simulación del sistema obtenido.

Finalmente, el capítulo 5 presenta el proyecto finalizado, junto a los respectivos análisis de resultados, evaluación económica del proyecto.

En la sección final del documento se detallan las conclusiones que aclaran resultados obtenidos a lo largo del desarrollo del proyecto, con la finalidad de ofrecer una solución tecnológica que mejora los mecanismos de despliegue automatizados para drones.

ANTECEDENTES

El uso de vehículos aéreos no tripulados (UAV) ha ido incrementando en los últimos años debido a los avances tecnológicos que ha experimentado el ser humano en ciencias como la electrónica, sistemas de control, etc. Sin embargo, el problema más común que aparece en drones que se utilizan por largos periodos de tiempo, es el poco tiempo de funcionamiento que tienen, esto, debido al uso de baterías las cuales tienen tiempos límites de vuelo relativamente cortos y luego de eso deben obligatoriamente ser reemplazadas o recargadas [2].

En vista de que esta problemática es muy común, se crean los sistemas tethered (sistemas de drones alimentados por un cable atado a tierra), los cuales permiten que el tiempo de funcionamiento de un dron se prolongue por mucho, y en algunos casos pueda ser infinito [3].

Empresas pioneras como Elistair ha documentado la manera en la que operan estos sistemas, su arquitectura y ventajas. Según su documento técnico, un UAV tethered puede mantenerse en vuelo durante horas o incluso días gracias al suministro energético continuo, mientras el cable actúa simultáneamente como un medio físico para datos y como elemento estructural que mantiene la seguridad del sistema [2]. Elistair también describe que la arquitectura general incluye: estación terrestre, carrete o unidad de manejo de cable, cable umbilical reforzado y la plataforma aérea, todos integrados bajo un sistema automático de gestión de tensión.

Por otro lado, Technologies ha desarrollado sistemas tethered enfocados en aplicaciones de seguridad y operaciones tácticas. Su documento “LiveSky Tethered UAV Systems” explica que estos dispositivos incluyen controladores automáticos de tensión, fuentes de alimentación especializados y mecanismos de carretes diseñados para prevenir cualquier tipo de fatiga mecánica del cable durante su despliegue y recuperación. Estos desarrollos nos demuestran la importancia del control mecánico del carrete y el cable al momento de seleccionarlos y adaptarlos en un solo sistema que pueda funcionar correctamente.

No obstante, la mayoría de estos sistemas son de uso comercial o militar, con tecnologías propietarias y costos muy elevados, debido a esto existe un vacío en los diseños de carretes y mecanismos automatizados que son utilizados para el despliegue de drones atados a tierra. Este vacío motiva el desarrollo de proyectos como el presente, donde podemos diseñar, construir y evaluar un sistema de despliegue automático de 50 metros de cable que permita comprender y

entender esfuerzos mecánicos, torque, selección del motor, geometría del carrete y aspectos fundamentales para poder optimizar la eficiencia y seguridad del sistema. [4]

JUSTIFICACIÓN

Actualmente, los vehículos aéreos no tripulados tienen tiempos de vuelo limitados debido al uso de baterías, restringiendo el tiempo de vuelo y la continuidad de operación. A pesar de que han tenido muchos avances en los últimos años, siguen teniendo desventajas en aplicaciones que requiere de un tiempo prolongado de operación [5]. Los sistemas tethered aparecen como la mejor solución, proporcionando energía continua desde una estación terrestre superando limitaciones energéticas.

No obstante, el diseño de sistemas tethered presenta desafíos mecánicos relacionados al des enrollamiento de cable, el cual puede generar variaciones de tensión y fallos mecánicos. Los métodos actuales para el despliegue de cable son limitados, poco accesibles y costosos, esto limita su adaptación y mejora [6]. Por ello, se destaca la necesidad de desarrollarse sistemas seguros, accesibles y funcionales, para el des enrollamiento del cable.

Para alcanzar este objetivo, se emplearán herramientas computacionales junto con métodos analíticos en el diseño mecánico, obteniendo sistemas eficientes y reproducibles. La correcta aplicación de modelos matemáticos y simulaciones con el método de elementos finitos permite una apreciación más precisa del comportamiento de componentes mecánicos bajo cargas reales, disminuyendo la necesidad de múltiples prototipos físicos y facilitando la evaluación de diferentes elementos del sistema [7]. Además, la impresión 3D de componentes mecánicos reduce costos y tiempos de desarrollo, pero el uso de materiales poliméricos exige una validación estructural que nos garantice la integridad u confiabilidad del sistema.

La investigación propone desarrollar un sistema automático para el despliegue controlado de 50 metros de cable para un UAV, integrando diseño mecánico, simulación estructural y validación experimental. La finalidad es ofrecer una solución tecnológica accesible para mejorar la eficiencia de los UAV tethered y fomentar el avance académico en sistema de despliegue automatizados, ya que son un tema poco estudiado.

OBJETIVOS

Objetivo general

Diseñar e implementar un sistema automático de despliegue controlado de 50 metros de cable para un vehículo aéreo no tripulado.

Objetivos específicos

- Establecer los requerimientos mecánicos, eléctricos y de comunicación para el sistema de despliegue automático de 50 metros de cable.
- Diseñar un mecanismo eficiente que permita desenrollar, enrollar y controlar la tensión de cable, asegurando la integridad y duración del sistema.
- Validar el funcionamiento del enrollador de cable mediante pruebas de campo controladas, midiendo desempeño y seguridad.
- Analizar la factibilidad económica del sistema mediante indicadores financieros y estimaciones de costo-beneficio.

ALCANCE

Este estudio se fundamenta en principios de diseño mecánico, transmisión de potencia y análisis de sistemas automatizados para desarrollar, mediante modelado matemático y simulaciones en software especializado. A partir de los requerimientos mecánicos, eléctricos y de comunicación, se busca diseñar un mecanismo capaz de desenrollar y enrollar cable de forma segura y eficiente, garantizando la integridad estructural y la durabilidad del sistema [8].

La integración de modelos computacionales con criterios clásicos de diseño de máquinas permite validar el comportamiento de sistemas en condiciones reales, reduciendo la dependencia de soluciones empíricas [9]. Los resultados obtenidos van a contribuir en procesos de investigación y diseño de sistemas UAV tethered con una base técnica cuantitativa y un análisis de viabilidad económica esencial para el diseño de estos sistemas.

CAPÍTULO 1

MARCO TEÓRICO Y FUNDAMENTOS

1.1 Planteamiento del problema

En la actualidad el uso de drones ha ido aumentando significativamente entre las personas, ya sea utilizado para fines domésticos como para fines industriales o que exigen mucho tiempo de funcionamiento a un UAV, esto al inicio no puede parecer un gran problema hasta se comienza a utilizar forma prolongada, ya que, la mayoría de estos drones utilizan baterías para poder funcionar, por lo que, su tiempo de operación es limitado y en ocasiones muy corto.

Para poder dar una solución a este problema surge la idea de utilizar sistemas atados a tierra para los UAV, ya que estos sistemas le brindan energía constante desde una base en tierra, por otro lado, muchos de estos sistemas carecen de un sistema automatizado de despliegue y retracción del cable, lo cual:

- Limita su eficiencia operativa.
- Aumenta riesgos por enredos o tensión excesiva del cable.
- No permite control dinámico ante cambios en altitud o direcciones del UAV

A partir de estas problemáticas se abre una pregunta: ¿Cómo diseñar e implementar un sistema eficiente y seguro de despliegue de cable para un UAV atado a tierra, que permita mejorar la operatividad y autonomía del sistema?

1.2 Metodología de trabajo

1.2.1 Enfoque de la investigación

Este trabajo se desarrolla por medio de un enfoque de investigación aplicada, debido a que su finalidad es diseñar e implementar un sistema mecánico funcional para poder enrollar y desenrollar un cable para un dron atado a tierra. Este tipo de enfoque nos permite aplicar principios teóricos de la ingeniería mecánica y electrónica para poder solucionar un problema real y realizar un diseño tecnológico [9].

La investigación combina enfoques descriptivos y experimentales, ya que describe los requerimientos mecánicos, eléctricos y operativos del sistema, y experimental porque, se construye un prototipo físico y se pone a prueba su desempeño por medio de pruebas controladas [10].

1.2.2 Etapas de desarrollo

La metodología utilizada se estructura en etapas, con la finalidad de tener una buena coherencia con la parte teórica, diseño mecánico e implementación del sistema.

Como primer paso, se realizó un análisis para el diseño del carrete basándonos en las propiedades del cable que va a alimentar el dron, su peso y las cargas que este va a transmitir al mecanismo, a partir de esta etapa se fueron desarrollando las siguientes. Posteriormente, se inició el desarrollo del diseño conceptual, el cual incluye todos los componentes claves del sistema. La elección de esta configuración se fundamentó en criterios mecánicos, control de movimiento y capacidades de transmisión [11].

Con el concepto definido, se realizó el diseño mecánico y dimensionamiento de componentes, incluyendo cálculos de esfuerzos por torsión, flexión en ejes, verificación de factores de seguridad, diseño del carrete de bobinado, selección de rodamientos y dimensionamiento de chavetas y acoples, aplicando criterios clásicos de elementos de máquinas. [9]

Posteriormente, se elaboraron modelos tridimensionales en software CAD para verificar dimensiones y facilitar la fabricación, además estos modelos fueron utilizados como base para construir el prototipo funcional mediante impresión 3D [12]. Por último, se realizaron pruebas experimentales para evaluar el desempeño del sistema, junto con el control de despliegue y recogida del cable, así como el comportamiento mecánico en condiciones reales. Los resultados se compararon con los valores teóricos de diseño.

1.2.3 Herramientas y Recursos

Durante todo el desarrollo del proyecto se utilizaron herramientas especializadas que nos permitieron reducir el tiempo de diseño. Se emplearon herramientas de diseño asistido por computadora (SolidWorks), métodos analíticos de diseño mecánico, equipos de impresión 3D y bibliografías especializadas que nos proporcionaron información de diseño de elementos de máquinas, sistemas de transmisión mecánica, etc.

El software que se utilizó para la simulación de movimiento de los mecanismos principales del sistema fue SolidWorks, en la Figura 1, se presenta el modelo o tipo de la impresora que se utilizó para imprimir algunos elementos del sistema.



Figura 1. Impresora 3D, [13].

1.3 Sistemas UAV tethered

Los vehículos aéreos no tripulados tethered, conocidos también como drones amarrados, utilizan un cable físico que conecta la aeronave con una estación terrestre para transmitir potencia eléctrica continua, comandos de control e información de sensores en tiempo real, eliminando las limitaciones de batería de los sistemas autónomos [6]. Esta configuración permite operaciones de vuelo indefinidas, convirtiéndolos en soluciones ideales para aplicaciones de vigilancia persistente, monitoreo ambiental continuo y misiones militares de larga duración, aunque su movilidad se restringe por la longitud del cable, que varía típicamente entre 50 y 5000 metros según las especificaciones del diseño [14]. Se puede observar un modelo clásico de UAV en la Figura 2.



Figura 2. Vehículo aéreo no tripulado (UAV), [15].

Los principales obstáculos técnicos son el manejo adecuado de la tensión del cable para evitar enredos o rupturas en maniobras dinámicas, además de reducir el peso del conductor (10-15 g/m para AWG 20), lo cual afecta directamente la carga útil, la altitud máxima de operación y la estabilidad aerodinámica del UAV [16].

1.3.1 Holybro S500 V2 y Accesorios para UAV Tethered

Los Holybro S500 V2 representan una plataforma quadcopter profesional de wheelbase 480 mm diseñada para aplicaciones de desarrollo UAV, caracterizada por su estructura híbrida de nylon-poliamida reforzada con fibra de carbono y compatibilidad nativa con controladores Pixhawk 6C/6X y sistemas PX4/ArduPilot [15]. Esta plataforma aérea puede transportar una carga útil de 1.5 kg (excluyendo el peso de sus propias baterías) mientras opera al 70% de su potencia máxima, utilizando un paquete de baterías LiPo de 4 celdas y 5000 mAh. Bajo esta configuración, proporciona una autonomía de aproximadamente 18 minutos en vuelo estacionario (hover), una característica que la hace particularmente adecuada para su conversión en un sistema atado (tethered), para lo cual se recomienda el uso de un cable calibre AWG 20 [1]. En la Figura 3 se puede apreciar el dron Holybro S500 V2.



Figura 3. Holybro S500 V2, [1].

1.3.2 Especificaciones Técnicas del Holybro S500 V2

El Holybro S500 V2 es un cuadricóptero de tamaño mediano diseñado como un kit de desarrollo y casi listo para volar (ARF) para aplicaciones de investigación, desarrollo y prueba con la familia de controladores de vuelo Pixhawk. Esta plataforma se caracteriza por su peso ligero, facilidad de montaje y no requiere soldadura, lo que la convierte en una opción adecuada para proyectos académicos donde es necesario integrar y cambiar cargas útiles específicas. A continuación, se va a enlistar algunas características del dron.

- Wheelbase: 480 mm
- Dimensiones: 383×385×240 mm
- Peso aire: 782 g (frame kit)
- Brazos: Nylon-Poliamida + varilla CF central
- Placas: 1.5 mm carbono twill (top/bottom)
- Tren aterrizaje: Tubos CF 16/10 mm + conectores T reforzados
- PDB integrado: 60A continuo / 100A burst

1.3.3 Controladores de Vuelo Compatibles

El Holybro S500 V2 está diseñado para ser plenamente compatible con múltiples controladores de vuelo de la familia Holybro Pixhawk, lo que facilita su integración en proyectos de investigación y desarrollo (I+D). Esta compatibilidad permite seleccionar el controlador en

función de los requisitos de capacidad de procesamiento, número de entradas y salidas, tipo de firmware empleado (PX4 o ArduPilot) y nivel de redundancia exigido por la misión [1]. En particular, en esta plataforma se utilizan con frecuencia controladores de la familia Pixhawk 6 y Pix32 v6, los cuales incorporan el microcontrolador STM32H743 como unidad central de procesamiento (CPU) principal, lo que ofrece un alto rendimiento computacional para su ejecución de algoritmos avanzados de control y navegación [15].

- Procesador: STM32H743 (480 MHz ARM Cortex-M7)
- Sensores: IMU triple redundante (ICM-45686 + BMI055 + ICM-42688-P)
- Memoria: 2MB Flash + 1MB RAM
- Interfaces: 16 PWM, CAN bus, Ethernet, QWIIC
- Firmware: PX4 v1.14+ / ArduPilot 4.5+

Latencia loop IMU: <1 ms, esencial para control tethered con perturbaciones dinámicas del cable [1].

1.4 Sistemas de despliegue de cable

Los sistemas de enrollado y despliegue de cables en vehículos aéreos no tripulados (UAV) incorporan carretes motorizados con control automático de velocidad y tensión para liberar o retraer el cable sin interrupciones, manteniendo la estabilidad operativa durante maniobras críticas [14]. Estos equipos utilizan sensores de proximidad y codificadores para gestionar tensiones que oscilan entre 5 y 20 N y pueden desplegarse a velocidades de hasta 2 m/s, garantizando la seguridad en operaciones a una distancia de 50 metros, como se muestra en este diseño. En las configuraciones con cable, se priorizan carretes pequeños equipados con anillos deslizantes para la transmisión continua de energía y datos, previniendo daños ocasionados por torsiones y facilitando una vigilancia ininterrumpida sin limitaciones de autonomía [6]. Existen distintos modelos de bases para drones atados a tierra, en la Figura 4, se puede observar uno de los modelos más comunes de bases utilizadas en el mercado.



Figura 4. Dron atado a una base de alimentación, [17].

1.5 Cables eléctricos: tipos, resistencia y peso

Los cables utilizados en drones atados están fabricados con hilos de cobre de calibre AWG mejorado (sección del área de 0. 5-2 mm² que corresponde a AWG 20-24) y materiales de aramida para reducir el peso en línea (10-20 g/m) y minimizar las pérdidas por efecto Joule, permitiendo soportar tensiones de alimentación de hasta 1000 VDC en configuraciones comerciales estándar [18]. Estos cables mixtos integran energía eléctrica constante con transferencia de información, proporcionando una resistencia a la tracción que varía entre 50 y 200 N y tienen diámetros reducidos de 2 a 6 mm, perfectos para implementaciones de hasta 50 metros como el diseño actual [19]. El peso del propio dispositivo crea tensiones acumuladas que necesitan un manejo activo de la tensión (5 - 25 N), restringiendo el límite máximo de funcionamiento según la capacidad de carga del UAV y las circunstancias aerodinámicas [14]. En la Figura 5, se observa las diferencias con respecto a los tamaños de los cables AWG.

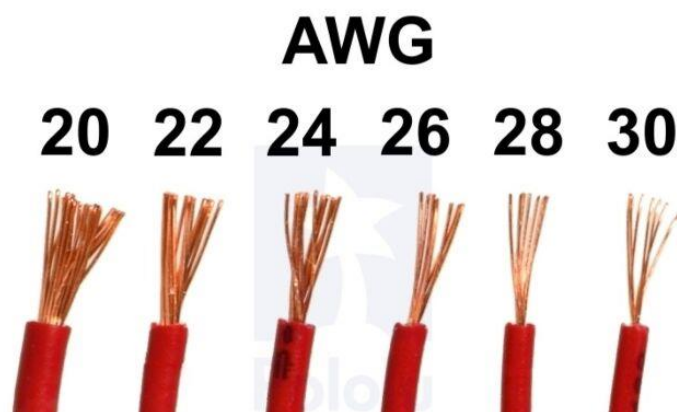


Figura 5. Cables AWG, [20].

1.6 Sistemas de transmisión mecánica

1.6.1 Tornillo sin fin y corona

El mecanismo de tornillo sin fin y corona se define como un sistema de engranajes que transmite movimiento entre ejes perpendiculares mediante un tornillo con filete helicoidal que engrana con una rueda dentada circular denominada corona, proporcionando reducciones de velocidad elevadas de 10:1 a 50:1 con capacidad de auto frenado inherente [21]. Este mecanismo es clave para el despliegue de cable en drones: toma la alta velocidad del motor eléctrico (entre 1500 y 3000 revoluciones por minuto) y la transforma en una fuerza de torsión considerable (de 5 a 25 Nm), necesaria para manejar los 50 metros de cable de 750 gramos con eficacia. Gracias a sus engranajes helicoidales que se pueden observar en la Figura 6, distribuye de manera uniforme la presión y resiste las tensiones repetitivas del enrollado y desenrollado. Eso sí, durante la operación, el ligero deslizamiento entre piezas genera calor por fricción. Para disiparlo sin agregar mucho peso (algo crítico en drones), el sistema integra una carcasa ventilada que ayuda a mantener el rendimiento incluso bajo condiciones de vibración y carga variable [7]



Figura 6. Mecanismo de tornillo sin fin y corona, [22].

1.6.2 Chavetas

Las chavetas se definen como elementos prismáticos de acero que transmiten torque entre ejes y bujes mediante esfuerzos cortantes tangenciales, alojándose en ranuras mecanizadas paralelas para evitar deslizamiento relativo bajo cargas rotativas [21]. Las chavetas transmiten torque entre ejes y bujes mediante corte tangencial, dimensionadas para esfuerzos cortantes:

$$\tau = \frac{T}{r \cdot w \cdot h} \leq \frac{\sigma_y}{n} \quad (1)$$

Donde:

T = torque [N·m]

r = radio [m]

w = ancho [m]

h = altura [m]

σ_y = tensión de cesión del acero [MPa]

n = factor de seguridad [adimensional]

En el caso del diseño de sistemas de despliegue de cable para vehículos aéreos no tripulados, las chavetas prismáticas DIN 6885 (Forma A) de acero C45 + C resultan esenciales para unir el tornillo sin fin al eje motor, soportando torques de 5 - 25 Nm generados por el peso del cable AWG 20 (750 g a 50 m) con factores de seguridad superiores a 2 contra aplastamiento y fatiga cíclica durante 1000 + ciclos de operación (Norton, 2020). Su importancia radica en garantizar transmisión de potencia sin holguras en entornos de alta vibración (50 - 200 Hz), minimizando desgaste y alineando coaxialmente componentes críticos del mecanismo reductor bajo restricciones de peso UAV. A continuación, en la Figura 7, se encuentran diferentes modelos de chavetas normalizadas por la norma DIN6885.,



Figura 7. Chavetas normalizadas, [23].

1.6.3 Ejes

Los ejes principales se definen como elementos cilíndricos que soportan cargas combinadas de torsión y flexión, transmitiendo potencia rotativa mientras mantienen rigidez y alineación geométrica bajo esfuerzos cíclicos, dimensionados mediante la hipótesis de distorsión energética de Von Mises para garantizar resistencia a la fatiga [21].

La ecuación es el resultado de un cálculo que fusiona los distintos tipos de esfuerzos mecánicos en una sola fórmula unificada.

$$\tau_{max} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad (2)$$

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}\right)^2} \leq \frac{S_e}{n} \quad (3)$$

La ecuación de esfuerzo equivalente, que considera el momento flector (M), el par del carrete (T = 5 – 25 Nm), el diámetro del eje (d), la resistencia a fatiga (S_e) y el factor de seguridad (n) fundamenta el diseño de este eje crítico. Fabricado en acero AISI 1045, conecta el motor al tornillo sin fin, soportando cargas dinámicas de 750 g en despliegues de 50 m con diámetros de 12 – 16 mm, y resistiendo vibraciones de 50 – 200 Hz durante más de 1000 ciclos. Su importancia radica en prevenir deflexiones excesivas (< 0.1 mm) que causarían desalineación del mecanismo reductor y fallas catastróficas en vuelo, requiriendo tratamientos superficiales como cementación (profundidad 0.5 - 1 mm) para incrementar durabilidad superficial bajo contacto Hertziano con chavetas y cojinetes [7]. En la Figura 8, se visualizan ejes de acero de diferentes diámetros.



Figura 8. Ejes de acero, [24].

1.7 Mecanismos de conversión de movimiento

1.7.1 Yugo escocés

El yugo escocés es un mecanismo plano que convierte un movimiento de rotación continua en un movimiento lineal alternativo perfectamente sinusoidal. Esto se logra mediante un pasador que, al girar, se desplaza dentro de una guía recta en el yugo, eliminando las aceleraciones laterales que caracterizan a los mecanismos tradicionales de biela-manivela [7]. En sistemas de despliegue de cable para vehículos aéreos no tripulados, este mecanismo se aplica en guías de alineación donde convierte la rotación controlada del eje motor en desplazamiento lineal preciso del cable AWG 20, dimensionando el perno para esfuerzos cortantes según:

$$V = \frac{F}{\sqrt{3}} \quad (4)$$

Donde F representa la fuerza de tensión del cable, 5 - 25 N. El diseño incluye la verificación de la flexión del yugo bajo los momentos inducidos. Su propósito es fundamental: mantener holguras por debajo de 0.1 mm a lo largo de todo el despliegue de 50 metros. Esto elimina el backlash que, de otro modo, provocaría oscilaciones en el cable y desestabilizaría el dron. Además, el mecanismo distribuye uniformemente las cargas dinámicas generadas por la vibración del rotor (50 - 200 Hz), logrando esta robustez con un número reducido de piezas móviles que contribuye a optimizar el peso total del sistema reductor [21]. En la Figura 9, podemos ver un mecanismo de yugo escocés que puede regular su radio de giro, ajustando el radio del pasador.

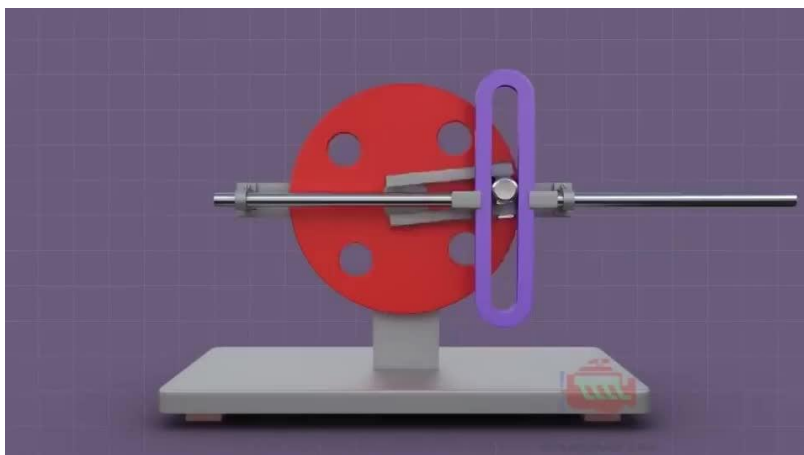


Figura 9. Mecanismo de yugo escocés, [25].

1.8 Materiales poliméricos en impresión 3D

1.8.1 ABS

El ABS (Acrilonitrilo Butadieno Estireno) es un plástico termoplástico amorfo que combina tres monómeros para lograr un balance de propiedades: el acrilonitrilo aporta rigidez química, el butadieno confiere tenacidad al impacto y el estireno facilita su procesamiento. Se funde homogéneamente entre 240 y 280°C y ofrece una excelente adhesión entre capas (> 40 MPa) en impresión 3D FDM, permitiendo la fabricación de prototipos complejos mediante la extrusión precisa de filamento de 1.75 mm. En sistemas de despliegue de cable para drones, el ABS se utiliza para componentes clave como carretes, guías y soportes. Estos soportan cargas dinámicas de un cable de 1500 g en 50 metros y vibraciones del rotor entre 50 - 200 Hz, gracias a su módulo elástico de 2.3 GPa, resistencia a la tracción de 40 MPa y temperatura de deflexión térmica de 99°C, que aseguran su integridad en operación [26]. Su gran ventaja reside en habilitar iteraciones rápidas y económicas (2 - 5 USD/kg) de prototipos totalmente funcionales. Ofrece buena maquinabilidad posterior, resistencia a los lubricantes del mecanismo y optimiza el desarrollo al ofrecer desviaciones dimensionales menores a 0.2 mm y factores de seguridad superiores a 2.5, superando las limitaciones del mecanizado CNC tradicional [27]. Una característica de este tipo de filamento de impresión es la variedad de colores que pueden ofrecer en el mercado, como se observa en la Figura 10.



Figura 10. Colores de filamentos ABS, [28].

1.8.2 Propiedades mecánicas

En la Tabla 1 Tabla 1. Propiedades mecánicas del ABS , podemos observar las principales propiedades mecánicas que tienen el filamento ABS, las cuales son de extrema importancia para futuros cálculos en elementos conformados por este tipo de material.

Tabla 1. Propiedades mecánicas del ABS [29]

Propiedades del ABS	
Alargamiento de rotura	10 – 50 %
Alargamiento en el límite elástico	1.7 – 6 %
Flexibilidad (módulo de flexión)	1.6 – 2.4 GPa
Dureza Shore D	100
Rigidez (módulo de flexión)	1.6 – 2.4 GPa
Límite de fluencia (tracción)	29.8 – 43 MPa
Resistencia a la rotura (tracción)	30 – 48 MPa
Tenacidad (impacto Izod con muesca a temperatura ambiente)	200 – 215 J/m
Tenacidad a baja temperatura (Impacto Izod con muesca a baja temperatura)	20 160 J/m
Módulo de Young	1.79 – 3.2 GPa
Coefficiente de Poisson	0.35

1.8.3 Limitaciones estructurales

La principal limitación estructural del ABS en la impresión FDM es su naturaleza anisotrópica. Esto significa que sus propiedades mecánicas varían según la dirección en la que se aplica la fuerza, ya que el proceso de impresión capa por capa alinea las cadenas de polímeros y crea pequeños vacíos entre ellas. Como resultado, las cargas aplicadas perpendicularmente a las

capas de impresión pueden causar una separación progresiva entre las mismas, reduciendo la resistencia del material hasta en un 70% en comparación con las direcciones paralelas a la impresión [27]. En el diseño de sistemas de enrollado y despliegue de cables en vehículos aéreos no tripulados, esta limitación exige factores de seguridad superiores a 3 para componentes críticos como carretes y guías que soportan tensiones cíclicas de 5 - 25 N del cable AWG 20 (50 m), restringiendo aplicaciones a esfuerzos < 50 MPa y temperaturas operativas $< 70^{\circ}\text{C}$ sin refuerzos estructurales como filamentos compuestos de carbono (CF - ABS) que incrementan el módulo elástico hasta 8 GPa [26].

La clave de este proceso es garantizar la seguridad en vuelo mediante criterios de diseño preventivos. Para ello, se integra un protocolo que incluye:

- Colocar la pieza en la impresora con ángulos de $20 - 45^{\circ}$ frente a las cargas principales.
- Utilizar un patrón de relleno gyroid con densidad del 30 - 50%. Aunque lo recomendado en lugares de impresoras 3D es de 15%. Debido a la cantidad de material, tiempo y costos que este genera.

El objetivo final de estas acciones es neutralizar las tensiones térmicas internas, factor responsable del 80% de las de laminaciones tempranas [27].

CAPÍTULO 2

MODELADO MATEMÁTICO DEL SISTEMA

2.1 Modelo cinemático del sistema de carrete

En un sistema de despliegue de cable por medio de un carrete transforma el movimiento rotacional del cable en un movimiento lineal. Como se puede observar en la Figura 11 la cinemática de movimiento del cable permite determinar relaciones entre la velocidad de rotación, la longitud extendida ya la velocidad lineal del cable, variables necesarias para el diseño mecánico del sistema [30].

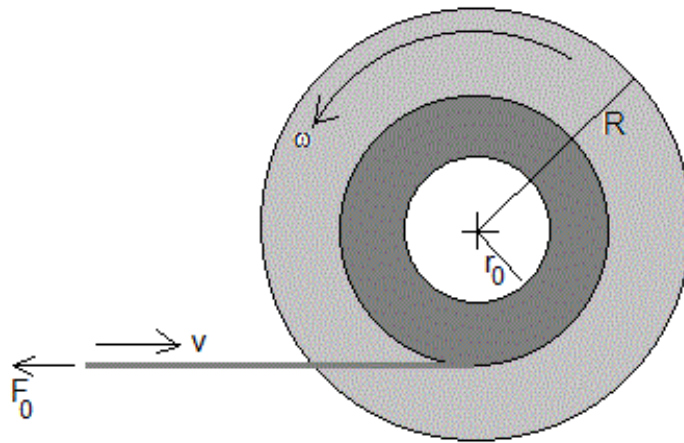


Figura 11. Cinemática de un carrete, [31].

En este análisis se supone que el cable se enrolla de manera uniforme y sin que exista algún desplazamiento significativo sobre el carrete, esta suposición es comúnmente utilizada en los cabrestantes e instalaciones de tambor industriales [9].

2.1.1 Relación rpm – velocidad de cable

La velocidad lineal del cable está directamente relacionada con la velocidad angular del carrete y con el radio efectivo de este, el cable se mueve tangencialmente cuando el carrete gira, y su velocidad es proporcional al perímetro que recorre en cada vuelta [7]. La velocidad angular que va a tener el carrete se define mediante la siguiente formula:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (5)$$

Donde:

ω = velocidad angular [rad/s]

n = velocidad de rotación del carrete en rpm

La relación básica entre el movimiento lineal y el circular se puede utilizar para calcular la velocidad lineal del cable:

$$v = \omega r \quad (6)$$

Reemplazando la expresión de la velocidad angular, se llega a:

$$v = \frac{2\pi nr}{60} \quad (7)$$

Donde:

v = velocidad lineal [m/s]

r = radio efectivo del carrete [m]

Esta fórmula hace posible calcular la rapidez con la que se recoge o se despliega el cable, teniendo en cuenta el radio efectivo del carrete y sus rpm, relación que se utiliza frecuentemente en el análisis de sistemas de enrollado. [8].

2.1.2 Longitud desplegada

El número de vueltas que hace el carrete está directamente vinculado con la longitud total del cable desplegado. Cada revolución es igual al desplazamiento del cable igual a la circunferencia del carrete. La longitud desplegada L se puede expresar como:

$$L = N \cdot 2\pi r \quad (8)$$

Donde:

N = número de vueltas del carrete

Si el carrete gira a una velocidad constante durante un periodo de tiempo, el número de revoluciones se expresa como:

$$N = \frac{nt}{60} \quad (9)$$

Donde:

n = velocidad angular del carrete [rpm]

t = tiempo que gira el carrete [s]

60 = factor de conversión

Por lo tanto, al reemplazar la fórmula de la longitud desplegada en N , se obtiene la siguiente ecuación de la longitud de cable:

$$L = \frac{2\pi r n t}{60} \quad (10)$$

Este modelo de ecuación permite estimar la longitud desplegada de cable en función del tiempo operativo, lo cual es fundamental para los sistemas que funcionan por conteo de revoluciones o por tiempo [7]. Un modelo de carrete presentado en la Figura 12, nos muestra cómo debe enrollarse el cable correctamente.



Figura 12. Carrete enrollador de cable, [32].

2.1.3 Torque requerido

La tensión que existe en el cable y el radio efectivo del carrete durante la operación son dos factores importantes que sirven para determinar principalmente el torque necesario para que el carrete funcione correctamente. Para elegir de manera adecuada el motor, la transmisión mecánica y componentes estructurales del sistema, es esencial examinar este parámetro.

La ecuación de equilibrio de momentos establece una relación fundamental entre el torque aplicado al carrete y la fuerza tangencial que ejerce el cable en sistemas de enrollado sin deslizamiento [8]:

$$T = F \cdot r \quad (11)$$

Donde:

T = torque requerido en el carrete

F = fuerza de tensión en el cable

r = radio efectivo del carrete

Cabe recalcar que en el momento de des enrollamiento del carrete el radio efectivo va a reducirse, generando un torque menor, lo que puede llegar a afectar el diseño mecánico del carrete si no se toma en cuenta. En la Figura 13, se pueden observar fuerzas y un torque que actúan sobre el eje.



Figura 13. Torque aplicado sobre un eje, [33].

2.1.4 Tensiones en el cable

El cable de alimentación del sistema se ve sometido a tensiones de tracción debido al peso de este, las fuerzas aerodinámicas que el UAV le transmite y las condiciones dinámicas de vuelo. Para comprobar la integridad estructural del cable es fundamental examinar las tensiones que va a experimentar [34]. La tensión axial promedio en el cable puede determinarse mediante la relación fundamental de esfuerzo normal, cuya fórmula es la siguiente:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (12)$$

Donde:

σ = tensión normal en el cable [MPa]

F = fuerza axial aplicada [N]

A = área transversal efectiva del cable [m²]

La fuerza axial total puede ser calculado como la suma total de fuerzas que generan tensión en el cable [35], y se representa mediante la siguiente formula:

$$F = F_p + F_d + F_s \quad (13)$$

Donde:

F_p = fuerza debido al peso del cable [N]

F_d = fuerza asociada a efectos dinámicos [N]

F_s = fuerza de seguridad adicional considerada en el diseño [N]

Para poder calcular la fuerza debido al peso del cable se debe utilizar la siguiente formula:

$$F_p = m \cdot g \quad (14)$$

Donde:

m = masa del cable [Kg]

g = aceleración gravitacional [m/s²]

Por último, la tensión admisible del material del cable es proporcionada por el fabricante o por normas técnicas aplicables. Este estudio posibilita confirmar que el cable elegido puede resistir las cargas a las que se va a someter sin que llegue a existir un peligro de fallo estructural [34]. Es importante realizar este tipo de análisis, como podemos ver en la Figura 14, el cable va de la mano con el carrete y el esfuerzo al que van a ser sometidos, un mal análisis de cable perjudicaría el sistema por completo.



Figura 14. Carrete industrial, [36].

2.2 Modelado del cable

2.2.1 *Peso propio*

El cable es una parte crucial en la evaluación de sistemas de transmisión eléctrica, telecomunicaciones y estructuras mecánicas flexibles, dado que facilita la simulación de su rendimiento frente a cargas eléctricas, mecánicas y ambientales. Un cable no se considera un componente sólido, sino un sistema que se distribuye y presenta características dinámicas como estiramiento, curvatura, torsión y pérdida de energía.

En este escenario, es importante señalar que el dron se había preparado con antelación para enlazarse a una fuente de energía continua, lo que permitió obtener los datos pertinentes sobre peso y tensión directamente de la especificación del cable AWG 20. Este ajuste previo mejoró la fase de diseño e implementación del sistema de despliegue regulado, asegurando exactitud en los aspectos cruciales del proyecto. De esta manera, se logró una integración eficaz y segura del cable en la disposición final del dron.

En la Figura 15, se puede observar el cable AWG 20 de cobre conectado en paralelo, ambos cables son capaces de soportar una corriente máxima en aire libre de 4 A según NEC1, con tensión nominal de 300 V, aislamiento de PVC resistente a la humedad, rayos UV y retardante de llama, diámetro exterior de 2.49 x 5.58 mm, tipo SPT-1 es decir es un cable eléctrico flexible de dos conductores (o tres, si incluye tierra) diseñado para aplicaciones domésticas de baja potencia, como electrodomésticos pequeños y una temperatura de operación a 60°C [37], lo que lo hace idóneo para alimentación de potencia en sistemas tethered UAV, ya que ofrece un amplio margen de seguridad ante temperaturas ambientales de vuelo típicas, que oscilan entre

-20°C y 40°C, previniendo sobrecalentamientos y degradación del aislamiento PVC o THW [38].



Figura 15. Cable AWG 20, [37].

El peso del sistema de despliegue controlado constituye un factor esencial en la creación de vehículos aéreos no tripulados, debido a su impacto directo en la habilidad de carga útil, la estabilidad dinámica y la eficiencia energética en el proceso automatizado de 50 metros de cable AWG 20. Esta evaluación se basa en un modelo CAD realizado en SolidWorks, donde se definen las características físicas del material ABS que se emplea como filamento para impresión 3D, teniendo una densidad estándar de 1.04 g/cm³ según los datos proporcionados. Además, cabe recalcar que el peso del cable es fundamental para los distintos cálculos que se van a realizar. Ya que ese peso representa la tensión que puede llegar a existir en el carrete del sistema de despliegue.

2.2.2 Cargas máximas

Las cargas máximas en el sistema de lanzamiento controlado para drones se definen en gran medida por el peso del cable AWG 20 a lo largo de su máxima longitud de 50 metros, siendo este el aspecto clave que influye en la estabilidad dinámica, la fuerza de tracción del sistema y el consumo de energía del motor. Este estudio se basa en la fórmula de tensión estática para cables colgantes:

$$T_{max} = w \cdot L + m_{UAV} \cdot g \cdot \sin\theta \quad (15)$$

Donde w es el peso lineal del cable (10 - 15 g/m), $L = 50\text{m}$ es la longitud desplegada, m_{UAV} la masa del vehículo y θ el ángulo de despliegue, resultando en una carga máxima aproximada de 0.75 - 1.25 Kgf para condiciones nominales [37].

2.3 Modelado del sistema tornillo sin fin–corona

El sistema de transmisión de tornillo sin fin con corona es empleado en el mecanismo debido a su gran capacidad para reducir velocidades, este sistema estará acoplado al eje principal que es accionado por un motor, su finalidad es reducir la velocidad del giro que se dirige hacia el mecanismo de yugo escocés, mecanismo cuya finalidad es dirigir el cable para evitar enredos [8]. La relación de transmisión de un mecanismo tonillo sin fin y corona se representa mediante la siguiente ecuación:

$$i = \frac{Z_c}{Z_s} \quad (16)$$

Donde:

i = relación de transmisión [adimensional]

Z_c = número de dientes de la corona [adimensional]

Z_s = número de entradas del tornillo sin fin [adimensional]

Este modelo no solo ayudará a reducir la velocidad del motor, sino que también ayudará a incrementar el torque, lo que logrará vencer la tensión del cable durante las fases de enrollar y desenrollar el cable [39]. Para obtener el torque resultante que transmite el tornillo sin fin a la corona debemos utilizar la siguiente formula:

$$T_c = T_s \cdot i \cdot n \quad (17)$$

Donde:

T_c = torque en la corona [N·m]

T_s = torque en el tornillo sin fin [N·m]

n = eficiencia [adimensional]

La eficiencia del sistema está determinada por el coeficiente de fricción de los materiales en contacto, la calidad del acabado superficial y el ángulo de avance que tiene el tornillo. Estos factores han tenido un extenso debate en la bibliografía sobre el diseño de componentes de máquinas [40].

2.4 Criterios de diseño y factores de seguridad

El diseño del sistema de transmisión de tornillo sin fin y corona debe tener un funcionamiento seguro y duradero en condiciones de operación reales. Para esto, se emplean métodos de diseño mecánico, que se fundamentan en la eficiencia de la transmisión, la resistencia de los materiales con los que se fabrican los elementos y factores de seguridad adecuados [34]. El principio general de diseño frente a los esfuerzos consiste en garantizar que las tensiones máximas impuestas a los componentes no superen las admisibles del material, teniendo en cuenta un factor de seguridad apropiado, lo que se representa con la siguiente ecuación:

$$FS = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{max}} \quad (18)$$

Donde:

FS = factor de seguridad [adimensional]

σ_{adm} = esfuerzo admisible del material [MPa]

σ_{max} = esfuerzo máximo calculado [MPa]

Se aconsejan factores de seguridad estándar de entre 1.5 y 3 para sistemas de transmisión de potencia con cargas moderadas, como vendría a ser el sistema de enrollamiento. Estos valores dependen del material, la técnica de fabricación y la criticidad del componente [39].

2.5 Selección de alternativas y definición del modelo

El objetivo de esta sección es comparar las alternativas geométricas del carrete y sistemas de transmisión para seleccionar la combinación que pueda enrollar 50 metros de cable, tenga fácil fabricación y soporte el torque disponible del motor.

2.5.1 Alternativas de carrete

Carrete A: diseñado con un radio menor al radio mínimo de curvatura, un menor volumen, por lo que ocuparía menos material de impresión y menos espacio.

Carrete B: diseñado con un radio mínimo de curvatura, por lo que, tiene un equilibrio entre el volumen y el torque, el material a ocupar es el necesario.

Carrete C: Se ocupará un radio superior al radio mínimo de curvatura, por lo que el sistema será mucho más grande, ocupará más material, tendrá más inercia y torque.

Tabla 2. Opciones de carrete

Alternativa	Masa (g)	Radio efectivo (mm)	Torque estimado (N·m)	Eficiencia de 1 a 10	Ventajas	Desventajas
Carrete A	123.28	25	0.667	6	Más compacto, menos torque requerido, menos material	Cable en riesgo por no respetar el radio mínimo, espacio insuficiente, posibilidad de falla
Carrete B	180.38	30	0.8	8	Compacto, torque normal, seguridad del cable	Necesita un poco más de material
Carrete C	304.14	40	1	5	Menos capas de cable, seguridad del cable, imposible que falle	Ocupa mucho espacio, mucho material, necesita demasiado torque

Como se puede observar en la Tabla 2, la mejor opción de diseño es el carrete B, ya que se encuentra en un punto medio entre eficiencia y seguridad, ya que, en comparación con el carrete

A no tiene un riesgo de falla y el cable se mantiene seguro, y en comparación del carrete C no exige demasiado torque y requiere menos material para su fabricación.

2.5.2 Alternativas de mecanismos de transmisión

El sistema de des enrollamiento de cable necesita ser los más económico posible por lo que el sistema de transmisión es necesario para poder transformar el movimiento de giro de un solo motor en un eje en movimientos lineales que podemos aprovechar para utilizarlos con otros fines como un sistema guizador para el cable.

En la Tabla 3, se detalla la comparación de mecanismos de transmisión que pueden funcionar en el sistema de enrollamiento de cable.

Tabla 3. Opciones de sistemas de transmisión

Sistema	Torque	Eficiencia	Auto bloqueo	Eficiencia de 1 al 10	Ventajas	Desventajas
Engranés rectos	Moderado	Alta	No	9	Adecuado si espacio y eficiencia son prioridad	El sistema solo, no puede transformar movimientos circulares en lineales
Transmisión por correa/polea	Bajo, moderado	Alta	No	8	Útil para desacoplar vibraciones	No puede generar movimientos cíclicos lineales
Tornillo sin fin con corona	Alto	Media, baja	Si	6	Genera torque, y cambia la	Necesita tolerancias correctas para su

					dirección del giro	diseño e impresión
Planetario	Alto	Alto	No	8	Ideal para control lineal y tensado	Sistema complejo de ensamblar, requiere espacio
Yugo escocés	Moderado	Alta	No	7	Puede generar movimientos cíclicos lineales	Existe desgaste por fricción y temperatura

Como el sistema de enrollamiento de cable necesita de un mecanismo que cambie la dirección del giro del motor y después mediante otro sistema se puedan generar movimientos cíclicos lineales que nos servirán como una guía para que el cable no se enrede, se eligieron los sistemas de transmisión del tornillo sin fin con corona y el yugo escocés.

Al combinar estos dos sistemas de transmisión mecánica logramos implementar un sistema capaz de generar mucho torque, tener una precisión en la transmisión y al ser unificado con otro sistema, este aprovechara el torque obtenido convirtiendo el movimiento circular en un movimiento lineal que aprovecha la fuerza, la precisión y se mantiene funcionando de manera cíclica. En la Figura 16, se puede observar la unión del mecanismo de transmisión tornillo sin fin con corona y yugo escocés conformando un solo sistema mecánico.

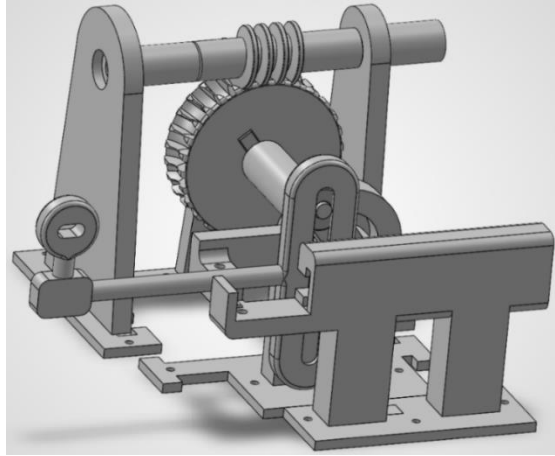


Figura 16. Sistema de transmisión tornillo sin fin con corona más yugo escocés.

2.6 Definición de modelo

Luego de evaluar distintas alternativas de carrete y sistemas de transmisión, se definió un modelo compuesto por un carrete de radio efectivo de 60 mm, acoplado a un sistema de tornillo sin fin con corona y seguido de un mecanismo de yugo escocés. Este modelo fue seleccionado por su capacidad de aumentar el torque, garantizar el auto bloqueo, permitir control lineal y preciso de la guía del cable. Como se observa en la Figura 17, el diseño tridimensional se realizó en SolidWorks, generando un ensamble completo que servirá como base para cálculos estructurales y cinemáticos del Capítulo 3.

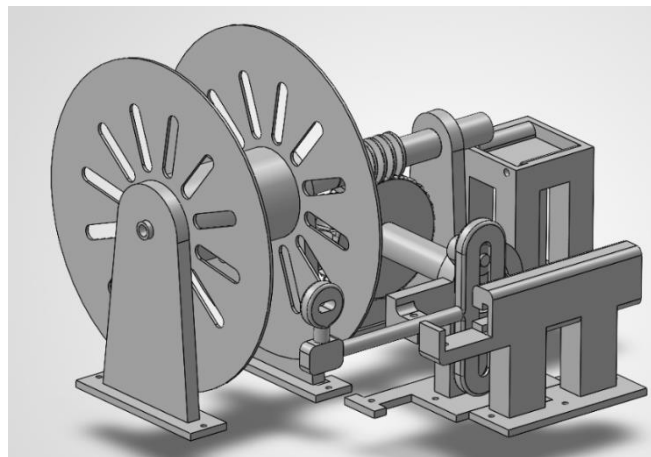


Figura 17. Sistema enrollador de cable.

CAPÍTULO 3

DISEÑO MECÁNICO DEL SISTEMA

3.1 Diseño del sistema de carrete

El carrete del sistema es un elemento fundamental, ya que, es el encargado de almacenar desplegar y recoger el cable de alimentación, su diseño debe ser cuidadoso y debe tener las siguientes características:

- Espacio suficiente para 50 metros de cable 20 AWG paralelo.
- Capacidad estructural de soportar esfuerzos variados.
- Tiempo de operación por largos periodos de tiempo.

Si se ve al carrete desde otro punto de vista, se observa que es un tambor en forma de cilindro con salientes en sus laterales. El radio efectivo del carrete va a cambiar a medida que se aumentan capas de cable, esto afectara directamente en la cinemática y el torque del sistema.

3.1.1 Geometría

De manera sencilla, el carrete geoméricamente es un cilindro hueco, con un radio inicial que corresponde al carrete sin ninguna capa de cable, por otro lado, tenemos al radio variable que irá cambiando, dependiendo de las capas de cable que posea.

Los principales parámetros geométricos del carrete se describen en la Tabla 4.

Tabla 4. Parámetros Geométricos del carrete

Parámetro	Símbolo	Descripción	Unidad
Radio inicial	r_0	Radio inicial del tambor sin cable	Metros (m)
Longitud útil	L_c	Ancho disponible para el bobinado	Metros (m)
Diámetro del cable	d_c	Diámetro exterior del cable	Metros (m)
Radio extremo	r_n	Radio con n capas de cable	Metros (m)
Número de capas	n	Capas de cable enrollados	-

3.1.2 Cálculos del carrete

Para empezar con el diseño del carrete se toma como dato inicial el cable 20 AWG el cual tiene la capacidad de transmitir la energía necesaria al dron en los 50 metros.

Los datos del cable se observan en la Tabla 5.

Tabla 5. Especificaciones del cable 20 AWG [41]

Número AWG	Diámetro (mm)	Sección (mm²)	Número de espiras por cm	Kg por Km	Resistencia (O/Km)	Capacidad (A)
18	1.024	0.82	9.2	7.3	20.73	2.5
19	0.9116	0.65	10.2	55.79	26.15	2.0
20	0.8118	0.52	11.6	4.61	32.69	1.6
21	0.7230	0.41	12.8	3.64	41.46	1.2
22	0.6438	0.33	14.4	2.89	51.5	0.92

Es importante mencionar que los diámetros de estos cables son solamente de la parte conductora, mas no la parte del aislamiento cuyo diámetro es variable dependiendo de los fabricantes [41]. En el caso del cable seleccionado posee un diámetro cercano a 3 mm, por lo que se utilizara ese dato para el resto de los cálculos, con estos datos se puede pasar al siguiente paso el cual es calcular el radio mínimo de curvatura requerido en el carrete para prevenir daños en el cable.

3.1.2.1 Radio mínimo de curvatura

Es el radio más pequeño que se permite al doblar un cable sin ponerlo en riesgo ni acortar su vida útil, mientras más pequeño sea el radio de curvatura, las curvas que puede soportar el cable serán más pequeñas [42]. Para poder calcularlo, podemos usar la siguiente formula:

$$R_{min} = k \cdot OD \tag{19}$$

Donde:

k = factor (depende del cable y condición)

OD = diámetro exterior del cable con aislamiento [m]

Ahora, como el cable 20 AWG es paralelo (dos líneas), y su diámetro con aislamiento se aproxima a 3 mm, se tiene un largo de 6 mm de separación de cables como se aprecia en la Figura 18.

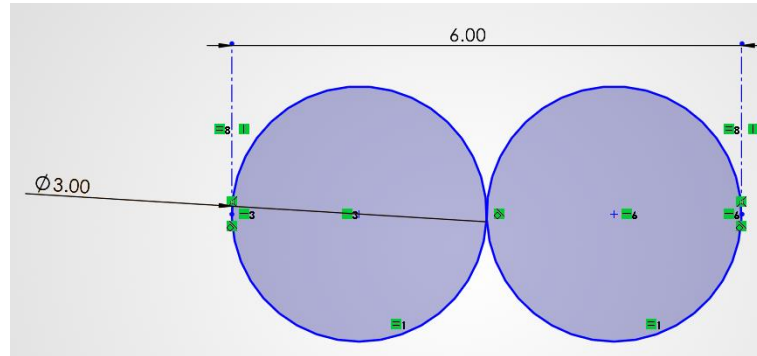


Figura 18. Medidas del cable 20 AWG de forma conservadora.

Para el factor k según [42], se puede utilizar un factor de $k = 10$ como buena práctica cuando no se posee una hoja técnica específica y se quiere proteger al aislamiento.

Reemplazando los datos en la ecuación del radio mínimo y utilizando un factor k de 10 se obtiene lo siguiente:

$$R_{min} = 10 \cdot 3 [mm]$$

$$R_{min} = 30 [mm]$$

3.1.2.2 Largo útil del carrete

Para la zona de bobinado se utilizó una nominal de 90 mm, medida que ayudara a facilitar un poco los cálculos en los sistemas de transmisión que van a ser diseñados más adelante.

3.1.2.3 Distribución del cable en el carrete

Los 50 metros de cable se van a distribuir a lo largo de los 90 mm, como se tiene un cable cada 6 mm podemos calcular cuantas revoluciones va a dar el cable a lo largo del carrete.

$$N_{vueltas} = \frac{D_{eje}}{D_{cable}} = \frac{90 [mm]}{6 [mm]} = 15 \text{ revoluciones}$$

El carrete estará completamente lleno al realizar 15 revoluciones a lo largo de si mismo, si se multiplica las revoluciones por el desarrollo que tiene cada revolución se puede obtener el

número de vueltas que debe dar el carrete para completar los 50 metros de cable [30]. Para ello se utiliza la ecuación para la longitud de un arco circular que es descrita de la siguiente manera:

$$C = \pi \cdot D \quad (20)$$

Donde:

C = desarrollo [m]

D = diámetro del eje [m]

Metros de cable en una revolución:

$$C = \pi \cdot 60 [mm] = 188.49 [mm] = 0.18849 [m]$$

Con una revolución al eje, este va a recorrer 0.18849 metros de cable, antes de que cambie el radio efectivo del cable, a partir de esta lógica se obtiene los metros de cable que se recorre antes de que se modifique el radio efectivo de enrollamiento, mediante la ecuación (21).

$$M_{cable} = N_{vueltas} \cdot C \quad (21)$$

Donde:

M_{cable} = metros de cable que se enrollan antes de un cambio en el radio efectivo [m]

$N_{vueltas}$ = Vueltas que realiza el carrete antes de que cambie el radio efectivo [adimensional]

De esta forma al resolver la ecuación (21), se obtiene:

$$M_{cable} = 15 \cdot 0.18849 [m]$$

$$M_{cable} = 2.82735 [m]$$

Con las 15 revoluciones, y el desarrollo de cada una de estas, se tiene un resultado de 2.8 metros de cable, a partir de este punto cada 15 revoluciones nuestro radio efectivo va a aumentar 6 mm; en la Tabla 6 se puede observar en cuantas veces debería completarse el recorrido de 90 mm en el carrete para completar los 50 metros de cable que necesita el sistema.

Tabla 6. Distribución de cable en el carrete

Pasada (15 revoluciones)	Diámetro (mm)	Desarrollo (m)	Cable (m)
1	60	0.188	2.827
2	62.827	0.197	2.960
3	65.788	0.206	3.100
4	68.888	0.216	3.246
5	72.134	0.226	3.399
6	75.533	0.237	3.559
7	79.093	0.248	3.727
8	82.820	0.260	3.902
9	86.723	0.272	4.086
10	90.81	0.285	4.279
11	95.089	0.298	4.480
12	99.570	0.312	4.692
13	104.262	0.327	4.913
14	109.175	0.342	5.144
Total			54.320

Al utilizar un diámetro de 60 mm y un largo de 90 mm como medidas en nuestro eje principal tendremos que dar 14 pasadas de 15 revoluciones cada una para lograr desenrollar los 50 metros de cable, en la Figura 19 se puede apreciar el diseño resultante del carrete.

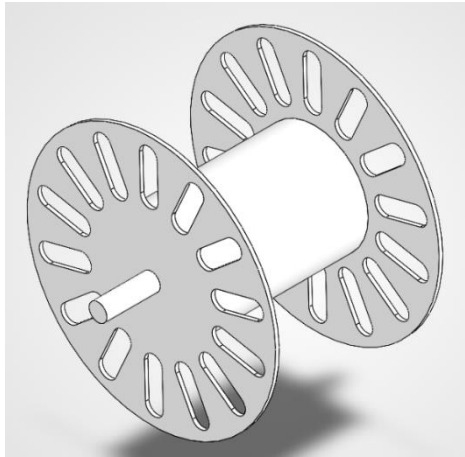


Figura 19. Carrete diseñado en SolidWorks.

3.1.3 Cinemática del enrollado

3.1.3.1 Velocidad angular

Es la velocidad nominal a la que va a girar el motor y por ende el carrete, se va a usar la velocidad más crítica y de forma conservadora de esta manera el sistema podrá operar a velocidades nominales sin ningún tipo de inconveniente. La velocidad angular se calcula mediante la ecuación (5):

$$\omega = 1000 \left[\frac{rev}{min} \right] \cdot \frac{1 [min]}{60 [s]} \cdot \frac{2\pi}{1 [rev]} = 104.72 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

Esta sería la velocidad lineal con el eje de 0.06 metros de diámetro, es decir con el diámetro inicial del carrete, con este dato se puede despejar la velocidad lineal que va a tener el cable a través de la ecuación (6):

$$v = \omega \cdot r$$

$$v = 104.72 \left[\frac{rad}{s} \right] \cdot 0.03 [m] = 3.1416 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Por otro lado, después de que el carrete haya completado 15 revoluciones su velocidad va a cambiar debido a la capa extra de cable que va a tener, para comprobarlo se calcula la velocidad lineal con el eje de 0.0628274334 metros de diámetro:

$$v = 104.72 \left[\frac{rad}{s} \right] \cdot 0.0314137167 [m] = 3.29 \left[\frac{m}{s} \right]$$

La diferencia de velocidad lineal que aparece aquí indica que el cable se está enrollando, ya que, está aumentando su radio efectivo, hay que tener en cuenta que, aunque la velocidad lineal presenta variaciones, la velocidad angular del motor se mantiene constante.

3.1.4 Tiempo total de enrollamiento de los 50 metros de cable

El tiempo que se demora el carrete en enrollar los 50 metros de cable viene ligado a la velocidad angular a la que gira y al radio efectivo que tiene el carrete, recordando que este cambiara cada 15 revoluciones obteniendo o disminuyendo su radio efectivo. Para obtener el tiempo se utilizará la ecuación (22) y se adaptará al proceso de cambio de radio durante el proceso de enrollamiento.

$$t = \frac{L}{V} \quad (22)$$

Donde:

$L = 50$ metros de longitud del cable [m]

$V =$ velocidad de salida del cable [m/s]

$t =$ tiempo que se demora el carrete en enrollar todo el cable [s]

Con los datos que contamos se adapta una ecuación que permita obtener el radio promedio del carrete, con el cuál se obtendrá la velocidad promedio de la salida del cable.

$$r_{prom} = \frac{1}{14} \cdot \sum_{i=1}^{14} \frac{d_i}{2}$$

Donde:

$\frac{1}{14} =$ divide la sumatoria de 14 elementos para obtener el promedio

$\sum_{i=1}^{14} =$ sumatoria de 1 a 14 en número de pasadas de cable (cada una es de 15 revoluciones)

$d_i =$ diámetro efectivo del carrete [m]

Al utilizar esta ecuación se puede estimar el radio promedio que va a tener el carrete.

$$r_{prom} = \frac{1035.71}{14 \cdot 2} = 36.99 [mm] \approx 0.037 [m]$$

Debido a que el dron posee una configuración exacta, se realizó pruebas de campo en donde se obtuvo una velocidad aproximada de 0.7 m/s a 1 m/s. Debido a que la velocidad mínima a la que se mueve el dron se va a empezar configurando al motor en dicha velocidad lineal. Por ende, los cálculos se van a realizar con una velocidad inicial de 0,7 m/s.

Partiendo de este punto y utilizando la ecuación (6), se puede obtener la velocidad angular al inicio del enrollamiento del cable, la cual servirá para realizar un estudio completo de velocidades exactas que se detalla en la Tabla 7.

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{0.7 \left[\frac{m}{s} \right]}{0.037 [m]} = 23.33 \left[\frac{rad}{seg} \right]$$

Y de igual forma se puede obtener la velocidad angular promedio del sistema.

$$\omega = \frac{v}{r_{prom}}$$

$$\omega = \frac{0.7 \left[\frac{m}{s} \right]}{0.037 [m]} = 18.92 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

Con todos los datos promedios despejados se puede encontrar el tiempo aproximado que se demora el sistema en enrollar los 50 metros de cable, despejando la ecuación (22).

$$t = \frac{L}{\omega \cdot r_{prom}}$$

$$t = \frac{50 [m]}{18.92 \left[\frac{rad}{s} \right] \cdot 0.037 [m]} = 71.4 [s]$$

Por lo que, se puede afirmar que el sistema enrollador de cable tiene la capacidad de enrollar 50 metros de cable en aproximadamente 71 segundos. En la Tabla 7, se puede apreciar los resultados de velocidades lineales, angulares y tiempos, de forma más exacta ya que no se utilizaron promedios sino datos reales que cambian dependiendo del radio efectivo.

Tabla 7. Distancia recorrida de cable vs tiempo.

Pasada	Diámetro	Radio	Velocidad Angular	Velocidad Lineal	Distancia Recorrida	Tiempo
1	0.06	0.030	23.33	0.700	2.82	4.029
2	0.062	0.031	23.33	0.733	5.78	7.887
3	0.065	0.032	23.33	0.767	8.88	11.571
4	0.068	0.034	23.33	0.804	12.12	15.082
5	0.072	0.036	23.33	0.841	15.51	18.432
6	0.075	0.037	23.33	0.881	19.06	21.632
7	0.079	0.039	23.33	0.923	22.78	24.690
8	0.082	0.041	23.33	0.966	26.68	27.616
9	0.086	0.043	23.33	1.012	30.76	30.406
10	0.090	0.045	23.33	1.059	35.03	33.069
11	0.095	0.047	23.33	1.109	39.51	35.620
12	0.099	0.049	23.33	1.161	44.00	37.882
13	0.104	0.052	23.33	1.216	48.91	40.215
14	0.109	0.054	23.33	1.274	54.05	42.441

La Tabla 7, nos muestra un valor de 42.4 segundos, en esta tabla se analizó más a fondo la cinemática del carrete y nos da a entender que el método simple donde solo se utiliza un promedio no nos da datos precisos. En la Figura 20, puede observarse la gráfica de la correspondiente a distancia enrolladas del cable en función del tiempo

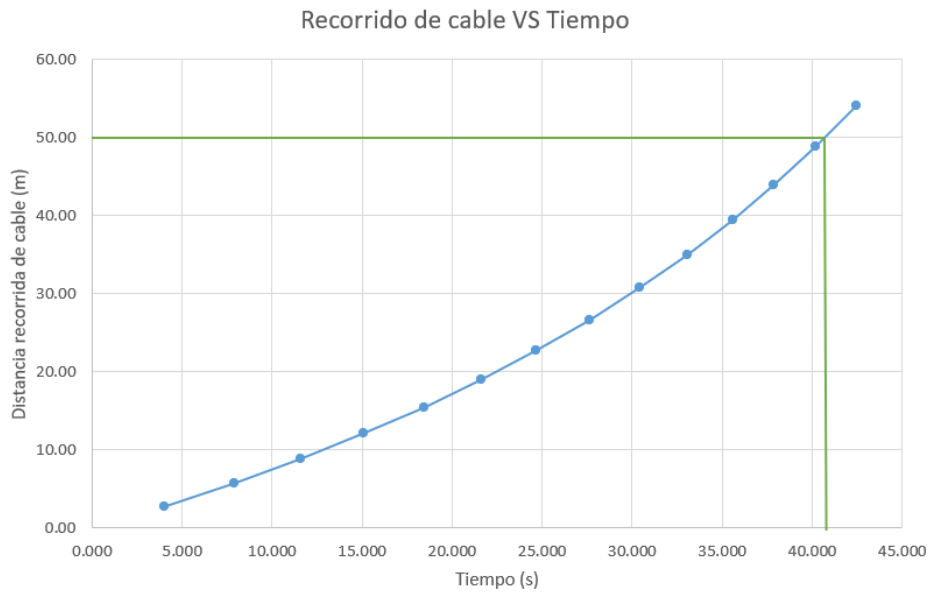


Figura 20. Gráfica de la distancia enrollada de cable vs tiempo.

Al analizar estos dos métodos, se observa que se obtienen valores distintos por lo que se realiza un análisis de error porcentual mediante la ecuación (23).

$$Error = \left| \frac{Valor\ aproximado - Valor\ real}{Valor\ real} \right| \quad (23)$$

$$Error = \left| \frac{71.4 - 42.4}{42.4} \right| = 0.684$$

El error obtenido es del 68%, esto indica que los valores están lejos de parecerse, esto se debe a que el método del radio promedio no considera el aumento de un radio progresivo, sino un solo radio promedio por todo el tiempo de enrollamiento. Para el resto de las pruebas se utilizará el valor de 42.4 segundos como tiempo necesario para que el sistema enrolle los 50 metros de cable.

3.1.4.1 Fuerza necesaria del motor

Si se toma el caso más crítico del sistema este será cuando el cable este desenrollado y suspendido en el aire, por lo que, se puede calcular el torque necesario para que el motor pueda mover el carrete, se usara la ecuación (24).

$$T_{req} = W \cdot r \quad (24)$$

Donde:

T_{req} = fuerza rotatoria necesaria para mover una carga [N·m]

W = fuerza o peso aplicado [N]

Esta ecuación puede ser usada en sistemas rotacionales como tambores, carretes y poleas sometidos a cargas gravitacionales [8].

$$T_{req} = 14.715 [N] \cdot 0.03 [m] = 0.44145 [N \cdot m]$$

El par continuo que proporciona el motor seleccionado es de $T = 1.2 N$

Para que el motor pueda levantar 1.5 kg se debe cumplir lo siguiente:

$$T_{req} < T$$

$$0.44145 [N \cdot m] < 1.2 [N \cdot m]$$

En el punto más crítico:

$$T_{req} = 14.715 [N] \cdot 0.109175738 \left[\frac{m}{2} \right] = 0.80326 [N \cdot m]$$

3.2 Selección del motor para el sistema

El motor del sistema propuesto necesita de características específicas para poder operar sin problemas, lo primero que debería tener el motor es vencer el torque de 0.8 Nm que genera el peso del cable en un punto crítico para el carrete, a continuación, se indica las especificaciones de un motor que cumple con el torque requerido para el sistema, además, se analizó su disponibilidad en el mercado, precio y calidad, por lo que las características del motor descrito en la Tabla 8, son las más aptas para el sistema.

Tabla 8. Especificaciones generales del motor NEMA 23 [43]

ITEM	Especificaciones
Ángulo de paso	1.8°
Aumento de temperatura	80 °C
Temperatura ambiente	-20 °C ~ +50 °C
Rigidez dieléctrica	500 VAC durante 1 min
Juego radial del eje	0.02 máx. (450g de carga)
Juego axial del eje	0.08 máx. (450g de carga)
Fuerza radial máxima	75 N (20 mm desde la brida)
Fuerza axial máxima	15 N

En la Tabla 9 se destacan las especificaciones eléctricas que tiene el motor que seleccionamos.

Tabla 9. Especificaciones eléctricas del motor NEMA 23 [43]

ITEM	Especificaciones
Longitud del motor	56 mm
Corriente por fase	3.0 A
Resistencia por fase	0.9 Oh
Inductancia por fase	2.5 mH
Par de torque	1.2 N·m
Cable conductor	4
Peso del motor	0.7 Kg

Con los datos específicos que se obtuvo del motor NEMA 23 se puede hacer la comparación de torques y verificar si este motor funciona o no en nuestro sistema:

$$T_{req} < T$$

$$0.80326 [N \cdot m] < 1.2 [N \cdot m]$$

Como se puede ver el torque requerido es menor al torque que proporciona el motor NEMA 23 por lo que se afirma que el motor puede enrollar sin problemas los 50 metros de cable. Se puede observar el tamaño del motor y su eje en la Figura 21.

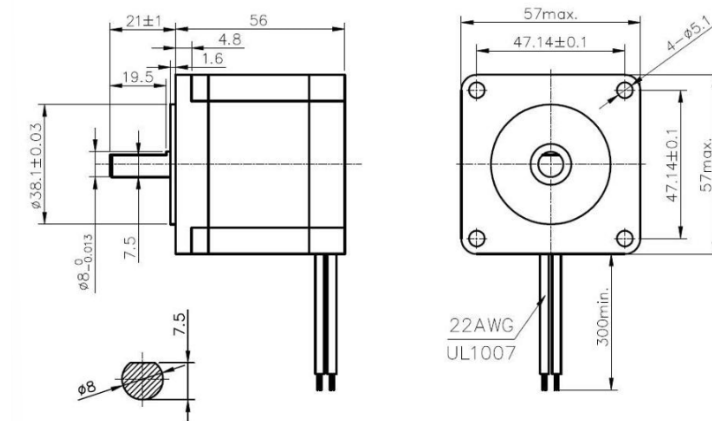


Figura 21. Dimensiones del motor NEMA 23, [82].

3.2.1.1 Esfuerzos por torsión del carrete

El esfuerzo por torsión se produce debido al torque que genera nuestro motor durante el proceso de enrollado y desenrollado del cable, este esfuerzo va a generar esfuerzos cortantes en la sección transversal del carrete, esta tensión generada puede calcularse por medio de la teoría clásica de torsión [9]. Este cálculo se realiza mediante la ecuación (25).

$$\tau_{max} = \frac{T \cdot r}{J} \quad (25)$$

Donde:

τ_{max} = esfuerzo cortante máximo [MPa]

T = torque del eje [N·m]

J = momento polar de inercia [m⁴]

Para calcular el momento polar de inercia en ejes huecos, se utiliza la siguiente ecuación (26).

$$J = \frac{\pi}{32} * (D_e^4 - D_i^4) \quad (26)$$

Donde:

D_e = Diámetro externo del eje tubular [m]

D_i = Diámetro interno del eje tubular [m]

Al reemplazar los datos en la ecuación (26) y la ecuación (25) se obtiene:

$$J = \frac{\pi}{32} \cdot (0.06^4 - 0.055^4) = 3.7398 \cdot 10^{-7} m^4$$

$$\tau_{max} = \frac{1.2 [N \cdot m] \cdot 0.03[m]}{3.7398 \cdot 10^{-7} [m^4]} = 96261.832 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

$$\tau_{max} = 96261.832 \left[\frac{N}{m^2} \right] = 0.0962618 [MPa]$$

En la Figura 22, se observa las fuerzas que actúan sobre el carrete, de color rojo se encuentra la carga distribuida del peso del cable, de color azul se representa una sola fuerza en lugar de una fuerza distribuida, y de color verde las reacciones que provocan las fuerzas sobre el carrete.

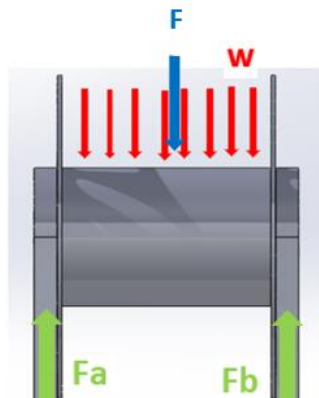


Figura 22. Esfuerzos generados por cargas transversales.

3.2.1.2 Esfuerzos por flexión

El carrete sufre cargas transversales debido a su propio peso y el del cable, estas cargas se representan en la figura 3. El análisis del momento máximo permite evaluar cómo se distribuyen

los esfuerzos en el elemento y asegura que el eje se encuentre dentro del límite estructural dependiendo del material con el que este hecho [9].

El eje del carrete experimenta esfuerzos de flexión debido a las cargas verticales, lo que genera fuerzas cortantes y momentos flectores, a continuación, se detallan los cálculos del momento máximo utilizando la ecuación (14):

$$m = 1.5 [Kg]$$

$$F = m * g = 1.5 [Kg] \cdot 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 14.715 [N]$$

$$W = \frac{14.715 [N]}{0.09 [m]} = 163.5 \left[\frac{N}{m} \right]$$

Para calcular las reacciones en los apoyos del eje, se utiliza el principio de equilibrio estático, que establece que la suma de momentos respecto a un punto de referencia debe igualar cero [8]. Para es necesario usar ecuación de equilibrio de momentos que se indica a continuación:

$$\sum M_a = 0 \tag{27}$$

Donde:

$\sum M_a$ = sumatoria de momentos respecto a un punto

En este caso existen 3 reacciones, la fuerza de los apoyos y la fuerza principal que es generada por el peso del cable en el carrete, con esos datos se obtiene lo siguiente:

$$-F \cdot (0.045[m]) + F_b \cdot (0.09) = 0$$

$$F_b = \frac{14.715 [N] \cdot 0.045 [m]}{0.09}$$

$$F_b = 7.3575 [N]$$

$$F_a = 7.3575 [N]$$

El análisis del momento flector máximo del eje se realiza mediante el método de secciones, dividiendo el eje en tramos según las cargas y los apoyos que tengamos. A continuación, se aplican ecuaciones de equilibrio estático para obtener expresiones analíticas de la fuerza cortante y el momento de flexión [44]. En la Figura 23 y la Figura 24 se aprecian los diagramas contruidos a partir de este análisis.

Corte 1 ($x_1 = 0 ; x_2 = 0.045$)m :

$$\sum F_y = 0$$

$$F_a = v = 7.3575 \text{ [N]}$$

$$\sum M = 0$$

$$F_a \cdot (x) - M = 0$$

$$M = F_a \cdot (x) = 7.3575 \text{ [N]} \cdot x$$

$$M_1 = 0 \text{ [N} \cdot \text{M]} \quad ; \quad M_2 = 0.33108 \text{ [N} \cdot \text{M]}$$

Corte 2 ($x_2 = 0.045 ; x_3 = 0.09$)m :

$$\sum F_y = 0$$

$$F_a - F + v = 0$$

$$v = 7.3575 \text{ [N]} - 14.715 \text{ [N]} = -7.3575 \text{ [N]}$$

$$\sum M = 0$$

$$F_a \cdot (x) - F \cdot (x - 0.045) - M = 0$$

$$M = F_a \cdot (x) - F \cdot (x - 0.045)$$

$$M = 7.3575 \cdot (x) - 14.715 \cdot (x - 0.045)$$

$$M_1 = 0.33108 \text{ [N} \cdot \text{M]} \quad ; \quad M_2 = 0 \text{ [N} \cdot \text{M]}$$



Figura 23. Fuerza cortante en el eje.

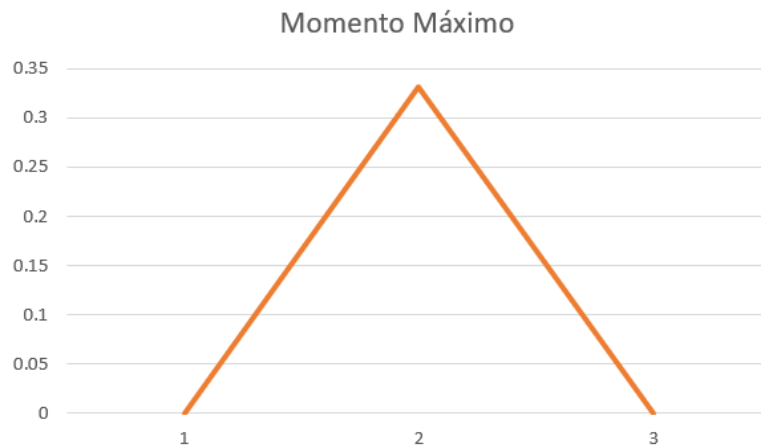


Figura 24. Momento máximo en el eje.

Tomando en cuenta el valor del momento máximo se puede calcular el esfuerzo normal máximo que va a sufrir nuestro elemento:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot C}{I} \quad (28)$$

Donde:

σ_{max} = esfuerzo máximo a flexión [MPa]

M_{max} = momento máximo en el eje [N·m]

C = distancia desde el centro del eje hacia el punto más lejano [m]

I = momento de inercia [m⁴]

Para calcular el valor de la inercia se utiliza la ecuación (29) que permite calcular la inercia de un eje hueco basándonos en los diámetros interno y externo [45].

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (D_e^4 - D_i^4) \quad (29)$$

Donde:

D_e = Diámetro externo del eje tubular [m]

D_i = Diámetro interno del eje tubular [m]

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (0.06^4 - 0.055^4) = 1.8699 \cdot 10^{-7} [m^4]$$

$$\sigma_{max} = \frac{0.33108 [N \cdot m] \cdot 0.03 [m]}{1.8699 \cdot 10^{-7} [m^4]} = 53116.63758 [Pa]$$

$$\sigma_{max} = 0.053116 [MPa]$$

3.2.1.3 Combinación Flexión y Torsión

En diseños para componentes mecánicos sometidos a cargas combinadas, el criterio de Von Mises resulta esencial para evaluar la resistencia del material. Este criterio permite combinar esfuerzos, como flexión y torsión para poder predecir fallas en el material [8].

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_{max}^2} \quad (30)$$

Donde:

σ_{vm} = esfuerzo equivalente de Von Mises [MPa]

σ_{max} = esfuerzo máximo a flexión [MPa]

τ_{max} = esfuerzo cortante máximo [MPa]

$$\sigma_{vm} = \sqrt{0.053116^2 + 3 \cdot 0.0962618^2} = 0.11 [MPa]$$

Factor de seguridad:

$$Fs = \frac{\sigma_y}{\sigma_{vm}}$$

$$Fs = \frac{29.8 MPa}{0.11 MPa} = 181.82$$

Al realizar el análisis estructural del carrete y obtener un factor de seguridad demasiado alto, se puede decir que, el sistema está sobredimensionado, por lo que el carrete aguantaría sin dudas el peso de 1.5 Kg de cable y la torsión de 1.2 N·m del motor. Cabe recalcar que este elemento, no se le realizó un recalcu para dimensionarlo por razones de calidad en la impresión 3D, ya que no se puede predecir si la impresión es la adecuada, una mala impresión perjudicaría directamente a todo el sistema, ya que este carrete es un elemento crítico.

3.3 Diseño del eje principal

El eje principal es el componente mecánico que tiene la responsabilidad de transferir el torque que produce el motor a todo el sistema por medio de otros componentes, además, soporta esfuerzos de flexión y torsión que vienen del peso del cable, la tensión operativa y las reacciones en apoyos.

Siguiendo la teoría de diseño de ejes para transmisión de potencia (Budynas et al., 2020), el diseño del eje se realiza fundamentándose en criterios clásicos de resistencia de materiales, utilizando perspectivas conservadoras para los factores de seguridad.

3.3.1 Diámetro del eje sometido a torsión

Durante la operación del sistema, el eje estará sometido constantemente a un torque, el cual, será el mismo torque que proporciona el motor, para calcular el esfuerzo cortante máximo generado por torsión en un eje de sección circular, se utiliza lo siguiente (24):

$$\tau_{eje} = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{T \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi \cdot d^4}{32}} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

3.3.2 Factor de seguridad

Siguiendo las recomendaciones de textos de diseño de elementos de máquinas, como Shigley's Mechanical Engineering Design, se opta por un factor de seguridad de 3 y para obtenerlo se reemplaza ese valor en la ecuación (18).

$$FS = \frac{\tau_{adm}}{\tau_{eje}}$$

$$3 = \frac{\tau_{adm}}{\tau_{eje}}$$

El valor del τ_{adm} del material asignado es de 30 MPa, pero para hacer el diseño más conservador se utilizará un valor de $\frac{2}{3}$ del valor original, esto debido, a que las piezas impresas en 3D pueden llegar a presentar posibles defectos de unión entre capas, generando concentradores de esfuerzos [46]:

$$3 = \frac{20 [MPa]}{\tau_{eje}}$$

$$\tau_{eje} = 6.67 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{eje} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = 6.67 \text{ [MPa]}$$

$$6.67 \text{ MPa} = \frac{16 \cdot 1200 \text{ [N} \cdot \text{mm]}}{\pi \cdot d^3}$$

$$d = 9.71 \approx 10 \text{ [mm]}$$

Con un diámetro de 10 mm para el eje, este es capaz de soportar el torque de 1.2 N*m, en la Figura 25, se puede confirmar el diseño del eje, en las partes que van dentro de un rodamiento se utilizó un diámetro de 10 mm, por otro lado, para la zona donde se ubica el tornillo sin fin se optó por mantener el diámetro interior de este elemento.

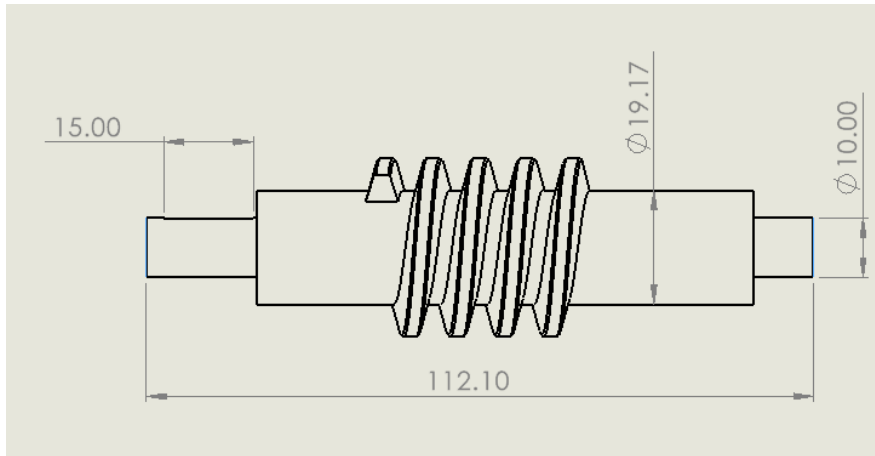


Figura 25. Eje principal de 10 mm de diámetro mínimo.

3.4 Diseño de chavetas del eje principal

Como el sistema va a constar con piezas en impresión 3D con material PLA, se diseñaron las chavetas desde cero siguiendo la norma DIN 6885, la cual establece que el largo de una chaveta debe ser como mínimo el 1.5 del diámetro del eje para lograr una correcta transmisión del par de torque al sistema [47]. Para asegurar la integridad del sistema se realizaron 2 análisis para cada chaveta, análisis por cortante y por aplastamiento.

Como contamos con un eje con un diámetro de 10 mm se tendría que:

$$l = 1.5 \cdot \phi$$

$$l = 1.5 \cdot 10 \text{ [mm]}$$

$$l = 15 \text{ [mm]}$$

Para la fuerza que va a afectar a las chavetas se puede utilizar una variación de la ecuación (11) donde se despeja la fuerza en lugar del torque, de esta manera quedara la siguiente ecuación:

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

El diámetro del eje es de 8 mm ya que es el que va a pasar por los rodamientos que se seleccionaron, y el motor proporciona un torque de 1.2 N·m.

$$F = \frac{1200 \text{ N} \cdot \text{mm}}{4 \text{ mm}} = 300 \text{ N}$$

3.4.1 Esfuerzo por Aplastamiento

Para el factor de seguridad se toma en cuenta al esfuerzo más crítico en este caso sería el esfuerzo por aplastamiento, además para ser conservador se utiliza 2/3 del valor fluencia del ABS impreso [7].

Utilizando un factor de seguridad de 3

$$FS = \frac{\tau_{adm}}{\tau_{max}}$$

$$3 = \frac{20 \text{ [MPa]}}{\tau_{max}}$$

$$\tau_{max} = 6.67 \text{ [MPa]}$$

Junto con el esfuerzo cortante máximo y la fuerza que va a ser aplicada en las chavetas se tiene los datos necesarios para despejar la ecuación (31) y calcular el área necesaria para tener un factor de seguridad de 3.

$$\tau_{max} = \frac{F}{A_{aplastante}} \quad (31)$$

Donde:

F = fuerza aplicada [N]

$A_{aplastante}$ = área de aplastamiento [mm²]

$$6.67 \text{ [MPa]} = \frac{300 \text{ [N]}}{A_{aplastante}}$$

$$A_{aplastante} = 45 [mm^2]$$

Luego al obtener el área aplastante y la longitud se puede calcular la altura que debe tener la chaveta mediante la ecuación (32).

$$A_{aplastante} = \frac{h}{2} \cdot l \quad (32)$$

Donde:

h = altura de la chaveta [mm]

l = largo de la chaveta [mm]

$$45 [mm^2] = \frac{h}{2} \cdot 15 [mm]$$

$$h = 6 [mm]$$

La altura de la chaveta será de 6 mm y el largo de 15 mm.

3.4.2 Esfuerzo Cortante

De igual forma se utiliza un factor de seguridad de 3:

$$\tau_{max} = \frac{F}{A_{cortante}}$$

$$6.67 [MPa] = \frac{300 [N]}{A_{cortante}}$$

$$A_{cortante} = 45 [mm^2]$$

Con el área cortante y la longitud según la norma se puede calcular la base que debe tener la chaveta mediante la ecuación (33).

$$A_{cortante} = b \cdot l \quad (33)$$

Donde:

b = base de la chaveta [mm]

$$45 [mm^2] = b \cdot l$$

$$45 [mm^2] = b \cdot 15 [mm]$$

$$b = 3 [mm]$$

La base de la chaveta será de 6 mm y el largo de 15 mm, con todas las medidas del diseño se puede modelar las chavetas del eje en el programa SolidWorks, como se muestra en la Figura 26.

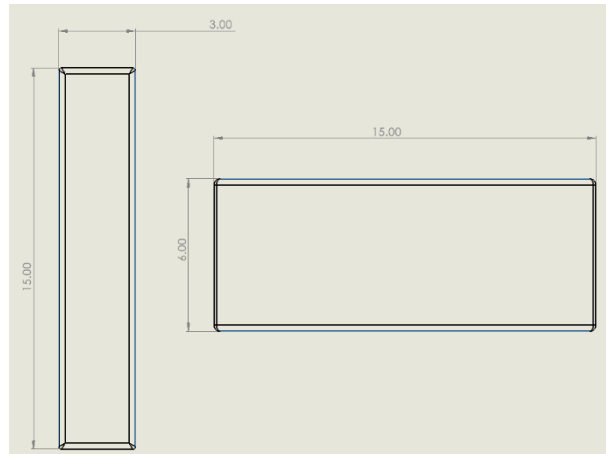


Figura 26. Medidas de la chaveta en el eje principal.

3.4.3 Esfuerzo del eje a torsión con chavetero

El esfuerzo cortante en el eje sólido por torsión sin el chavetero es de:

$$\tau_{eje} = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{T \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi \cdot d^4}{32}} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_{eje} = \frac{16 \cdot 1200 [N \cdot mm]}{\pi \cdot (10 [mm])^3} = 6.11 [MPa]$$

Ese sería el esfuerzo que sufre el eje normalmente, pero, si se toma en cuenta, al chavetero que actúa como un concentrador de esfuerzos, el eje aumenta de 1,3 a 1,5 veces el esfuerzo inicial con el que contaba antes de ser adaptado el chavetero [11]. Tomando en cuenta el peor de los casos:

$$\tau_{eje} = \tau \cdot 1.5 \tag{34}$$

$$\tau_{eje} = 6.11 [MPa] \cdot 1.5$$

$$\tau_{eje} = 9.167 [MPa]$$

Factor de seguridad:

$$FS = \frac{\tau_{adm}}{\tau_{eje}} = \frac{20 [MPa]}{9.167 [MPa]} = 2.18$$

Como el factor de seguridad es superior a 1, se afirma que el eje con chavetero es capaz de soportar el torque de 1.2 N·m.

3.5 Diseño del tornillo sin fin y corona

Este sistema de transmisión mecánico fue elegido por 2 razones:

- La reducción de velocidad angular que tiene desde el tornillo hacia la corona. Se utilizó una reducción de 30 a 1.
- La necesidad de modificar el movimiento de un eje a otro.

Para diseñar este eje se utilizaron ecuaciones de libros de diseños de máquinas en donde se pueden encontrar fórmulas de geometrías análisis de fuerzas, eficiencia y resistencia de materiales.

Tornillo sin fin:

$$d_{p,t} = 25 [mm] \text{ (diámetro primitivo)}$$

$$d_{e,t} = 30 [mm] \text{ (diámetro exterior)}$$

$$d_{i,t} = 19.165 [mm] \text{ (diámetro interior)}$$

Corona:

$$d_{p,c} = 75 [mm] \text{ (diámetro primitivo)}$$

$$d_{e,c} = 80 [mm] \text{ (diámetro exterior)}$$

$$a = 50 [mm] \text{ (distancia entre centros)}$$

Dientes:

$$z_1 = 1, \quad \text{tornillo}$$

$$z_2 = 30, \quad \text{corona}$$

Ángulo de avance (del tornillo):

$$\gamma = \arctan\left(\frac{p}{\pi d_{p,t}}\right) \quad (35)$$

Donde:

p = paso del tornillo

$$\arctan\left(\frac{7.854}{\pi \cdot 25}\right) = 5.71^\circ$$

Par en el tornillo

$$T_1 = 1.2 [N \cdot m]$$

Velocidad del tornillo

$$n_1 = 1000 [rpm]$$

Presión normal

$$\phi = 14.5^\circ$$

Relaciones de transmisión y velocidades

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{30}{1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1000 [rpm]}{30} = 33.33 [rpm]$$

Velocidades angulares:

$$\omega_1 = \frac{2\pi \cdot n_1}{60} = \frac{2\pi \cdot 1000 [rpm]}{60} = 104.72 \left[\frac{rad}{s}\right]$$

$$\omega_2 = \frac{2\pi \cdot n_2}{60} = \frac{2\pi \cdot 33.33 [rpm]}{60} = 3.49 \left[\frac{rad}{s}\right]$$

Velocidad periférica:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{p,t} \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 25 [mm] \cdot 1000 [rpm]}{60} \cdot \frac{1 [m]}{1000 [mm]} = 1.31 \left[\frac{m}{s}\right]$$

Potencia de entrada:

$$P_{in} = \omega_1 \cdot T_1 \quad (36)$$

Donde:

P_{in} = potencia de entrada del tornillo sin fin [W]

ω_1 = velocidad angular del tornillo sin fin [rad/s]

T_1 = torque del tornillo sin fin [N·m]

$$P_{in} = 104.72 \left[\frac{rad}{s} \right] \cdot 1.2 [N \cdot m] = 125.664 [W]$$

A partir de una serie de cálculos detallados en el Anexo 1 y en el Anexo 2, se diseñó correctamente el tornillo sin fin y la corona mostrados en la Figura 27.

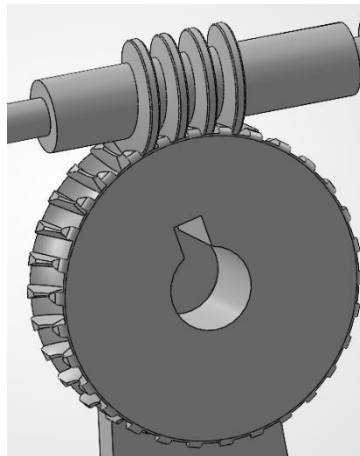


Figura 27. Tornillo sin fin y corona diseñados.

3.5.1 Transmisión de torque

La transmisión del torque del tornillo sin fin hacia la corona depende de la eficiencia que tenga el sistema. La eficiencia depende del tipo de lubricante que utilizemos por lo que se resumiría de la siguiente manera:

Eficiencia:

$$\eta = \frac{\cos \phi \cdot \tan \gamma}{\tan \gamma + \mu} \quad (37)$$

El símbolo matemático μ es el coeficiente de fricción, que para el material ABS actúa dependiendo de dos condiciones lubricada y no lubricada.

Lubricado (grasa o PTFE): $\mu = 0.15$

$$\eta = \frac{\cos(14.5^\circ) \cdot \tan(5.7106^\circ)}{\tan(5.7106^\circ) + 0.15}$$

$$\eta = 0.3872 = 38.72 \%$$

Seco: $\mu = 0.30$

$$\eta = \frac{\cos(14.5^\circ) \cdot \tan(5.7106^\circ)}{\tan(5.7106^\circ) + 0.3}$$

$$\eta = 0.242 = 24.2 \%$$

Potencia y par en la corona:

$$P_{out} = \eta \cdot P_{in} \quad ; \quad T_2 = \frac{P_{out}}{\omega_2}$$

Lubricado:

$$P_{out} = 0.3872 \cdot 125.664 [W] = 48.66 [W]$$

$$T_2 = \frac{48.66 [W]}{3.49 \left[\frac{rad}{s} \right]} = 13.94 [N \cdot m]$$

Seco:

$$P_{out} = 0.242 \cdot 125.664 [W] = 36.945 [W]$$

$$T_2 = \frac{36.945 [W]}{3.49 \left[\frac{rad}{s} \right]} = 10.586 [N \cdot m]$$

Si se toma en cuenta el caso más crítico se utilizaría el torque de 13.94 N·m esto, debido a que a mayor torque se deberá aumentar los espesores o diámetros de los elementos que vienen después de esta conversión de velocidades y torques producidos por el mecanismo tornillos sin fin y corona.

3.5.2 Verificación estructural

Para asegurar la integridad de los elementos mecánicos del sistema se van a analizar de forma más real. En el tornillo sin fin con corona la eficiencia depende de la fricción, ángulos y lubricación; [48] trata estos criterios de cálculo.

3.5.2.1 Transmisión mecánica del sistema en un caso ideal

En un caso ideal, la eficiencia del sistema tendría el valor de 1 por lo que:

Lubricado:

$$P_{out} = 1 \cdot 125.664 [W] = 125.664 [W]$$

$$T_2 = \frac{125.664 [W]}{3.49 \left[\frac{rad}{s} \right]} = 36 [N \cdot m]$$

El torque de salida en la corona sería de 36 Nm.

La fuerza tangencial en el diámetro primitivo de la corona:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 36 [N \cdot m]}{0.075 [m]} = 960 [N]$$

3.5.2.2 Flexión del diente Modelo Lewis

Con la ecuación planteada por Wilfred Lewis, se puede determinar la carga máxima que un diente soporta antes de fallar por flexión, la ecuación es la siguiente:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m \cdot Y} \quad (38)$$

Donde:

σ_F = esfuerzo de flexión en el diente del engrane [MPa]

F_t = fuerza tangencial que transmite el engrane [N]

b = ancho de la cara del engrane [mm]

m = módulo del engrane [mm]

Y = factor de forma de Lewis [adimensional]

El valor del factor de Lewis depende del número de dientes del engrane, la forma del perfil del diente, el ángulo de presión y el tipo de engrane, mientras más corto y curvo se encuentre el diente, el valor del factor va a ser mucho menor [49]. En la Tabla 10 podemos obtener el valor del factor de forma de Lewis.

Tabla 10. Valores del factor de forma de Lewis para dientes de engranes [49]

Número de dientes	20 ° Y	25 ° Y	Numero de dientes	20 ° Y
12	0.245	0.277	26	0.344
13	0.264	0.293	28	0.352
14	0.276	0.307	30	0.358
15	0.289	0.320	35	0.373
16	0.295	0.332	40	0.389
17	0.302	0.342	50	0.408
18	0.308	0.352	60	0.421
19	0.314	0.361	75	0.433
20	0.320	0.369	100	0.446

Al resolver la ecuación (38) con los datos obtenidos:

$$\sigma_F = \frac{960 [N]}{50 [mm] \cdot 2.5 [mm] \cdot 0.358} = 21.76 [Mpa]$$

El σ_{adm} que proporciona la Tabla 1, indica que este valor varía entre 33 y 37 MPa, por lo que se utilizara el valor mínimo para tener un cálculo más conservador.

$$FS = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_F} = \frac{33 [MPa]}{21.76 [MPa]} = 1.5$$

Con las dimensiones que se obtuvieron y una eficiencia ideal se obtiene un factor de seguridad de 1.5 lo que indica que el sistema es seguro. En la Tabla 11 se observa los diferentes resultados dependiendo de la eficiencia que obtenga el sistema:

Tabla 11. Resultados dependiendo de la eficiencia

Eficiencia	Potencia de salida (W)	Torque de salida (N·m)	Fuerza tangencial (N)	Esfuerzo máximo a flexión	Factor de seguridad
1	125.66	36.01	960.18	21.76	1.52
0.9	113.10	32.41	864.17	19.58	1.69
0.8	100.53	28.81	768.15	17.41	1.9
0.7	87.96	25.20	672.13	15.23	2.17
0.6	75.40	21.60	576.11	13.06	2.53
0.5	62.83	18.00	480.09	10.88	3.03
0.4	50.27	14.40	384.07	8.7	3.79
0.3872	48.66	13.94	371.78	8.43	3.92
0.3	37.7	10.80	288.06	6.53	5.06
0.2	25.13	7.20	192.04	4.35	7.58
0.1	12.57	3.6	96.02	2.18	15.17

Con la eficiencia de 0.3872 que se obtuvo anteriormente se tendrá un factor de seguridad de 3.92 lo que confirma un sistema seguro.

3.6 Diseño del eje de la corona

El eje de la corona va a ser el elemento encargado de transmitir el torque 2, el mismo que va a ser transmitido al mecanismo de yugo escocés.

3.6.1 Diámetro del eje sometido a torsión

El esfuerzo cortante en el eje sólido por torsión es de:

$$\tau_{eje} = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{T \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi \cdot d^4}{32}} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

Como se requiere de un factor de seguridad de 3 o superior se va a hacer lo siguiente:

$$3 = \frac{\tau_{adm}}{\tau_{eje}}$$

$$3 = \frac{20 [MPa]}{\tau_{eje}}$$

$$\tau_{eje} = 6.67 [MPa]$$

$$\tau_{eje} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = 6.67 [MPa]$$

$$6.67 [MPa] = \frac{16 \cdot 13940 [N \cdot mm]}{\pi \cdot d^3}$$

$$d = 22 [mm]$$

Con un diámetro de 22 mm para el eje este es capaz de soportar el torque de 13.94 N·m.

3.7 Diseño de la chaveta del eje de la corona

Entonces el diámetro del eje es de 22 mm y su torque de 13.94 N·m. En este caso como la chaveta debe ir dentro de la corona va a ser del ancho de esta:

$$l = 24 [mm]$$

Fuerza:

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

$$F = \frac{13940 [N \cdot mm]}{11 [mm]} = 1267.27 [N]$$

3.7.1 Esfuerzo por aplastamiento

Se utilizará un factor de seguridad de 3 para resolver la ecuación (31) y la ecuación (32):

$$FS = \frac{\tau_{adm}}{\tau_{max}}$$

$$3 = \frac{20 [MPa]}{\tau_{max}}$$

$$\tau_{max} = 6.67 [MPa]$$

$$\tau_{max} = \frac{F}{A_{aplastante}}$$

$$6.67 [MPa] = \frac{1267.27 [N]}{A_{aplastante}}$$

$$A_{aplastante} = 190.09 [mm^2] \approx 190.1 [mm^2]$$

Área de aplastamiento:

$$A_{aplastante} = \frac{h}{2} \cdot l$$

$$190.1 [mm^2] = \frac{h}{2} \cdot 24 [mm]$$

$$h = 15.84 \approx 16 [mm]$$

La altura de la chaveta será de 16 mm y el largo de 24 mm.

3.7.2 Esfuerzo Cortante

Se utilizará un factor de seguridad de 3 y la ecuación (33):

$$\tau_{max} = \frac{F}{A_{aplastante}}$$

$$6.67 [MPa] = \frac{1267.27 [N]}{A_{aplastante}}$$

$$A_{cortante} = 190.1 [mm^2]$$

Área cortante:

$$A_{cortante} = 190.1 [mm^2] = b \cdot l$$

$$190.1 [mm^2] = b \cdot 24 [mm]$$

$$b = 7.92 [mm] \approx 8 [mm]$$

Con chaveta de base 8 mm y una longitud de 24 mm se obtendrá un buen factor de seguridad superior a 1. Se puede observar la chaveta dibujada en SolidWorks en la Figura 28.

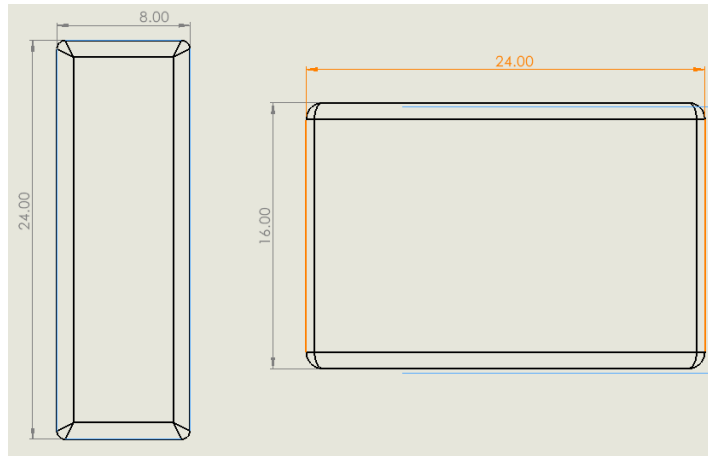


Figura 28. Medidas de la chaveta en la corona

3.7.3 Esfuerzo del eje a torsión con chavetero

El esfuerzo cortante en el eje sólido por torsión sin el chavetero es de:

$$\tau_{eje} = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{T \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi \cdot d^4}{32}} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_{eje} = \frac{16 \cdot 13940 [N \cdot mm]}{\pi \cdot (22 [mm])^3} = 6.67 [MPa]$$

Ese sería el esfuerzo que sufre el eje normalmente, pero, si se toma en cuenta, al chavetero, el esfuerzo que sufre aumenta de 1,3 a 1,5 veces. Tomando en cuenta el peor de los casos:

$$\tau_{eje} = 6.67 [MPa] \cdot 1.5$$

$$\tau_{eje} = 10 [MPa]$$

Factor de seguridad:

$$FS = \frac{\tau_{adm}}{\tau_{eje}} = \frac{20 [MPa]}{10 [MPa]} = 2$$

Como el factor de seguridad es mayor a uno el eje con chavetero si puede soportar el torque de 13.94 N·m.

3.7.3.1 Esfuerzo del eje sin chavetero

Para evitar cualquier esfuerzo adicional extra, como viene a ser la fricción en los ejes que se asientan sobre las bases, se van a seleccionar rodamientos, para ello se buscara reducir el diámetro en la parte del eje que va a estar encajado dentro del rodamiento, pero conservaremos un buen factor de seguridad.

El esfuerzo cortante en el eje solido por torsión sin el chavetero es de:

$$1.5 = \frac{\tau_{adm}}{\tau_{eje}}$$

$$1.5 = \frac{20 [MPa]}{\tau_{eje}}$$

$$\tau_{eje} = 13.33 [MPa]$$

$$\tau_{eje} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = 13.33 [MPa]$$

$$13.33 MPa = \frac{16 \cdot 13940 [N \cdot mm]}{\pi \cdot d^3}$$

$$d = 17.46 \approx 18 [mm]$$

Con esto se puede buscar rodamientos con un diámetro interno menor al diámetro calculado inicialmente, lo que puede ayudar a reducir costos en materiales y elementos mecánicos.

3.8 Diseño del yugo escocés

El mecanismo de yugo escocés va a transformar el movimiento rotacional de la corona en un movimiento lineal que recorrerá el largo del carrete constantemente de ida y vuelta, de modo que será la guía del cable de alimentación del mecanismo.

El movimiento lineal se transmitirá a través de un solo perno, que se mueve a través de una ranura en el yugo. Durante cada ciclo, el perno transfiere la fuerza por medio de las caras de la ranura generando tensiones significativas como son: cortante simple en el perno, aplastamiento, flexión y concentración de esfuerzos en los bordes en la ranura [50].

3.8.1 Cortante del perno

El torque en el eje se puede expresar como una fuerza dividida entre el radio, por lo que podemos utilizar una variación de la ecuación (11):

$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = \frac{13.94 [N \cdot m]}{0.042 [m]} = 331.9 [N]$$

Esta sería la fuerza que actúa sobre el perno durante el movimiento del mecanismo, por lo que generara una tensión cortante, por otro lado, como el material de este perno es de ABS, un polímero plástico, se va a adaptar un rodamiento que coincida con el diámetro interno del elemento, evitando de esta manera las fricciones entre elementos plásticos.

Área resistente del perno:

$$A = \frac{\pi d_p^2}{4} \quad (39)$$

Donde:

d_p = diámetro del perno [mm]

$$A = \frac{\pi \cdot (8 [mm])^2}{4} = 50.27 [mm^2]$$

Cortante promedio:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (40)$$

$$\tau = \frac{331.9 [N]}{50.27 [mm^2]} = 6.6 [MPa]$$

Factor de Seguridad:

$$FS = \frac{\tau_y}{\tau_{max}} = \frac{20 [MPa]}{6.6 [MPa]} = 3.03$$

3.8.2 Esfuerzos en el yugo

Para el diseño del yugo se realizó un análisis por aplastamiento en la ranura, esto debido a que es uno de los aspectos críticos de este tipo de sistemas. La ranura es donde se aloja el perno por lo que esta zona puede ser un concentrador de esfuerzos que puede generar aplastamiento en las paredes del yugo [7].

3.8.2.1 Aplastamiento en las paredes de la ranura

El esfuerzo de aplastamiento se calcula con la ecuación a continuación:

$$\sigma_b = \frac{F}{d_p t} \quad (41)$$

Donde:

F = fuerza que actúa sobre el perno [N]

t = espesor de las paredes en la ranura [mm]

$$\sigma_b = \frac{331.9 [N]}{8 [mm] \cdot 7 [mm]} = 5.93 [MPa]$$

Factor de Seguridad:

$$FS = \frac{\sigma_b}{\sigma_{max}} = \frac{20 [MPa]}{5.93 [MPa]} = 3.37$$

En el Anexo 21 y el Anexo 22 se puede observar los planos de los dos elementos que componen el yugo escocés, estos planos se diseñaron luego de verificar los factores de seguridad en los puntos críticos y medidas de rodamientos que ayudaran en el movimiento del yugo escocés.

3.8.3 Cinemática del yugo escocés

Teniendo en cuenta que el yugo escocés está ubicado después del mecanismo de tornillo sin fin con corona, es importante considerar lo siguiente:

Velocidad angular del eje:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$
$$\omega = \frac{2\pi \cdot 33.33 [rpm]}{60} = 3.49 \left[\frac{rad}{seg} \right]$$

Potencia mecánica del eje:

$$P = T \cdot \omega$$
$$P = 13.94 [N \cdot m] \cdot 3.49 \left[\frac{rad}{seg} \right] = 48.65 [W]$$

Para obtener una cinemática completa de un yugo escocés, se analizan diversas variables y consideraciones geométricas, las cuales se detallan a continuación.

3.8.3.1 Desplazamiento del vástago

El desplazamiento del vástago en el yugo escocés se obtiene mediante la posición angular del cigüeñal [51]. Para yugo escocés, el movimiento del vástago es armónico simple y se utiliza la siguiente ecuación:

$$x = r \cdot \sin \theta \quad (42)$$

Donde:

r = radio del cigüeñal [mm]

θ = ángulo de rotación [grados]

En este caso, con un radio de 42 mm, el vástago oscila entre - 42 mm y + 42 mm, dando una carrera total de 84 mm, cabe recalcar que este valor es inferior a la distancia total del largo efectivo del carrete. La reducción que se realizó en el diseño del radio del yugo escocés se debe a que, si se toma en cuenta el cable, se debe restar 3 mm a cada lado, obteniendo un valor de 84 mm, por lo que el valor de la carrera total es correcto. En la Figura 29 se puede observar el desplazamiento del vástago con respecto al ángulo.

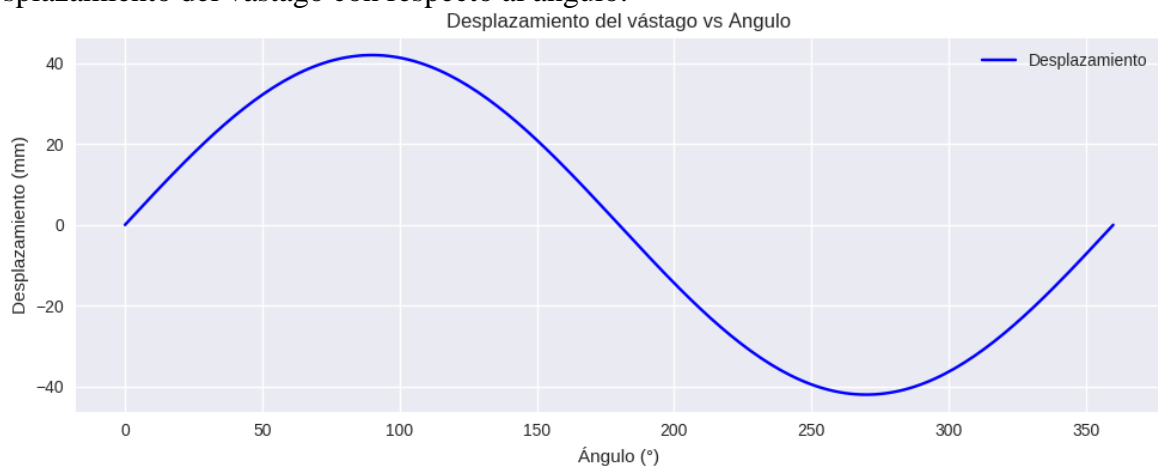


Figura 29. Desplazamiento del vástago en función del ángulo.

3.8.3.2 Velocidad del vástago

La velocidad del vástago se obtiene derivando la función de desplazamiento respecto al tiempo, los valores de velocidad máxima se alcanzan en el centro de la carrera y se reducen en los

extremos. Esto también implica que la velocidad cambia de signo, indicando el cambio de dirección del vástago [51].

$$v(t) = \frac{dx}{dt} = r \cdot \omega \cdot \cos(\theta) \quad (43)$$

La velocidad máxima del vástago ocurre cuando $\cos(\theta) = \pm 1$, es decir, en el centro de la carrera. En la Figura 30, se puede evidenciar la velocidad del vástago en función del ángulo.

$$V_{max} = r \cdot \omega \cdot 1$$

$$V_{max} = 0.042 [m] \cdot 3.49 \left[\frac{rad}{seg} \right]$$

$$V_{max} = 0.14658 \left[\frac{m}{seg} \right]$$

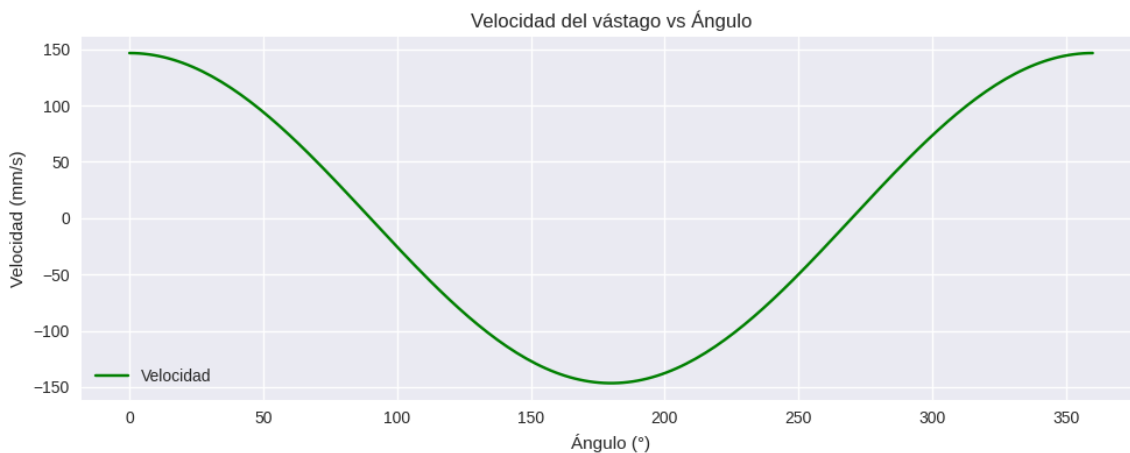


Figura 30. Velocidad del vástago en función del ángulo.

3.8.3.3 Aceleración del vástago

La velocidad del vástago se obtiene como la segunda derivada de la función de desplazamiento respecto al tiempo. Al contrario que la velocidad máxima, la aceleración del vástago logra alcanzar sus valores máximos en los extremos de la carrera, donde el vástago invierte su movimiento una y otra vez.

$$a(t) = \frac{dv}{dt} = -r \cdot \omega^2 \cdot \sin(\theta)$$

La velocidad máxima se presenta cuando $\sin(\theta) = \pm 1$, es decir, en los extremos de la carrera. En la Figura 31, se observa la aceleración del vástago en función del ángulo.

$$a_{max} = r \cdot \omega^2$$

$$a_{max} = 0.042 \text{ m} \cdot \left(3.49 \left[\frac{\text{rad}}{\text{seg}}\right]\right)^2$$

$$a = 0.51156 \left[\frac{\text{m}}{\text{seg}^2}\right]$$

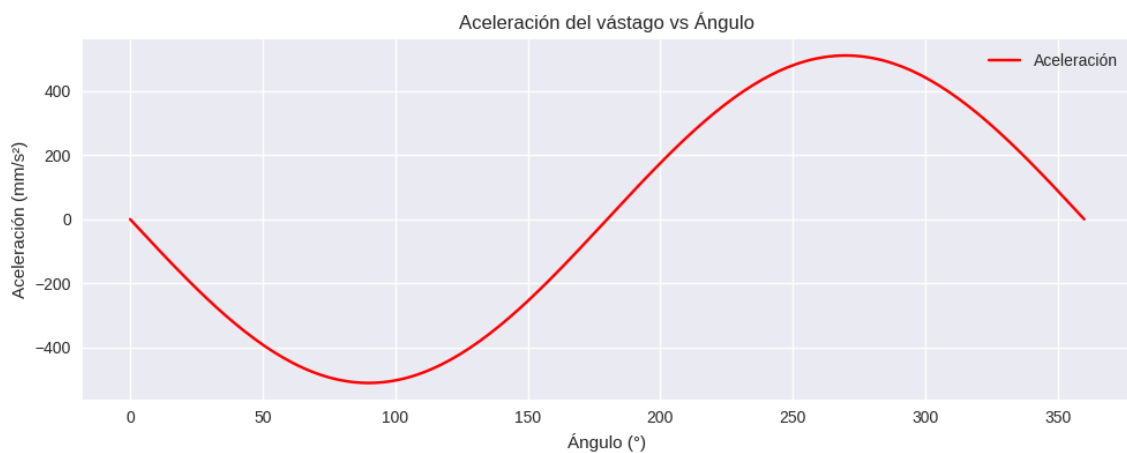


Figura 31. Aceleración del vástago en función del ángulo.

En este tipo de análisis cinemáticos es importante definir la convención angular utilizada, ya que, el desplazamiento del vástago puede expresarse mediante el seno o coseno del ángulo de giro del cigüeñal. Esta elección no afecta la validez del modelo, debido a que, corresponde a un cambio de fase de 90° en la referencia angular. A continuación, se presenta la Tabla 12 **Tabla** que muestra variaciones de desplazamiento, velocidades y aceleración, en función del ángulo.

Tabla 12. Tabla comparativa de ángulos

Angulo (°)	Desplazamiento (mm)	Velocidades (mm/s)	Aceleración (mm/s²)
0	0.00	146.58	0.00
30	21.00	126.93	-255.78
60	36.37	73.29	-443.02
90	42.00	0.00	-511.56
120	36.37	-73.29	-443.02
150	21.00	-126.93	-255.78
180	0.00	-146.58	0.00
210	-21.00	-126.93	255.78
240	-36.37	-73.29	443.02
270	-42.00	0.00	511.56
300	-36.37	73.29	443.02
330	-21.00	126.93	255.78

Al analizar la Tabla 12, se observa que la formulación con seno y coseno describe el desplazamiento del vástago en el yugo escocés, representando la misma función, pero con un desfase de 90°. La elección entre estas funciones depende de un punto de referencia ya que, si empezamos definiendo el ángulo desde el eje horizontal, el desplazamiento del vástago se describe como seno, de lo contrario si se define desde el eje vertical, se describirá como coseno [51].

3.8.4 Diseño y selección de rodamientos

Los rodamientos de este sistema fueron destinados a diferentes funciones facilitando rotaciones en ejes, reduciendo fricción en los elementos y evitando desgaste en la mayoría de los elementos ya que estos al ser de plástico, tenían una gran probabilidad de fallar por desgaste [8].

La selección de los rodamientos se realizó en base al diámetro mínimo asignado a los ejes, la disponibilidad de estos en el mercado, su costo y la búsqueda de reducir el material de impresión 3D mediante los diámetros exteriores más pequeños.

Las especificaciones de los rodamientos previamente seleccionados están detalladas en la Tabla 13, y en la Figura 32 se encuentra el código y la imagen de un rodamiento seleccionado para el eje del tornillo sin fin.

Tabla 13. Rodamientos preseleccionados para el sistema [52]

Código	Diámetro interno (mm)	Diámetro externo (mm)	Espesor (mm)	Carga dinámica (KN)	Carga estática (KN)	Velocidad límite (rev/min)
W 619/4-2Z	4	11	4	0.54	0.176	63000
608-2RSH/W64	8	22	7	3.45	1.37	16000
W 61800-2RS1	10	19	5	1.48	0.83	22000
W 61701-2RS1	12	18	5	0.527	0.265	22000
MR18287-2RS	18	28	7	5.80	2.38	19000
170MR608-2RS	22	36	11	7.65	3.72	17000

SKF



Image may differ from product. See technical specification for details.

W 61800-2RS1

Rodamiento rígido de bolas de acero inoxidable con sellado integral

Figura 32. Rodamiento W 61800-2RS1, [83].

3.8.5 Factor de seguridad de los rodamientos

El factor de seguridad en los rodamientos es crucial para asegurar la integridad del sistema, se determinan mediante la relación entre la capacidad de carga estática del rodamiento y la carga equivalente aplicada.

3.8.5.1 Carga aplicada sobre el carrete

Para obtener la masa del carrete se utilizó el software SolidWorks, donde se dibujó y configuro el material del carrete obteniendo un valor de 142.28 gramos como se muestra en la Figura 33. Por temas de seguridad y debido a que este resulta ser un valor demasiado bajo se utilizará un valor de 1 kg para el peso del carrete.

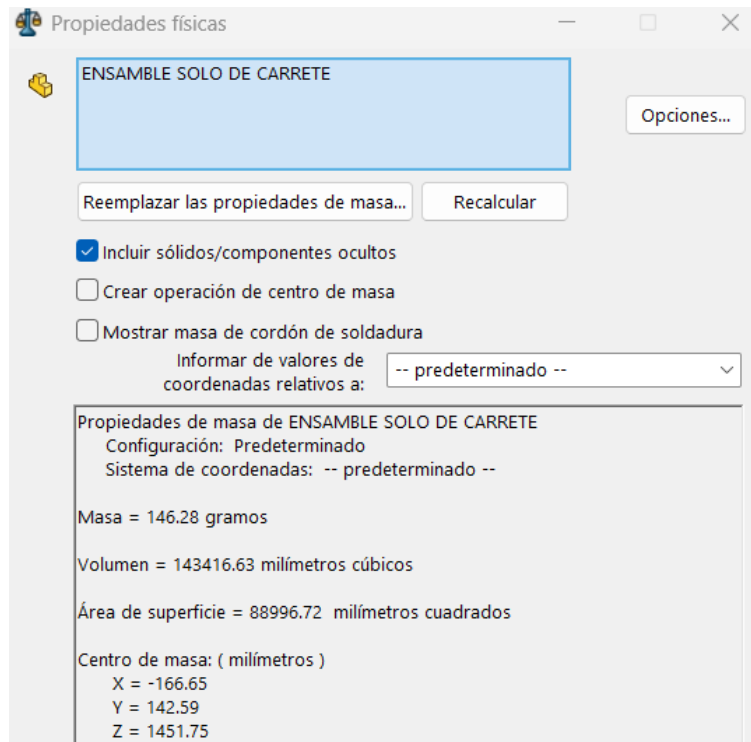


Figura 33. Propiedades físicas obtenidas mediante Software.

Carga radial en cada rodamiento del carrete:

$$m_{total} = m_{carrete} + m_{cable}$$

$$m_{total} = 1 + 1.5[Kg]$$

$$m_{total} = 2.5 [Kg]$$

Peso total:

$$W = [m \cdot g]$$

$$W = 2.5 [Kg] \cdot 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$W = 24.525 [N]$$

Como son 2 rodamientos los que soportan al carrete se divide la carga a la mitad:

$$W_r = \frac{W}{2} = \frac{24.525 [N]}{2} = 12.2625 [N]$$

Considerando que lleguen a estirar al cable por error o exista alguna tensión excesiva se utilizó una carga 5 veces a la anterior:

$$W_F = W_r \cdot 5 = 12.2625 [N] \cdot 5 = 61.3125 [N]$$

3.8.5.2 Factor de seguridad estático

$$FS = \frac{C_o}{W_F} \quad (44)$$

Donde:

C_o = capacidad de carga estática de un rodamiento

W_F = carga radial que actúa sobre el rodamiento

Al aplicar una carga excesiva de 5 veces el valor original de la carga radial, se realiza un análisis conservativo que nos beneficiara si el material de impresión en 3D no resulta ser de buena calidad.

$$FS = \frac{830 [N]}{61.3125 [N]} = 13.54$$

Utilizando la carga real sin ninguna influencia externa o falla:

$$FS = \frac{C_o}{W_r} = \frac{830 [N]}{12.2625 [N]} = 67.68$$

Un factor de seguridad tan elevado garantiza que el elemento analizado no puede fallar por parte de cargas radiales, lo aconsejable sería poner un rodamiento mucho más pequeño, pero en este caso debemos tener rodamientos con el diámetro interno que el diseño de ejes exigen, por lo que estos serían los rodamientos seleccionados.

3.8.5.3 Vida a fatiga en rodamientos de bolas

Este tipo de estudio se concentra en el daño progresivo por esfuerzos constantes que se generan sobre los rodamientos. La vida nominal L_{10h} define como el número de revoluciones que un rodamiento soporta antes de fallar por fatiga con confiabilidad del 90%. [53].

Para rodamientos de bolas:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (45)$$

Donde:

p = exponente (3 para rodamiento de bolas, 10/3 para rodamientos de rodillos)

n = velocidad [rpm]

P = carga equivalente

C = capacidad de carga estática de un rodamiento

Para el modelo real, al utilizar los datos en la ecuación (45):

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 1000} \cdot *$$

$$L_{10} = 5.17 \cdot 10^6$$

Para el modelo conservador, al utilizar los datos, se determina lo siguiente.:

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 1000} \cdot (13.54)^3$$

$$L_{10} = 41.37 \cdot 10^3$$

Con ese resultado en el caso real donde no se aplican cargas extremas la vida del rodamiento sería infinita, esto se debe a que el sistema no soporta cargas muy exigentes, entonces el rodamiento al ser de un material muy resistente tiende a tener una vida casi infinita.

3.9 Selección e integración del slip ring

El slip ring es un dispositivo electromecánico diseñado para transferir energía eléctrica, señales de control e información entre componentes fijos y móviles dentro de sistemas en rotación continua. Su aplicación resulta fundamental en mecanismos giratorios sin límite angular, como los carretes utilizados para desplegar cable en vehículos aéreos no tripulados (UAV) de tipo tethered. Para el sistema automatizado de cable de 50 m AWG 20, la elección del slip ring se ha determinado principalmente por el espacio disponible dentro del carrete (con un diámetro interno inferior a 50 mm), dando prioridad a modelos de perfil reducido. Estos deben ofrecer entre 2 y 5 canales para potencia (5 – 10 A, 24 – 48 VDC) y transmisión de datos (1 – 2 Mbps),

garantizando una rotación continua de más de 360° sin que se produzcan torsiones en el cable o cortes en el suministro de energía. [54].

Su importancia radica en mantener conectividad eléctrica ininterrumpida durante el enrollado/despliegue cíclico, evitando roturas por acumulación de torsión que desestabilizarían el UAV, mientras minimiza peso añadido (< 50 g) y pérdidas por contacto rozante (< 0.1 Ω), integrándose coaxialmente al eje principal para transmisión híbrida de potencia y comandos PID de control de tensión [55].

Por esa razón, el slip ring que se seleccionó es 22 mm 6 Wires 6 Conductors 220 V AC 250 Rpm Capsule Compact Slip Ring CCTV Monitor, se puede apreciar en la Figura 34.



Figura 34. Slip Ring seleccionado, [56].

3.10 Electrónica del sistema

La parte electrónica se envió a un proveedor externo para su configuración y trabajo electrónico; a continuación, se detallan las actividades realizadas:

3.10.1 Control motor a pasos nema 23 con driver tb6600

El tb6600 es un driver dedicado para el control de motor a pasos con limitador de corriente y selector de microstepping para motores nema 23 pasos por revolución de 200.

Como señales de entrada recibe step onda cuadrada de frecuencia variable, cada ciclo implica un paso del motor. La velocidad es proporcional a la frecuencia; DIR, pin recibe señal digital 0/1 para determinar el sentido de giro. En señal digital 0/1 para habilitar el movimiento del motor.

El microstepping y el limitador de corriente se selecciona en un dipswitch en el lateral del driver, microstepping primeros 3 bits limitador de corriente últimos 3 bits. Según la tabla grabada.

Prueba en protoboard, con un Arduino nano se realizan las conexiones entre el driver (STEP, DIR, EN) en los pines D10 D9 D8, botones con pull-up para sentido 1, paro y sentido 2, un potenciómetro para control de velocidad. En la Figura 35, se puede apreciar el modelado del sistema regulador de velocidades montado sobre un protoboard.

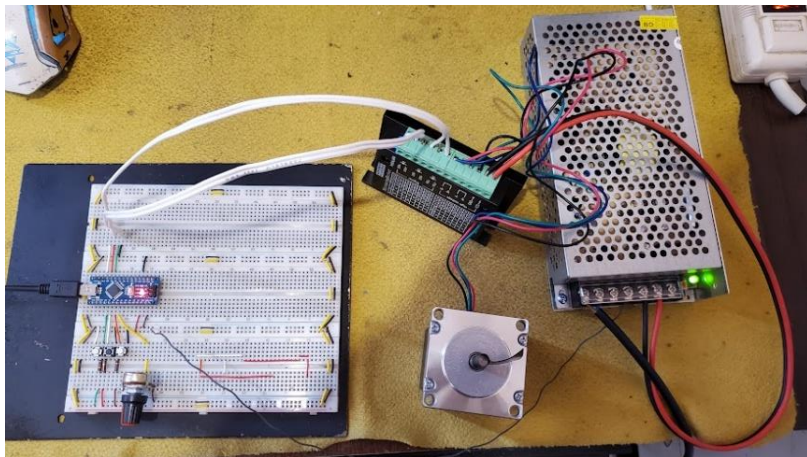


Figura 35. Sistema de arranque de motor.

El código funciona con micros () para no utilizar delay()/delayMicroseconds y tener un algoritmo no bloqueante que responda lo más rápidos a los pulsos en los botones.

Para el diseño de la PCB se incluye el Arduino nano, conectores kf2510 para botones con resistencia pull-up, potenciómetros, conexión a driver, leds indicadores; borneras para conexión de la fuente, regulador de voltaje. Se puede observar diferentes simulaciones en software del sistema eléctrico del sistema en la Figura 36, la Figura 37 y en la Figura 38.

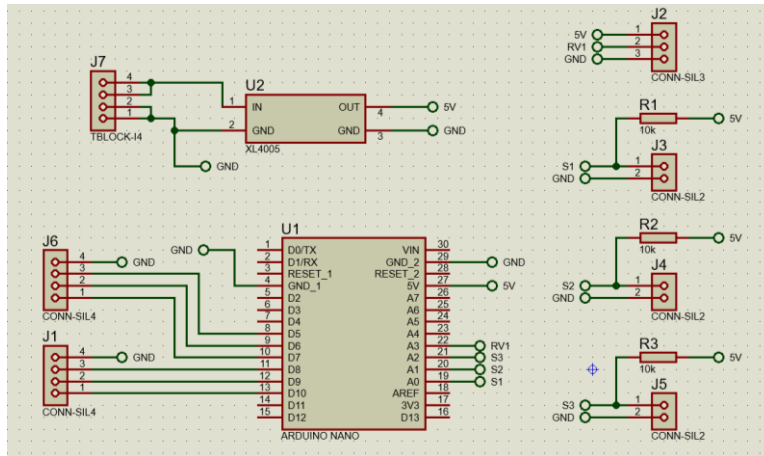


Figura 36. Simulación electrónica en Software.

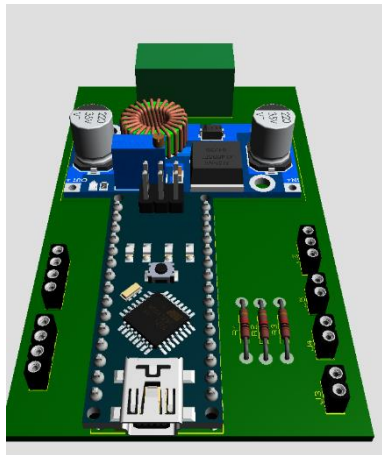


Figura 37. Placa simulada en 3D.

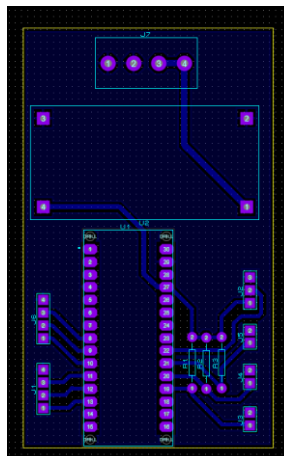


Figura 38. Simulación de la placa electrónica.

El diseño se exporta y se lo imprime en papel fotográfico o couche a laser (impresoras de toner) para usar el método de termotransferencia, en una placa virgen se plancha el diseño de la PCB y se lo pasa en agua para despegar el papel, posteriormente se lo pase al baño ácido (cloruro férrico) que elimina el cobre de las áreas expuestas. Con la placa grabada se realizan perforaciones con un mini taladro/ dremmel con brocas de 0.5 0.75 1 mm se instalan los componentes y se suelda con caudín y estaño aleación 60% estaño 40% plomo.

El driver, pcb, botones de control, leds indicadores y potenciómetro se instalan en un cajetín (legrand plexo 220 * 170 * 86) para montar un tablero de control.

Este desarrollo demuestra excelente viabilidad técnica al integrar:

- Control preciso (microstepping + algoritmo no bloqueante)
- Interfaz intuitiva (botones + potenciómetro)
- Fabricación low-cost (PCB termotransferencia)
- Ensamblaje profesional (cajetín industrial)

3.10.2 Programación

El sistema de control electrónico fue programado en una placa Arduino Nano empleando el entorno de desarrollo integrado (IDE) para Arduino. Se implementó un algoritmo no bloqueante, fundamentado en la función millis(), para producir pulsos STEP con frecuencia ajustable. Estos pulsos gobiernan la velocidad de rotación de un motor NEMA 23 (con una resolución de 200 pasos por revolución), permitiendo el control preciso del despliegue del cable AWG 20 en el sistema del vehículo aéreo no tripulado (UAV) [57]

Los fundamentos clave del código se centran en la generación de ondas cuadradas en el pin D10 (STEP) cuya frecuencia se modula mediante un potenciómetro conectado al pin A0, permitiendo variar la velocidad desde 0.1 hasta 2 m/s lineales del cable, según la relación:

$$f_{STEP} = \frac{V_{pot} \cdot f_{max}}{1023} \text{ Hz} \quad (46)$$

Donde V_{pot} representa la lectura analógica (0 - 1023) y $f_{max} = 2000$ Hz corresponde a velocidad máxima del driver TB6600 con microstepping 1/8. La dirección de giro se controla mediante el pin D9 (DIR) activado por botones pull-up (Sentido 1: HIGH, Sentido 2: LOW),

mientras el pin D8 (EN) habilita el motor solo durante operación activa, optimizando consumo energético [58].

El algoritmo de tipo no bloqueante sustituye el uso de funciones delay() convencionales. En su lugar, emplea temporizadores que se apoyan en la función millis() para producir pulsos STEP con una precisión de milisegundos y una capacidad de respuesta casi instantánea a las entradas de los botones (con una latencia inferior a 10 ms). Esta capacidad es crucial para el manejo dinámico de la tensión del cable durante las maniobras del UAV.

Este método asegura una sincronización precisa entre la velocidad de rotación del carrete y el desplazamiento lineal del cable donde cada revolución completa del motor se traduce en un avance de 8 mm, gracias al reductor de relación 20:1. Como resultado, mantiene la tensión del cable dentro del rango estable de 5 a 25 N, evitando oscilaciones que podrían comprometer la estabilidad del vehículo aéreo. Entonces lo que se realizó por palabras del proveedor es lo siguiente:

3.10.2.1 Define

Se le da nombre a cada pin en uso del Arduino en ves del número asignado por daful, útil para reconocer función del pin dentro del código. En la Figura 39, se aprecia parte de la programación.

```
1  #define S1 A0
2  #define S2 A1
3  #define S3 A2
4  #define RV1 A3
5  #define EN 8
6  #define DIR 9
7  #define STP 10
8  #define L1 7
9  #define L2 6
10 #define L3 5
```

Figura 39. Programación en Arduino.

3.10.2.2 Variables

Varios tipos de variables según el tipo de dato, tamaño en la memoria, etc. El código debe contener todos los símbolos como se muestra en la Figura 40, si no es así, la programación no se ejecutará.

```
int control=0,cmd=2, speed;  
long pasos=0;  
bool p1,lim1,lim2;  
unsigned long tm1;
```

Figura 40. Variables definidas en Arduino.

Int: valor entero positivo o negativo de 2bytes 16bits - 32768...32768

Long: valor entero positivo o negativo 4 bytes 32bits - 2147483648...2147483648

Unsigned long: valor entero positivo 4 bytes 32 bits 0.....4294967296

Bool.

3.10.2.3 Funciones

- `limitePasos()` mientras avanza compara un valor máximo de pasos con los pasos actuales, si llega al límite se apaga el motor y bloque el sentido den el avance. Si está en revers compara si el número de pasos actuales llega a 0, cuando llegue a 0 apaga el motor y bloque el giro de reversa.
- `getVel()` lee el valor del potenciómetro y calcula una relación para que como resultado del pulso para velocidad mínima 1500 microsegundos y velocidad máxima pulso de 500 microsegundos.
- `Botones ()` revisa el estado de los botones e identifica cual botón esta pulsado y devuelve el valor del botón correspondiente (1,2,3), sin ninguno esa pulsado devuelve 0.
- `Stepper(dir,dirPin,stepPin,delay)` función para controlar el sentido de giro y velocidad del motor, el sentido es la primera variable dir solo admite datos bool (0,1), internamente la función cambia el estado del del stepPin (0,1) según el valor delay y

contando el número de pasos realizados, aumenta en el sentido de avance y disminuye en reversa

- setLeds(x,y,z) enciende y apaga los leds indicadores según el valor de x,,y,z para el led 1,2,3 respectivamente 1=encendido, 0=apagado

3.10.2.4 **setUp()**

Comando pinMode configura el pin seleccionado y el modo de funcionamiento, input para entrada digital (0,1), output salida digital (0,1), como se muestra en la Figura 41.

```
void setup() {  
  // put your setup code here, to run once:  
  //Serial.begin(9600);  
  //Serial.println("placa control motor a pasos");  
  pinMode(S1,INPUT);  
  pinMode(S2,INPUT);  
  pinMode(S3,INPUT);  
  pinMode(STP,OUTPUT);  
  pinMode(DIR,OUTPUT);  
  pinMode(EN,OUTPUT);  
  pinMode(L1,OUTPUT);  
  pinMode(L2,OUTPUT);  
  pinMode(L3,OUTPUT);  
  digitalWrite(L2,1);  
}
```

Figura 41. Programación de comandos en Arduino.

3.10.2.5 **Loop()**

Revisa el estado de los botones y lo guarda en la variable control.

Lee el valor del potenciómetro y lo almacena en la variable speed.

Revisa si la variable control es diferente de 0, si cumple revisa otras condiciones que bloquean la inversión de giro directa, esto obliga a apagar el motor para invertir el giro.

Si se pulsa el 1 botón el motor gira en sentido horario (avance).

Si se pulsa el 2 botón el motor se apaga.

Si se pulsa el 3 botón el motor gira en sentido antihorario (reversa).

3.10.3 Compatibilidad con el sistema

En esta sección se va a especificar el cómo este motor es compatible con el sistema, y debido a que el motor cumple con el torque requerido, y tras varios cálculos el motor es el adecuado, por ende, el motor nema 23 es el adecuado en este sistema. El motor paso a paso NEMA 23 se define como un actuador híbrido bipolar con brida estandarizada de 57×57 mm que proporciona control de posición preciso mediante pulsos digitales ($1.8^\circ/\text{paso}$, 200 pasos/revolución), ofreciendo pares de retención típicamente entre 1.2 - 3.0 Nm a 24 - 48 VDC y corrientes de 2.8 - 4.2 A/fase, ideal para aplicaciones de posicionamiento sin retroalimentación continua [59]. En el sistema de despliegue controlado de 50 metros de cable AWG 20 para vehículos aéreos no tripulados, el motor se acopla a un reductor de tornillo sin fin con una relación 20:1. Esta configuración proporciona el par necesario, de 12 a 25 Nm, para superar la tensión gravitacional máxima del cable (3.7 N). Su desempeño ha sido validado mediante análisis dinámicos, que garantizan la capacidad de acelerar el carrete a velocidades entre 0.5 y 2 m/s, manteniendo la precisión (sin pérdida de pasos) a lo largo de más de 1000 ciclos operativos [60].

Su función es crucial para asegurar una sincronización precisa ($\pm 0.9^\circ$) con el encoder del slip ring, lo que permite reducir las oscilaciones causadas por fluctuaciones en la tensión del cable (entre 5 y 25 N) que podrían desestabilizar al UAV. Además, su diseño compacto (peso inferior a 1 kg) cumple con las limitaciones de carga útil (menos del 15% del MTOW), mientras que su rango estable de operación (50 – 200 Hz) previene la aparición de resonancias críticas durante las vibraciones generadas por el rotor.

3.11 Simulación por elementos finitos (FEA)

ANSYS se define como una plataforma integral de simulación de ingeniería sustentada en el método de elementos finitos (MEF) que permite modelar, analizar y optimizar el comportamiento multifísico de sistemas mecánicos, térmicos y electromagnéticos mediante solvers numéricos avanzados, integrando diseño CAD con verificación estructural en un entorno unificado [61].

El material a usar es filamento ABS, por ende, en base a la ficha del ABS, se colocaron valores como se indica en la Figura 42.

Properties of Outline Row 3: ABS				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	1020	kg m ⁻³	
4	Isotropic Elasticity			
5	Derive from	Young's Modulus an...		
6	Young's Modulus	1,79E-09	GPa	
7	Poisson's Ratio	0,35		
8	Bulk Modulus	1,9889	Pa	
9	Shear Modulus	0,66296	Pa	
10	Tensile Yield Strength	29,8	MPa	
11	Tensile Ultimate Strength	3E-05	MPa	

Figura 42. Configuración de material en el Software ANSYS.

El mallado a utilizar es muy importante por ende se optó por una malla estándar de 10 mm para lograr un balance entre la precisión de los cálculos y la eficiencia en la duración de la simulación, teniendo en cuenta las dimensiones generales del eje del tornillo sin fin, que presentan secciones principales que no requieren una alta resolución local desde un inicio. Esta selección inicial se corresponde con las mejores prácticas recomendadas en ANSYS para componentes mecánicos de tamaño moderado, donde utilizar un tamaño de elemento que sea un décimo de la longitud característica ayuda a reducir costos computacionales sin perjudicar los resultados generales de deformación y tensión [62]. Posteriormente, se validó mediante un estudio de convergencia h-mesh adaptativo, mediante un refinamiento progresivo del tamaño de elemento, iniciando con el mallado estándar de 10 mm y reduciéndolo sucesivamente a 5 mm, 2.5 mm y 1 mm en iteraciones controladas. Además la cantidad de nodos es limitada y entre más pequeño, superaba ese límite que es un máximo de 32,000 nodos o elementos.

Se generaron cuatro mallados sucesivos con tamaños de elemento h decrecientes, manteniendo las mismas condiciones de contorno (rotación restringida al eje Z y torque de 1.2 Nm). En cada iteración, se registró el número de elementos, tiempo de cómputo y valores clave de deformación máxima y tensión von Mises en la región crítica del eje del tornillo sin fin. Esta aproximación sigue el método estándar de convergencia por refinamiento h en ANSYS, donde se busca independencia de la malla respecto a los resultados globales. Al ser valores distintos dos distintos modelos no se adjunto alguna foto que respalde. Sin embargo, este proceso es mas empirico, de prueba y error.

3.11.1 Ejes

Uno de los ejes más críticos en el diseño es el eje del tornillo sin fin, es el que recibe todo el torque de 1.2 Nm de manera directa, por ende, es el que se va a analizar en el software de simulación ANSYS. Entonces, con una mallada estándar de 10 mm, colocando restricciones en los costados que únicamente permitan rotar en el eje Z. Aunque la geometría incluye cambios de sección y detalles finos propensos a singularidades (como esquinas o transiciones abruptas), se mitigó su influencia mediante refinamiento local selectivo en esas zonas, reduciendo el tamaño de elemento a 2-5 mm solo donde los gradientes de tensión superaban el 20% del valor global. Esto evita concentraciones artificiales de tensión en singularidades, evaluando la malla con métricas de calidad ($skewness < 0.9$ y $aspect\ ratio < 5$), y se complementó con suavizado de malla para elementos tetraédricos en regiones críticas [63]. Obtenemos el valor de deformación máxima el cual es de 0,0000419 m o 0,04 mm, como se observa en la Figura 43.

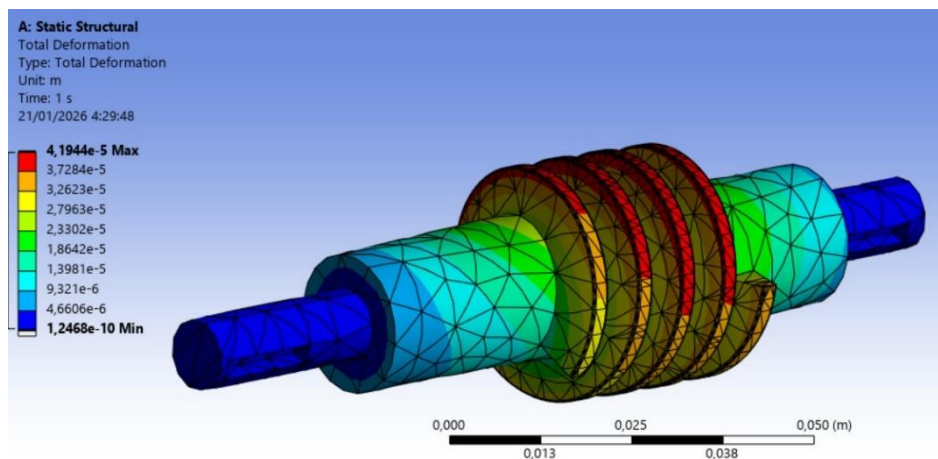


Figura 43. Simulación de deformación.

En la Figura 44 se muestra el esfuerzo máximo que sufre el eje, el cual tiene un valor de 1,97 MPa en la parte donde existe el cambio de sección, sin embargo, el cálculo que se realizó es del eje interno, por ende, esta simulación pretende solo evidenciar el punto crítico existente en el sistema del tornillo sin fin al someterlo al torque de 1.2 Nm.

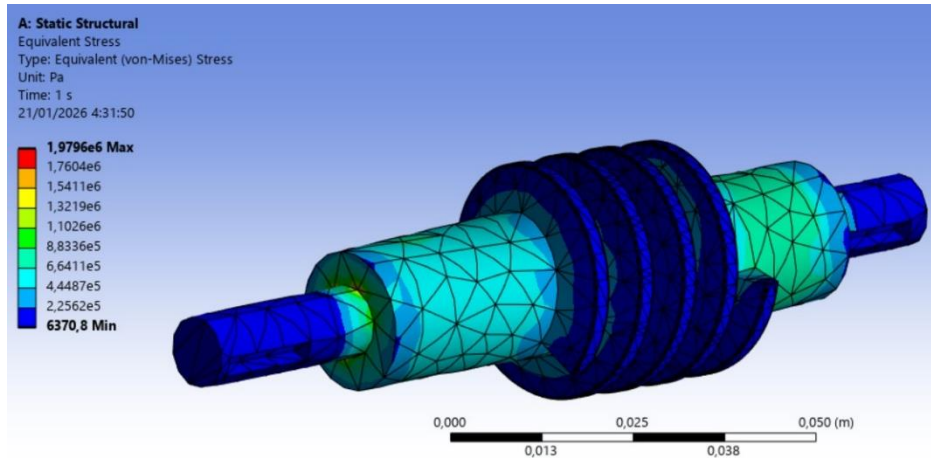


Figura 44. Simulación de esfuerzo.

En la Figura 45, el software obtuvo un factor de seguridad superior a 15 debido a que únicamente se está analizando el tornillo sin fin sin el contacto con la corona.

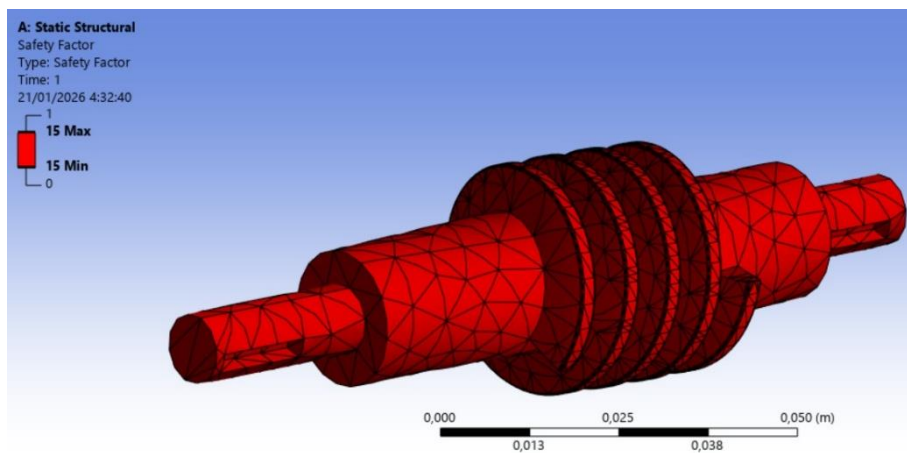


Figura 45. Simulación de factor de seguridad.

Los resultados derivados de la simulación realizada en el software ANSYS de esfuerzo máximo es alto, ya que este tipo de software son mucho más precisos que los cálculos tradicionales y pueden tomar en cuenta más variables que afectan la integridad del eje y como se aculan los esfuerzos realmente sobre el elemento estudiado.

3.11.2 Carrete

El carrete al soportar el peso directo del cable es fundamental en el análisis por elementos finitos. Entonces, aplicando restricciones en los costados para que solo pueda girar el carrete en el eje z, el peso del cable, una velocidad angular constante y un mallado de 10 mm, se calculan los siguientes resultados. Como se muestra en la Figura 46, el dato máximo de deformación en el carrete es de 0,00003 m o 0,03 mm.

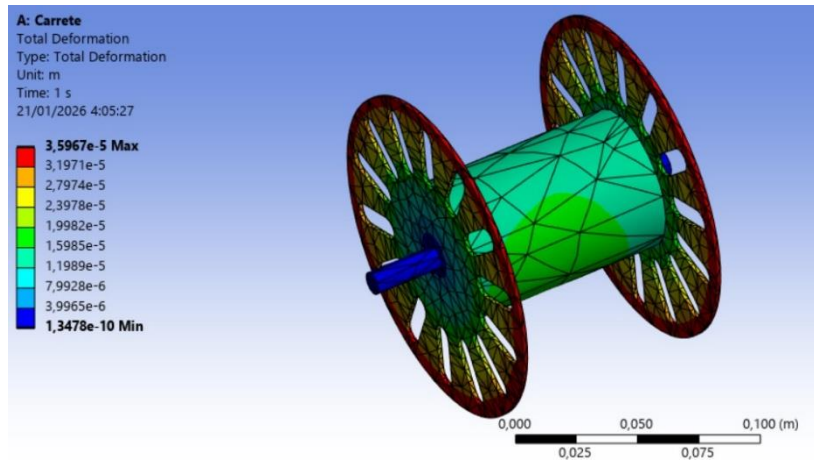


Figura 46. Simulación de deformación en el carrete.

En la Figura 47, se puede observar que el valor máximo de estrés es 1.01 MPa, mientras que el esfuerzo que se genera en la parte tubular del carrete es de 43636 Pa.

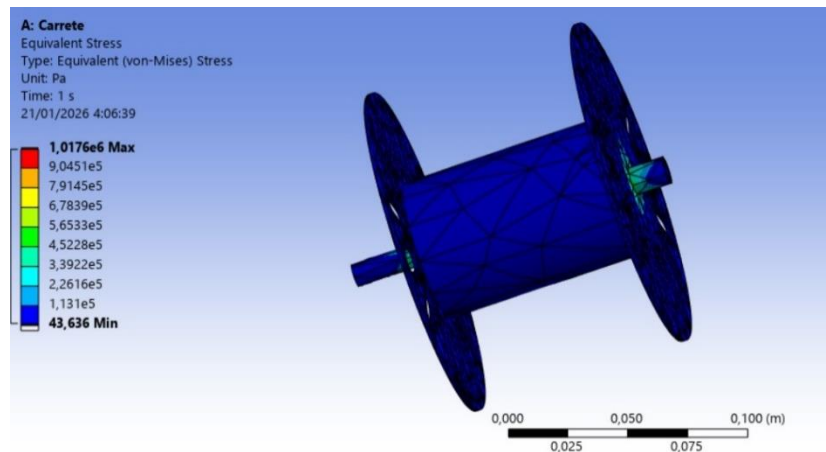


Figura 47. Simulación de estrés en el carrete.

Entonces, si se realiza el cálculo de porcentaje de error entre el valor teórico obtenido de 53116 Pa y el valor de la simulación que es 43636 Pa se obtiene un error de 21,72%. El cual pudo haber variado debido a que el mallado del sistema es muy crucial para el cálculo o debido a algún cambio en la estructura interna. La simulación y los cálculos aun así no se encuentran demasiado alejados.

Finalmente, la Figura 48, nos demuestra que al ser un carrete sobredimensionado el factor de seguridad va a ser superior a 15.

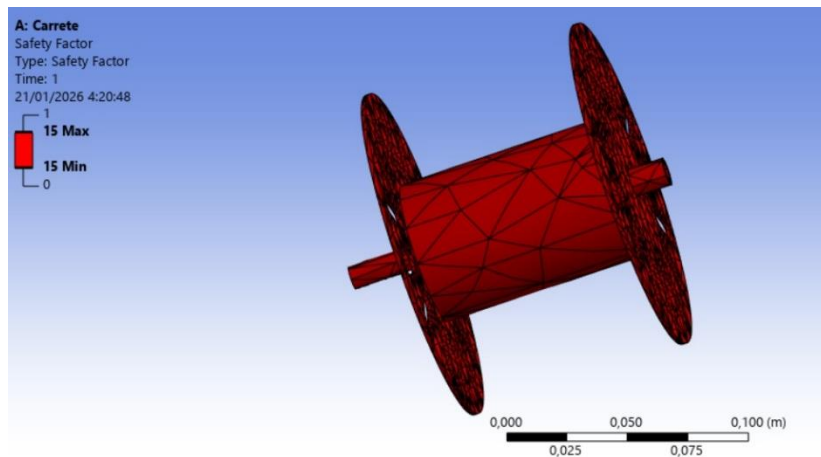


Figura 48. Simulación del factor de seguridad en el carrete.

La simulación ANSYS, para modelar los esfuerzos en el carrete nos brindó datos diferentes a los obtenidos mediante cálculos tradicionales, ya que el factor de seguridad superior a 15 obtenido en el Software, está muy alejado del valor de 181 obtenido manualmente. Esto ocurre ya que el carrete cuenta con un sobredimensionamiento por factores de seguridad y temas conservadores.

CAPÍTULO 4

FABRICACIÓN Y ENSAMBLAJE

4.1 Elaboración de piezas por impresión 3D

La fabricación aditiva mediante impresión 3D constituye el método principal para la elaboración de piezas estructurales y funcionales del sistema de despliegue controlado, permitiendo la creación rápida de prototipos complejos con geometrías optimizadas para vehículos aéreos no tripulados (UAV). Este enfoque se fundamenta en el estándar ASTM F2792 para procesos de fabricación aditiva, utilizando filamento ABS (Acrilonitrilo Butadieno Estireno) por su balance óptimo entre resistencia mecánica (45 MPa), estabilidad térmica (HDT 99°C) y facilidad de procesamiento, ideal para componentes sujetos a cargas dinámicas durante el despliegue de 50 metros de cable AWG 20 (ISO 527-1).

4.2 Tolerancias y ajustes

Las tolerancias son normas de variación permitidos en las dimensiones de una pieza. La mayor parte de piezas del sistema se imprimieron en ABS, por lo que se debe considerar tolerancias más amplias en diferencia con otros materiales como el PLA, debido a su contracción térmica y posibilidad de deformarse [64]. En la Tabla 14, se detallan las recomendaciones de tolerancias y ajustes para ABS.

Tabla 14. Tolerancias y ajustes para ABS

Tipo de ajuste	Margen recomendado en ABS	Aplicación típica
Holgado (clearance)	$\geq 0.4 \text{ mm}$	Ensamblajes fáciles, piezas desmontables
Deslizante (sliding)	$0.25 - 0.35 \text{ mm}$	Guías, ejes móviles, mecanismos
Interferente (press)	$0.15 - 0.25 \text{ mm}$	Uniones permanentes por fricción
Roscas impresas	$+0.3 \text{ mm sobre diámetro}$	Para compensar contracción y asegurar acople

Se corrigieron todos los elementos necesarios en función de la Tabla , siguiendo las recomendaciones para piezas en ABS, se realizaron cambios mínimos entre 0.25 y 0.5 mm con la finalidad de asegurar que los ensamblajes mecánicos encajen y funcionen correctamente.

En la Figura 49, se puede apreciar el diseño de una base de sujeción al carrete, inicialmente el diámetro del orificio era de 19 mm, con el ajuste de tolerancias el diámetro quedaría de 19.3 mm como se evidencia en la Figura 50.

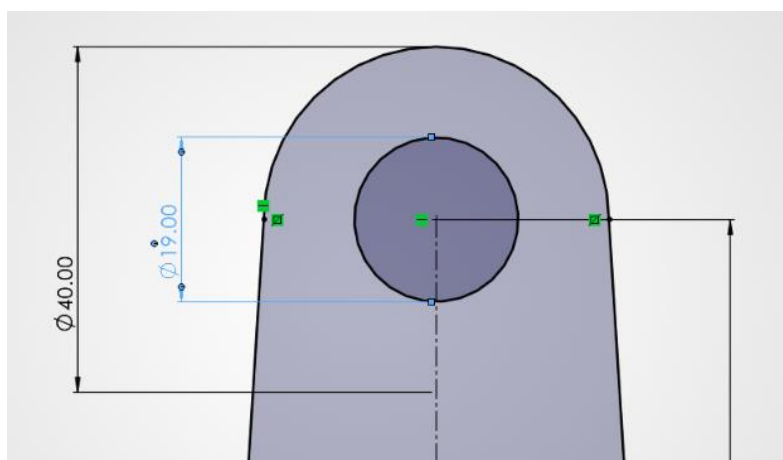


Figura 49. Base de carrete sin corrección de tolerancias.

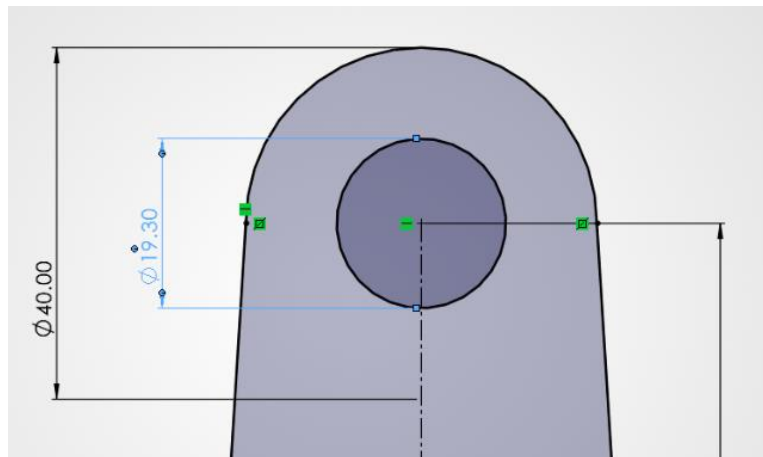


Figura 50. Base de carrete con tolerancias corregidas.

Este procedimiento se realizó en todas las bases donde se insertan rodamientos y ejes para no tener inconvenientes al momento de insertar este tipo de elementos mecánicos.

4.3 Ensamblaje del sistema completo

El ensamble del sistema enrollador de cable tubo inicio luego de verificar las dimensiones y tolerancias obtenidas por parte de la impresión 3D de ABS. Como los mecanismos de tornillo sin fin y corona necesitan estar colocados en distancias precisas para evitar márgenes de error, se optó por la idea de diseñar ranuras tipo rompecabezas como se muestra en la Figura 51, con el propósito de ensamblar el sistema completo de manera sencilla.

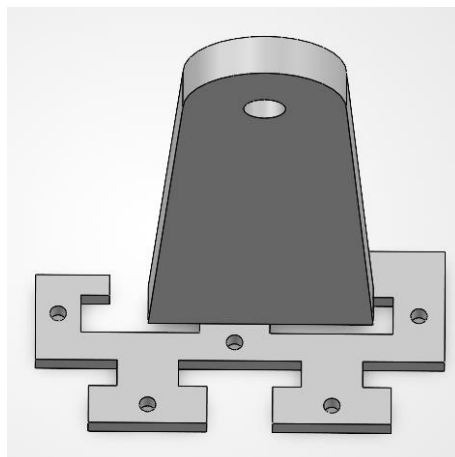


Figura 51. Base del tornillo sin fin adaptada en rompecabezas.



Figura 52. Piezas impresas en ABS.

Por temas de seguridad y debido a que el mecanismo realizado con ABS no tiene un peso para darle suficiente estabilidad, se optó por realizar una base, como se evidencia en la Figura 53, con ángulos de acero y una plancha de acero inoxidable de 0.5 mm que se adquirió en una recicladora.



Figura 53. Base con materiales reciclados.

Se montaron las bases impresas en ABS sobre la base metálica fabricada, el primer elemento que fue montado sobre la base fue el carrete junto con el slip ring que se adaptó en el interior del carrete, esto puede evidenciarse en la Figura 54 y en la Figura 55.

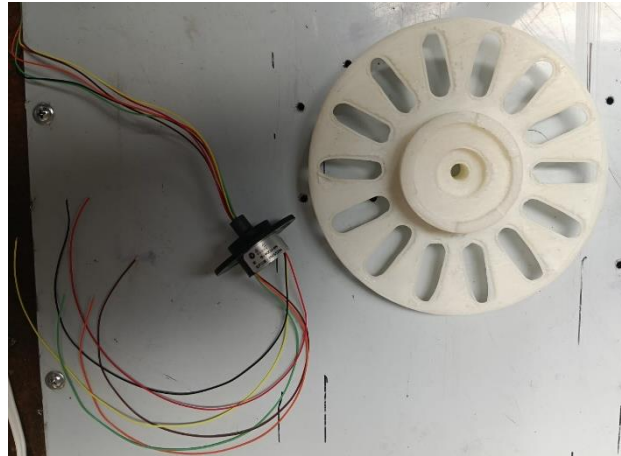


Figura 54. Carrete y slip rin.

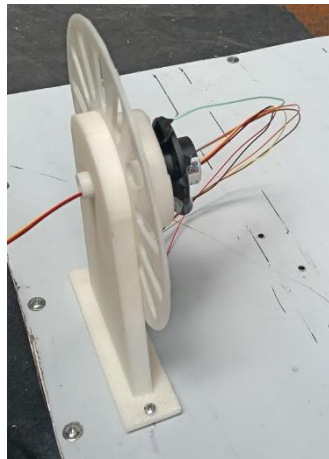


Figura 55. Carrete y slip ring montados como solo elemento.

A partir de esta referencia de la primera parte del carrete, se puede observar cómo desde la Figura 56 hasta la Figura 68 y de forma ordenada, se montan los elementos que componen los mecanismos una a una armándolas de igual manera que un rompecabezas.



Figura 56. Cable insertado dentro del carrete.

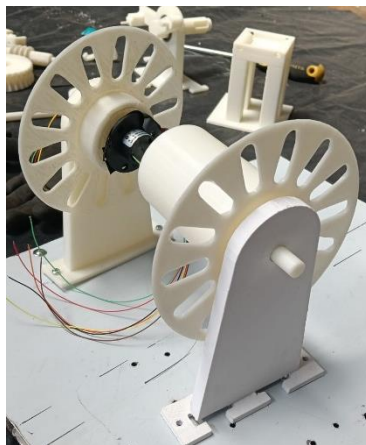


Figura 57. Carrete completo.

La fFigura 58, la Figura 59, la Figura 60 y la Figura 61, muestra cómo se ensambla el sistema de yugo escocés con la corona, al carrete.

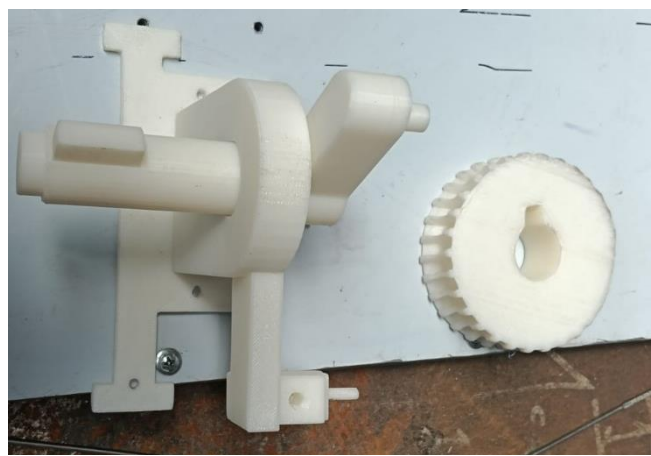


Figura 58. Yugo escocés y corona separados.

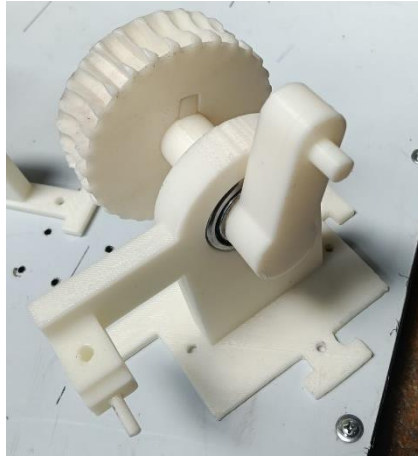


Figura 59. Yugo escocés con la corona.

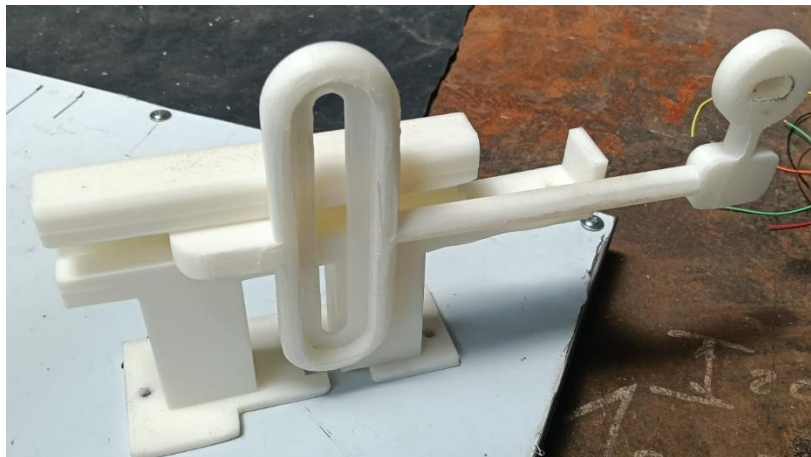


Figura 60. Correa movediza del yugo escocés.

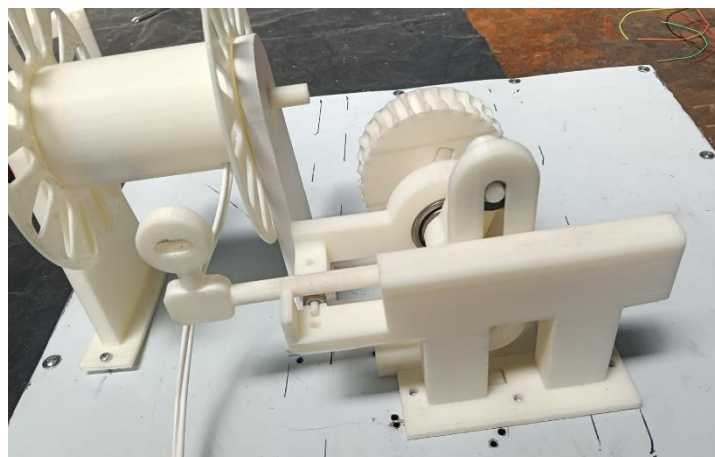


Figura 61. Sistema de yugo escocés con corona.

A continuación, se insertaron las chavetas en sus respectivos espacios sobre los ejes y se colocaron los acoples, junto con el tornillo sin fin, este proceso se evidencia en la Figura 62, Figura 63, Figura 64, y la Figura 65.

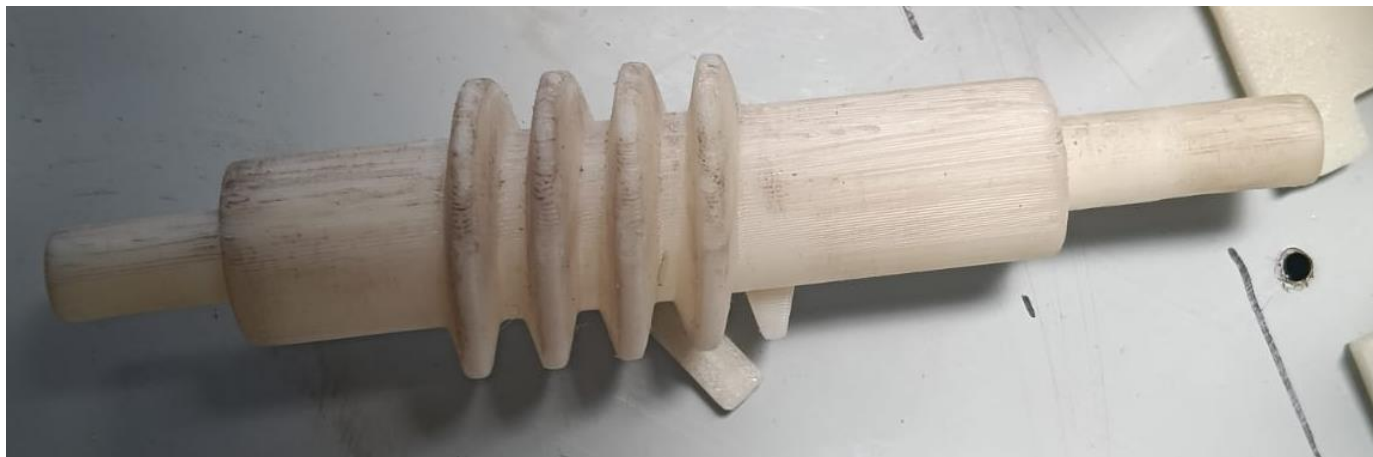


Figura 62. Eje del tornillo sin fin sin chavetas.



Figura 63. Eje del tornillo sin fin con la chaveta.



Figura 64. Acoples colocados en los ejes.

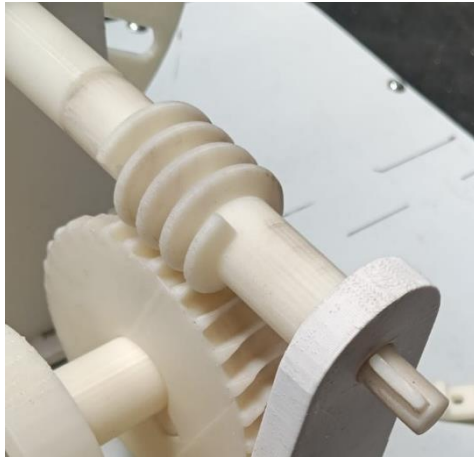


Figura 65. Tornillo sin fin colocado en su respectivo lugar.

Para finalizar con el ensamble de elementos mecánicos colocamos la base del motor junto con su acople, que se puede observar en la fFigura 66, y procedemos a fijar todos los elementos con la base de acero mediante pernos de 4 mm como se observa en la Figura 67 y la Figura 68.

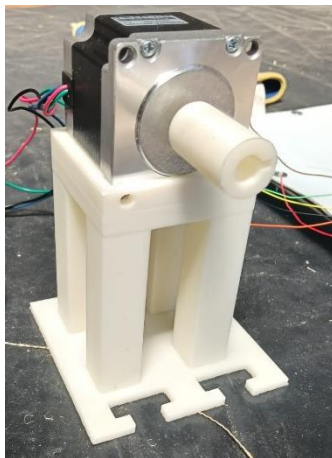


Figura 66. Motor con acople montado sobre la base.

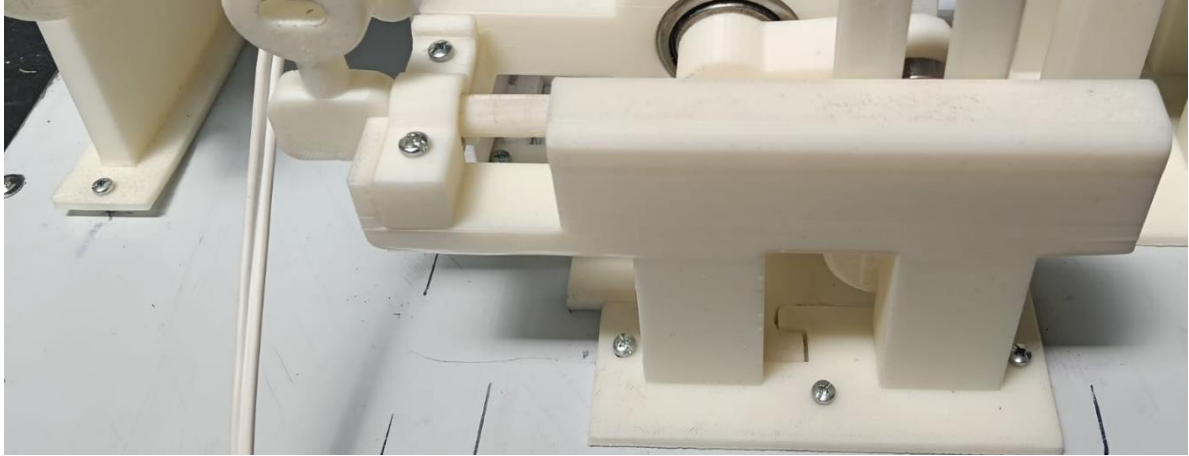


Figura 67. Elementos fijados a la base mediante pernos de 4 mm.



Figura 68. Pernos con sus respectivas tuercas.

Por último, se integró el sistema eléctrico y de control para el motor y una vez el sistema estuvo completamente armado se realizaron inspecciones visuales y funcionamientos comprobando su funcionamiento correcto, como se aprecia en la Figura 69.

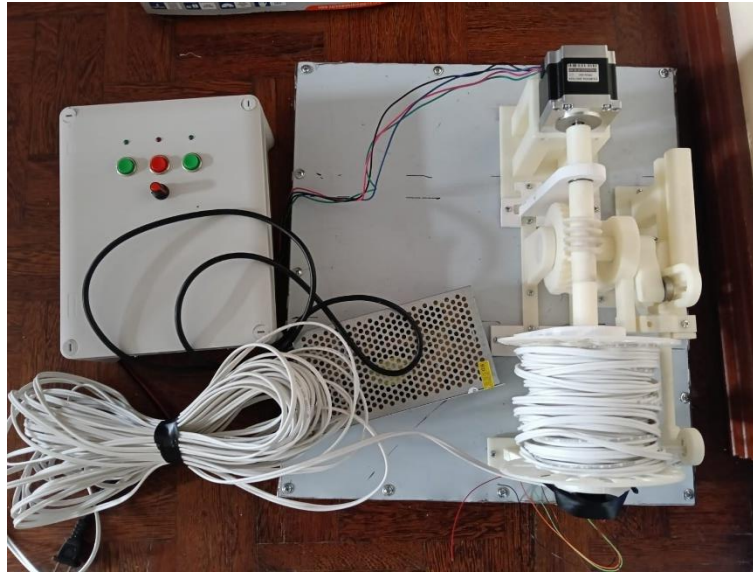


Figura 69. Sistema con todos los elementos.

4.4 Primer prototipo funcional

Este prototipo ayudo a comprobar el funcionamiento del carrete enrollador, poniendo a prueba el diseño de mecanismos de transmisión como son el tornillo sin fin y la corona, de igual forma se puso a prueba el mecanismo de yugo escocés y las tolerancias seleccionadas. Al final el prototipo mostrado en la Figura 70, permitió identificar mejoras en el diseño del sistema de enrollamiento.

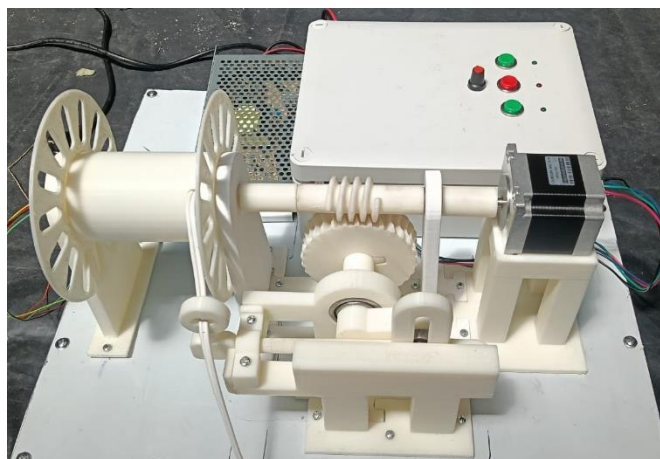


Figura 70. Prototipo listo para realizar pruebas.

4.5 Pruebas de funcionamiento

Las pruebas operativas del carrete enrollador de cable verificaron el desempeño que tiene el sistema durante el proceso de enrollado y desenrollado del cable, por medio de pruebas de enrollamiento constante.

4.5.1 Prueba de enrollamiento

Para esta prueba se extendió completamente los 50 metros de cable de manera uniforme y se comprobó si el sistema era capaz de mover al cable que ahora se encontraba en contacto con la superficie generando fricción sobre este, en la Figura 71 y la Figura 72 se muestra el procedimiento de esta prueba.



Figura 71. Los 50 metros de cable extendidos.



Figura 72. Mecanismo enrollando el cable.

Esta prueba de enrollamiento nos demostró que efectivamente el mecanismo es capaz de enrollar los 50 metros de cable sin problemas, demostrando que los cálculos de torque y la elección del motor para el sistema son correctos, y gracias a la base de acero que se le proporciona no existen ningún tipo de movimientos por parte de la base, solo un enrollamiento de cable uniforme y controlado.

4.5.2 Pruebas de velocidad

En esta prueba se debe aclarar que se realizó de acuerdo con la programación que se encuentra seteada en el motor, por lo que, a velocidad puede aumentar o disminuir según esta configuración.

4.5.2.1 Velocidad en la frecuencia mínima programada

Para poder obtener esta velocidad se desenrolló los 50 metros de cable de igual forma que en la prueba de enrollamiento, se dejó avanzar normalmente hasta una marca realizada con marcador rojo, esta marca tiene una longitud de 5 metros, se utilizó un cronometro para obtener el tiempo que se demora en completar la marca de 5 metros, con estos datos y utilizando la ecuación (22), se obtuvo la velocidad.

$$v = \frac{5 [m]}{62 [s]} = 0.08 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Este resultado se encuentra muy por debajo de los resultados esperados para enrollar el cable, los datos obtenidos se evidencian en la Figura 73 y el Anexo 25.



Figura 73. Distancia de 5 metros señalada en el cable.

4.5.2.2 Velocidad en una frecuencia media-baja

De igual forma que la prueba anterior, se marcó una distancia de 5 metros en el cable y se tomó el tiempo que se demora en llegar de marca a marca, con la diferencia de que se modificó al variador de frecuencia poniéndolo al máximo. El dato del tiempo puede ser corroborado en el Anexo 26. Los resultados se pueden obtener al utilizar la ecuación (22).

$$v = \frac{5 [m]}{31 [s]} = 0.16 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Como se puede observar los valores de velocidad obtenidos mediante la programación actual del motor se encuentran muy por debajo de los valores calculados idealmente.

Estas pruebas de velocidad demostraron que el sistema cuenta con un buen sistema de control de velocidad, pero necesita correcciones en la programación del motor, ya que, la programación actual del motor utiliza aproximadamente un 30% de la capacidad total a la que puede funcionar el motor. Una configuración exacta del motor nos permitirá adaptar la velocidad ideal para el sistema.

4.6 Evaluación del desempeño del sistema

Para evaluar correctamente el funcionamiento del sistema se analizó la resistencia estructural, la eficiencia de los sistemas de transmisión mecánica y la facilidad de uso del sistema.

El carrete demostró una excelente resistencia logrando enrollar sin problema el cable, y los mecanismos lograron la transmisión mecánica sin problemas demostrando que el material ABS es apto para este tipo de aplicaciones, como se muestra en la Figura 74.



Figura 74. Mecanismo de transmisión funcional.

4.7 Análisis de fallos y mejoras

Durante el análisis de fallos del carrete enrollador, se identificaron oportunidades de mejora, incluyendo pequeñas porosidades en los elementos impresos lo que nos indicaría mejorar la configuración de la impresión 3D, con la finalidad de mejorar el acabado y la integridad de las piezas. La Figura 75, muestra partes internas del carrete que al parecer se imprimieron con una baja calidad dejando porosidades e incluso hilos de filamento sueltos.



Figura 75. Porosidades en el carrete del sistema.

Por otro lado, para el primer prototipo se pudo observar fallas en el dimensionamiento de la cantidad de cable y el carrete, ya que, el carrete estaba calculado para abordar sin problemas los 50 metros de cable de forma ideal, es decir, que el cable se enrolle sin generar espacios entre cable. Estos espacios generaron más diámetro al cable enrollado, excediendo el diámetro de las aletas del carrete como se muestran en la Figura 76.



Figura 76. Cable excediendo la capacidad de las aletas del carrete.

Al analizar este tipo de fallas se puede verificar cómo se comporta un sistema de enrollamiento de cable de forma real, demostrando que resulta ser diferente de la parte teórica, así se podrá realizar mejor a tiempo para el sistema de enrollamiento buscando agrandar las aletas del carrete un diámetro mucho mayor al utilizado inicialmente.

Además, el sistema de guía de cable puede ser mejorado al incluirle soportes que le permitan distribuir los esfuerzos que genera la tensión del cable evitando cualquier tipo de sobreesfuerzos y fallas en este elemento. Estas mejoras podrán ser implementadas en futuros diseños de enrolladores de cables para drones.

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS ECONÓMICO

5.1 Costos de fabricación

El costo de fabricación debe partir de varios puntos como lo son, el diseño, la impresión 3D, componentes electrónicos, componentes mecánicos y mano de obra. Por ende, en la Tabla 15, que se encuentra a continuación, se va a detallar los precios de cada uno de los puntos de manera detallada:

Tabla 15. Costos de Fabricación

Cantidad	Descripción	Precio unitario	Precio USD
1	Motor NEMA 23	40	40
1	Driver para motor paso a paso	22	22
50	Cable AWG 50 metros	0.5	25
1	Rodamiento 608-2RSH/264	10	10
2	Rodamiento W61800-2RS1	6	6
1	Rodamiento W61701-2RS1	3.5	7
1	Rodamiento MR18287-2RS	13	13
1	Arduino Nano	9	9
1	Fuente de 24V 5A	20	20
3	Botón 15mm	0.95	2.85
3	Led indicador	0.45	1.35

1	Potenciómetro perilla	0.75	0.75
1	Regulador lm2596	4	4
1	PCB	5	5
1	Tablero	20	20
1	Servicio Impresión 3D 20 piezas	99	99
1	Servicio de electrónica	15	15
1	Slip ring	26	26
1	Diseño del mecanismo	240	240
	Total		565,95

Para calcular el precio por el diseño se estimó un aproximado de 800 USD, que gana un ingeniero mecánico junior. Entonces por cálculos la hora de un ingeniero junio es de 5 USD, entonces teniendo en cuenta que se demoró un estimado de dos días (42 horas) entonces el precio por el diseño es 240 USD, incluyendo el tiempo en donde se efectuaron ciertos cambios.

5.2 Comparación con soluciones comerciales

En el mercado, existen muy pocos drones atados a tierra, por ende, se escogió dos modelos en específicos para realizar la comparación, cabe recalcar que al ser en su mayoría prototipos, es muy complicado llegar a un veredicto, ya que en todos los parámetros son diferentes, sobre todo por el uso que se le da al dron. Sin embargo, todos cumplen con un diseño que posee un enrollador de cable para cualquier aplicación el cual va directamente conectado al dron.

El Espectro (Spectre) es un dron desarrollado por la empresa estadounidense Hoverfly Technologies, situada en Sanford, Florida. Se trata de un sistema de tipo tethered (conectado por cable) y de despegue y aterrizaje vertical (VTOL), diseñado para misiones de vigilancia continua, reconocimiento de señales y ampliación de redes de comunicación en entornos militares. Entre sus principales ventajas destacan las certificaciones Green UAS y Blue List, que avalan sus altos estándares de ciberseguridad, su cumplimiento con la normativa NDAA y

su capacidad para operar sin depender de señales GPS. El sistema puede mantener una carga útil de hasta 5 libras (2.27 kg) a una altitud de 200 pies (61 metros), gracias a un cable de alimentación que le suministra energía de forma continua [65] [66].

El Khronos, fabricado por la empresa francesa Elistair, líder en el sector de sistemas de drones con cable, incorpora la plataforma automatizada de despliegue ORION Lite. Este sistema está diseñado para misiones de seguridad tanto civil como militar. Cuenta con un carrete de cable de retracción ultrarrápida (hasta 10 m/s en modo emergencia) capaz de suministrar 1.5 kW de energía a alturas entre 70 y 150 metros, y soporta cargas útiles EO/IR con zoom de 30 aumentos. Todo el conjunto está optimizado para un despliegue portátil rápido: pesa 29 kg y puede desplegarse en menos de 2 minutos, además de contar con protección IP65 contra el polvo y el agua [2] [17]. Estos datos se comparan en la Tabla 16, donde se podrá apreciar las características de distintos sistemas de recolección de cable.

Tabla 16. Tabla comparativa

Característica	Espectro (Hoverfly)	Khronos (Elistair)	Diseño UPS
Longitud máxima de cable	100-200 m	70-150 m	25-50 m
Altitud operativa	Hasta 120 m	Hasta 100 m	Hasta 40 m
Potencia suministrada	1-2 kW (24-400 VDC)	1.5 kW (28-800 VDC)	Convencional, está conectado a 110V
Autonomía	Ilimitada (tethered)	Ilimitada (tethered)	Ilimitada (tethered)
Sistema de despliegue	Automático, carrete integrado	Automático ORION Lite, retracción rápida	Semiautomático. Con potenciómetro
Peso del sistema completo	~25 kg (estación + dron)	29 kg (Safe-T 150)	6.45 kg (Estación + sistema de despliegue)
Velocidad de despliegue	2-5 m/s	0-10 m/s (automático)	1-4 m/s

Control de tensión	Activo (sensores 0-30 N)	Activo (sensores 0-50 N)	No contiene
Slip ring integrado	Sí, 360° rotación continua	Sí, híbrido potencia/datos	Sí, 360° rotación continua
Condiciones adversas	Viento 15 m/s, -20°C a +50°C	Viento 12 m/s, IP65	No contiene
Tiempo de despliegue	<5 minutos	2 minutos	<5 minutos
Aplicaciones principales	Militar, fronteras, puertos	Vigilancia civil, eventos, seguridad	Alimentación continua

En conjunto, tanto el Espectro, el Khronos y el diseño presentado en el presente proyecto confirman la viabilidad técnica del diseño presentado para el despliegue controlado de 50 metros de cable. Estos sistemas demuestran que un carrete motorizado combinado con un slip ring híbrido puede garantizar operaciones continuas y estables.

5.3 Viabilidad del proyecto

El estudio de viabilidad evalúa la capacidad en el proyecto para alcanzar éxito técnico y operativo, priorizando la viabilidad operativa que analiza la compatibilidad del sistema con recursos disponibles, procesos de fabricación y objetivos estratégicos del UAV tethered.

Viabilidad Operativa (Prioridad): El sistema presenta alta viabilidad operativa al integrar componentes estandarizados (motor NEMA 23, slip ring, cable AWG 20, ABS impreso 3D) con herramientas accesibles (SolidWorks, ANSYS), requiriendo competencias básicas en mecatrónica disponibles localmente. La fabricación modular permite ensamblaje en <8 horas con peso total < 7 kg, siendo operable bajo vibraciones rotor (50-200 Hz) y cargas cíclicas (1000+ despliegues) con mantenimiento mínimo < 1% fallos [67].

Viabilidad Técnica: Componentes validados soportan 14.715 N con FS > 1.5.

Viabilidad Económica: Costo total 565,95 USD genera ROI inmediato.

El ROI (Return on Investment), o Retorno sobre la Inversión, se define como la métrica financiera que mide la rentabilidad de una inversión al comparar el beneficio neto generado con el costo total de la inversión, expresada como porcentaje mediante la fórmula [68]:

$$ROI = \frac{(Beneficio\ neto)}{(Costo\ de\ inversión)} \times 100 \quad (47)$$

Su valor principal reside en establecer una base uniforme para la evaluación económica de proyectos. Esto no solo ayuda a identificar y priorizar las inversiones con mejor rendimiento, sino que también traduce a términos financieros las implicaciones de decisiones de ingeniería, como elegir entre un motor NEMA 23 y sus alternativas [69]. En el contexto de viabilidad operativa, un ROI superior al 100% valida la implementación inmediata del sistema de despliegue, demostrando que los 565,95 USD invertidos recuperan su valor en menos de un mes de operación tethered continua, superando ampliamente el umbral mínimo de rentabilidad empresarial del 20-30% anual [67]. Entonces para determinar el costo que va a tener un sistema de despliegue se realiza la Tabla 17. Se debe tener en cuenta que el diseño solo afecta a la primera inversión, por ende, lo demás sería ya costos fijos. En esta tabla se pretende llegar a un promedio para determinar un valor en el mercado.

Tabla 17. Viabilidad del proyecto

Escenario	Precio Venta c/u (USD))	Unidades/Año (USD)	Ingresos Totales (USD)	Costo Total (USD)	Margen Neto (USD)
A	600	20	12000	6519	5481
B	500	30	15000	9778	5222
C	450	40	18000	13038	4962
Recomendado	550	25	13750	8199	5551

Otro parámetro que se debe considerar es el precio de mano de obra en Ecuador en donde mediante la Tabla 18, se llegara a un estimado de precio hora.

Tabla 18. Precio de mano de obra en Ecuador

Puesto	Salario mensual (USD)	Costo hora (USD)
Operador impresoras 3D	286-626	10-16
Técnica informática	400	12
Técnico mantenimiento	482-530	14
SBU general 2026	482	12

El Salario Básico Unificado (SBU) es el monto mínimo que el empleado debe recibir mensualmente como pago por los servicios prestados. Está diseñado para proteger a los trabajadores de salarios muy bajos [70]. Y bajo aquella la Tabla 18 se eligió un valor aproximado de 14\$.

Otro parámetro que se debe considerar es el tiempo de fabricación necesario para cada unidad que se va a vender, este tiempo se evidencia en la Tabla 19.

Tabla 19. Tiempo de elaboración de una unidad

Proceso	Tiempo real
Impresión 3D	48 horas
Ensamblaje electrónico	24 horas
Montaje final	6 horas
TOTAL	78 horas / unidad

Teniendo en cuenta aquello se va a hacer una comparación de capacidad vs producción sencilla en la Tabla 20

Tabla 20. Capacidad vs Producción

Escenario (unidades)	Unidades	Horas totales	% Capacidad	Realista
25	25	1950 h	34 %	Ajustado
20	20	1560 h	27 %	Cómodo
30	30	2340 h	41 %	Intenso
Máximo técnico	74	5760 h	100 %	Irreal

El máximo técnico se calculó de la siguiente forma, considerando que solo se trabajaría por 20 días al mes durante un año.

Tiempo disponible anual: 24 horas/día × 20 días/mes × 12 meses = 5.760 horas/año

Tiempo por unidad: 78 horas

Capacidad máxima: $5.760 \div 78 = 74$ unidades

Entonces, 20 unidades es ideal porque se estima 4h15min/día promedio (8h jornada = 53% tiempo libre). Existe un espacio para rechazos (5 - 10%), un crecimiento futuro (hasta 40 und/año) y muy importante reduce riesgo agotamiento equipo/clientes.

Además, hay que tener en cuenta el material usado y el costo de kilogramo de filamento de la impresión. Por ende, teniendo en cuenta que el prototipo se usó alrededor de 1,2 kg ABS, en 20 unidades × 1,2 kg se obtiene un valor de 24 kg ABS/año TOTAL.

Tabla 21. Material usado

Método	kg Total	% Desperdicio	kg Desperdiciados	kg Útiles
Manual	24	25 %	6	18
Automático	24	5 %	1.2	22,8
Ahorro	-	20 %	4.8	+ 4,8

La Tabla 21 refleja un ahorro de 4,8 kg. Lo que se debe verificar en este momento es el precio aproximado del filamento ABS. Así que desglosando algunos precios obtenemos que:

Precio FOB internacional: 3.5 - 4 USD/kg

Flete + aranceles importación: + 1.5 USD/kg

Distribuidores locales Quito/Guayaquil: + 0.5 - 1 USD/kg

TOTAL, mercado local: 5.5 - 6.5 USD/kg → USAMOS 6 USD

Finalmente, se procede a realizar la Tabla 22 costo beneficio.

Tabla 22. Análisis Costo-Beneficio

TIPO	CONCEPTO	DETALLE	MONTO USD
COSTO FIJO	Prototipo	1.2 kg ABS + resto	565,95
	COMPLETO	componentes	
COSTO VARIABLE	Producción 20 und	20 × 325,95 USD	6519
TOTAL, INVERTIDO	Año 1 completo	Fijo + Variable	7084,95

Entonces, en la Tabla 23, evidenciara únicamente los beneficios y el resultado de ganancia aproximado en un año de producción.

Tabla 23. Beneficios y ganancia en un año de producción

TIPO	CONCEPTO	DETALLE	MONTO USD
BENEFICIO	Ahorro mano de obra	Ingeniería, modelado, pruebas	240
BENEFICIO	Ingresos ventas	20 × 550 USD	11000
BENEFICIO	Ahorro mano de obra	10 h/sem × 52 sem × 14 USD/h	7280
BENEFICIO	Ahorros materiales	4.8 kg ABS × 6 USD/kg	28,80
BENEFICIO TOTAL	Suma beneficios	Ingresos + ahorros	18808,80
RESULTADO	Beneficio NETO Año 1	18808,80 - 7084,95	11723,85

Las estimaciones siguen el método estándar de análisis costo-beneficio: listar costos fijos iniciales, cuantificar beneficios tangibles (ingresos, ahorros directos) en términos monetarios anuales, e incluir intangibles monetizados conservadoramente. Se calcula la relación $B/C = \text{Beneficios} / \text{Costos} = 11723,85 / 7084,95 \approx 1,65$ (muy favorable, >1 indica viabilidad), y periodo de recuperación $= 7084,95 / (11723,85/365) \approx 137,48$ (137 días). Estos datos se ven reflejados en la Tabla 24 y la Figura 77.

Tabla 24. Datos para costo beneficio

Categoría	Monto (USD)
COSTO FIJO	565,95
COSTO VARIABLE	6519
TOTAL, INVERTIDO	7084,95
BENEFICIO	240
BENEFICIO	11000
BENEFICIO	7280
BENEFICIO	28,80
BENEFICIO TOTAL	18808,80
RESULTADO	11723,85

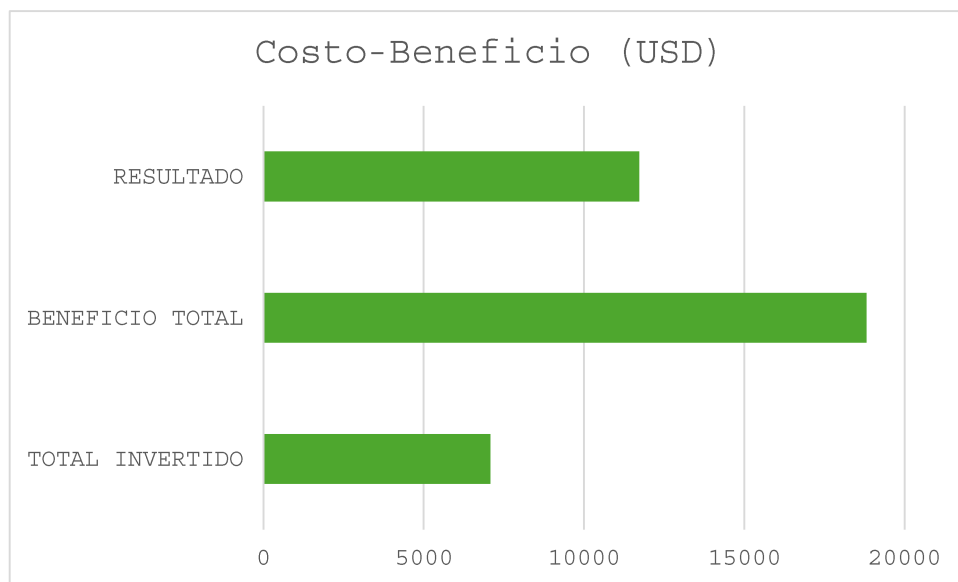


Figura 77. Gráfica de costo beneficio.

5.3.1 Análisis Financiero

Este análisis evalúa la viabilidad económica de un proyecto de automatización con componentes como un motor NEMA 23, materiales ABS y diseño especializado. Una inversión inicial de \$565,95 da como resultado una ganancia anual esperada de \$11723,85, lo que genera excelentes rendimientos y una amortización súper rápida.

Costos: $565,95 + 6519,00 = 7084,95$

Beneficios: $11.000 + 7280 + 28,80 + 500 = 18808,80$

Neto: $18808,80 - 7084,95 = 11723,85$

ROI: $(11723,85 \div 7084,95) \times 100 = 1.655\%$

Payback: $7084,95 \div 51,53 = 137$ días

Estas métricas confirman la alta viabilidad del proyecto: ROI superior al 1.000% anual y recuperación en menos de tres semanas, superando ampliamente los umbrales estándar (>10-15% ROI y <3 años recuperación).

CONCLUSIONES

Se diseñó e implementó un sistema automático de 50 metros de cable para la alimentación energética continua de un UAV. El sistema está conformado por un motor de paso NEMA 23 con driver TB6600, así como un slip ring que permite la rotación interna del cable evitando que este gire sobre sí mismo, también contiene un mecanismo de transmisión combinado de un tornillo sin fin con corona y un yugo escocés que funciona como una guía para el cable. El proceso realizado incluye la modelación cinemática, el dimensionamiento mecánico, simulaciones por elementos finitos (FEA) y la elaboración de un prototipo funcional que fue sometido a pruebas de campo controladas.

Se establecieron los requerimientos mecánicos, eléctricos y de comunicación necesarios para que el sistema funcione de manera segura y continua. Se utilizó cable AWG 20 para los estudios realizados, se calculó el paso del cable bajo condiciones normales y se estimaron tensiones operativas en rangos desde 5 N hasta 25 N. Se eligió un slip ring de diámetro pequeño (22 mm) con la finalidad de ocupar menos espacio y lograr la transmisión de energía sin enredos.

Se diseñó un mecanismo eficiente que permite desenrollar, enrollar y controlar la tensión de cable, se centró en la eficiencia y la seguridad, se eligió un carrete con radio efectivo y geometría capaz de enrollar el cable sin riesgos de dañarlo, así como el sistema de transmisión tornillo sin fin con corona con un número de dientes y relación apropiada, que posteriormente se complementó con el mecanismo de yugo escocés para convertir el movimiento giratorio en uno lineal controlado y cíclico. El motor Nema 23 Seleccionado entrega un torque de 1.2 N·m, superior al torque requerido de 0.8 N·m, lo que nos indica que el sistema funcionara correctamente. Los cálculos de ejes, chavetas y rodamientos diseñados con un factor de seguridad 3 o superior nos garantizan seguridad en estos elementos bajo las condiciones analizadas.

Se validó el funcionamiento del des enrollador de cable mediante pruebas de campo y experimentales del prototipo confirmando la funcionalidad del sistema, ya que, el mecanismo fue capaz de desplegar y recoger los 50 metros de cable de forma controlada, evitando enredos y manteniendo la conexión eléctrica mediante el slip ring. La cinemática del carrete calculada nos dejó un resultado de 42.4 segundos para enrollar todo el cable con el motor funcionando a 1000 rpm, por otro lado, con la programación que el motor cuenta las velocidades reales son

distintas dándonos valores de 0.08 m/s hasta 0.16 m/s como máxima velocidad, pero con el motor funcionando a menos del 30% de su capacidad máxima, dándonos un tiempo aproximado de 4 minutos para enrollar los 50 metros de cable. Esto evidencia la necesidad de ajustar los parámetros de la programación del motor, para aprovechar toda su capacidad.

Se analizó

la factibilidad económica mediante análisis financieros básicos, con un prototipo que tiene un valor de 565,95 dólares, nos demuestra que el prototipo puede llegar a ser competitivo como una solución económica para investigaciones y aplicaciones que no exijan tiempos extensos de funcionamiento.

Se cumple el propósito, diseñar, construir y validar un sistema automático de despliegue controlado de 50 metros de cable para un UAV. Los resultados en las pruebas de funcionamiento indican que el sistema es una solución operativa, segura y económica como prototipo, al cual se le pueden realizar mejoras llevándolo a un nivel más industrial.

RECOMENDACIONES

Para mejorar el proyecto y prepararlo para una versión final o para poder producirlo en masa, es conveniente optimizar dimensiones y espesores de los elementos sobredimensionados lo que implicaría una reducción en peso y costo del sistema. Rediseñar las aletas y la guía del carrete para lograr un enrollamiento más fino y sin errores.

Se recomienda realizar una lubricación controlada en los mecanismos de transmisión y mantenimiento de los elementos más críticos (como en el tornillo sin fin y corona), para aumentar la eficiencia y la vida útil de estos elementos.

Para validar el uso de elementos impresos en ABS, realizar pruebas individuales de las propiedades de los elementos impresos, ya que estos pueden variar por la calidad en la impresión o por la calidad del ABS obtenido. De esta forma, se obtendrán datos reales y cálculos mucho más precisos para elementos críticos.

Se recomienda considerar únicamente hasta cierto punto la información referente a las propiedades del filamento de impresión 3D que se pretende utilizar. Aunque los distintos catálogos proporcionan datos técnicos del material, las propiedades mecánicas resultan altamente dependientes del proceso de fabricación y pueden variar significativamente al momento de imprimir y evaluar un mecanismo en 3D. Por este motivo, aun cuando se sigan la lógica y los parámetros sugeridos por los catálogos, incluyendo el tipo de relleno y demás configuraciones de impresión, es necesario desarrollar un criterio propio que permita determinar la validez real de dicha información. En muchos casos, los cálculos teóricos indicarían que una pieza no debería soportar ciertas cargas; sin embargo, factores como el tamaño y la geometría de la pieza adquieren un papel determinante durante las pruebas, influyendo directamente en su comportamiento estructural.

Las simulaciones FEA señalaron que las deformaciones y tensiones en las partes impresas en ABS se conservan por debajo de los límites permitidos en las condiciones evaluadas, aunque, por otro lado, se detectaron porosidades y fallas en la impresión de algunas piezas que afectaron la estética de los elementos. En el prototipo se observó acumulación de cable que excedió la capacidad de las aletas del carrete, lo que indica que es necesario redimensionar las aletas. De igual forma, la ausencia de un sistema de retroalimentación de tensión limita el control

dinámico del cable, que ayudaría en la estabilidad del UAV durante cambios en el viento o en la altitud.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Holybro, "S500 V2 Development Kit," 2022. [Online]. Available: <https://holybro.com/products/s500-v2-development-kit>.
- [2] Elistair, "Tethered Drone Technology Overview," Elistair Technical Documentation, 2023. [Online]. Available: <https://elistair.com>. [Accessed 2025].
- [3] H. Technologies, "LiveSky Tethered UAV Systems," Technical Overview, 2022. [Online]. Available: <https://hoverflytech.com>. [Accessed 2025].
- [4] V. Rodriguez, C. Tipantuña, D. Reinoso, J. Carvajal-Rodriguez, C. Egas Acosta, P. Proaño and X. Hesselbach, "An Experimental Tethered UAV-Based Communication System," *Future Internet*, pp. 1-34, 2025.
- [5] D. L. Piñeros Guzmán and A. F. Gómez Rivera, "Metodología de validación de autonomía de batería para un UAV táctico," *Ciencia y Poder Aéreo*, pp. 21-25, 2023.
- [6] F. Fattori and S. Cocuzza , "Tethered Drones: A Comprehensive Review of Technologies, Challenges, and Applications," *Drones 2025*, pp. 10-13, 2025.
- [7] R. L. Norton, *Machine Design: An Integrated Approach*, 6 ed., Hoboken: Pearson Education, 2020.
- [8] R. G. Budynas and J. K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, 11 ed., New York: McGraw-Hill, 2020.
- [9] J. E. Shigley, R. G. Budynas and J. K. Nisbett, *Fundamentals of Machine Component Design*, 6 ed., New York: McGraw-Hill Education, 2021.
- [1] G. . P. Guevara Alban, A. E. Verdesoto Arguello and N. E. Castro Molina, "Metodologías de investigación educativa (descriptivas, experimentales, participativas, y de investigación-acción)," *RECIMUNDO*, pp. 165-171, 2020.
- [1] R. Mott, *Machine Elements in Mechanical Design*, 6 ed., New York: Pearson Education, 1] 2022.
- [1] I. Gibson, D. W. Rosen and B. Stucker , *Additive Manufacturing Technologies*, 2 ed., 2] New York: Springer, 2005.
- [1] PERFILES CNC, "Bambu Lab X1 Carbon Combo," 2025. [Online]. Available: 3] <https://perfilesnc.com/tienda/impresora-3d-bambu-lab-x1-carbon-combo/>.

- [1 J. D. Velásquez Bran, "Control de vuelo estacionario de un dron cautivo con estación de energía híbrida," 2023. [Online]. Available: <https://repository.libertadores.edu.co/server/api/core/bitstreams/2b19dd98-163a-480a-8bc2-1868a36cc625/content>.
- [1 Holybro, "S500 V2 Kits," 2022. [Online]. Available: <https://holybro.com/products/s500-5> v2-kit.
- [1 Global Market Insights, "Tamaño del mercado de drones cautivos: por tipo, alcance, modo de implementación, integración tecnológica y aplicación - Pronóstico global, 2025-2034," Junio 2025. [Online]. Available: <https://www.gminsights.com/es/industry-analysis/tethered-drone-market>.
- [1 DJI Madrid, "Elistair Khronos," [Online]. Available: <https://stockrc.com/es/elistair-7> solucion-drone-cautivo/4102-elistair-khronos.html.
- [1 FOXTECH, "High-Voltage Tethered Drone Power System 5 Configurations Up to 30kW 8] T25/35/60/80/100/200," 2025. [Online]. Available: <https://www.foxtechuav.com/high-voltage-tethered-drone-power-system-5-configurations-up-to-30kw-t35-60-80-100-200.html>.
- [1 PAIDEKABLE, "Cable de drones atado PDK 41302-2 × 20AWG +1 × 2 × 28AWG +1 9] SMF," 2024. [Online]. Available: <https://es.paide-cable.com/tethered-drone-cable/tethered-drone-cable-pdk41302-2-20awg-1-2.html>.
- [2 NOVATRONIC, "Rollo de cable trenzado de cobre," 2025. [Online]. Available: <https://novatronicec.com/index.php/product/rollo-de-cable-trensado-de-cobre/>.
- [2 J. E. Shigley and C. Mischke, DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, México: 1] MCGRAW-HILL, 2001.
- [2 HIDRAGRUPA.HR, "ENGRANAJE DE GOMA PARA MOTOR REJILLA 2] GIRATORIA VORTICE ARIANTE 30 60790," 2025. [Online]. Available: <https://hidragrupa.hr/128888/MOTOR-REJILLA-GIRATORIA-VORTICE-ARIANTE-30>.
- [2 FESPM.ES, "Tornillos Hexagonal Con Rosca Fina Spartex - Ref. THFIN10X25EFA2-3] 70," 2024. [Online]. Available: <https://fespm.es/Tornillos-Hexagonal-Con-Rosca-Fina-Spartex-Ref-THFIN10X25EFA2/610218>.
- [2 DIPAC, "Eje AISI 4340 (705)," 2023. [Online]. Available: <https://dipacmanta.com/producto/ejes/aisi-4340-705/eje-aisi-4340-705/>.

- [2] r/mechanical_gifs, "Mecanismo de yugo escocés para convertir movimiento lineal en movimiento rotacional o viceversa," 2021. [Online]. Available: https://www.reddit.com/r/mechanical_gifs/comments/iwbs0f/scotch_yoke_mechanism_f_or_converting_linear/?tl=es-es.
- [2] BCN3D, "Technical data sheet ABS," 2018. [Online]. Available: https://3dprint.pe/wp-content/uploads/2018/09/TDS_BCN3D_Filaments_ABS.pdf.
- [2] L. Contreras, "Guía completa: El filamento de ABS en la impresión 3D," 2025. [Online].
7] Available: <https://www.3dnatives.com/es/filamento-de-abs-impresion-3d-06062019/>.
- [2] Made-in-China, "RoHS Safety Flashforge 3D Printer ABS Filaments 1.75mm
8] 0.6kg/1kg," 2012. [Online]. Available: <https://flashforge.en.made-in-china.com/product/CeamSrycfZTb/China-RoHS-Safety-Flashforge-3D-Printer-ABS-Filaments-1-75mm-0-6kg-1kg.html>.
- [2] SpecialChem, "Acrylonitrile Butadiene Styrene (ABS Plastic): Complete Guide," 2025.
9] [Online]. Available: https://www.specialchem.com/plastics/guide/acrylonitrile-butadiene-styrene-abs-plastic?utm_source.
- [3] E. O. Varela, *Sistemas Mecánicos*, Madrid: LibrosFP, 2021.
0]
- [3] A. F. García, "Se enrolla una cuerda en un carrete," 2016. [Online]. Available:
1] <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica3/solido/bobinado/bobinado.html>.
- [3] JI-Proequin, "CARRETE DE TRABAJO PESADO PARA CABLES LARGOS," 2025.
2] [Online]. Available: <https://www.jiproequip.com/index.php/producto/carrete-cable-grandes-longitudes-trabajo-pesado/>.
- [3] G. M. Smith, "¿Cómo medir torque?," 13 Febrero 2023. [Online]. Available:
3] <https://dewesoft.com/es/blog/como-medir-torque>.
- [3] W. D. Callister and D. G. Rethwisch, *Materials Science and Engineering: An Introduction*, 10 ed., Hoboken: Jhon Wiley & Sons, 2020.
4]
- [3] I. S. Association, "IEEE Guide for the Selection of Cables for Industrial Applications,"
5] IEEE, New York, 2021.
- [3] S. Dahlke, "Medición de la fricción de tracción del cable con una prueba de carrete,"
6] 2025. [Online]. Available: <https://www.polywater.com/es/knowledge-hub/medicion-de-la-friccion-de-traccion-del-cable-con-una-prueba-de-carrete/>.

- [3] ANDES CABLES, "Catálogo de productos," 2024. [Online]. Available:
7] <https://www.andescables.com/catalogos/Ecuador-2024.pdf>.
- [3] Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda, "Norma Ecuatoriana de la Construcción,"
8] Febrero 2018. [Online]. Available: <https://www.habitatyvivienda.gob.ec/wp-content/uploads/2023/03/1.-NEC-SB-Instalaciones-Electricas.pdf>.
- [3] R. C. Juvinall and K. M. Marshek, *Fundamentals of Machine Component Design*, 6 ed.,
9] Hoboken: John Wiley & Sons, 2020.
- [4] M. F. Ashby, *Materials Selection in Mechanical Design*, 5 ed., Oxford: Butterworth-
0] Heinemann, 2021.
- [4] Solectroshop, "Cables en electrónica — Su equivalencia de estándar AWG a diámetro y
1] carga máxima," 03 Marzo 2021. [Online]. Available:
<https://solectroshop.com/es/blog/cables-en-electronica-su-equivalencia-de-estandar-awg-a-diametro-carga-maxima-n74>.
- [4] Nexans, "How to apply a bending radius correctly," 2024. [Online]. Available:
2] <https://www.nexans.nl/en/business/Building-Territories/Building/Distributors/Bending-radius.html>.
- [4] Grandado, "NEMA23 motor paso a paso 57×56 mm 4-plomo 3.0 A 1.2 N·m," 2025.
3] [Online]. Available: <https://es.grandado.com/products/nema23-motor-paso-a-paso-57x56mm-4-plomo-3-0a-1-2n-m-nema-23-motor-56mm-170-oz-para-impresora-3d-para-fresadora-de-grabado-cnc>.
- [4] F. P. Beer, E. R. Johnston, J. T. DeWolf and D. Mazurek, *Mechanics of Materials*, 8 ed.,
4] New York: McGraw-Hill Education, 2020.
- [4] R. C. Hibbeler, *Mechanics of Materials*, 10 ed., Harlow, Reino Unido: Pearson
5] Education, 2020., 2020.
- [4] M. J. Carvajal Loaiza, "Influence of the Printing position and the Infill Density on the
6] Mechanical Properties of 3D Printed ABS Specimens," *Revista Ingenierías Universidad de Medellín*, pp. 179-193, 2020.
- [4] DIN Deutsches Institut für Normung e.V., "DIN 6885-1: Parallel keys and keyways —
7] Part 1: Keys," 2021. [Online]. Available: <https://www.beuth.de>.
- [4] International Organization for Standardization, "ISO 14521:2020. Gears — Calculation
8] of load capacity of worm gears," ISO, Ginebra, Suiza, 2020.

- [4 J. D. M. Gears, Fundamentals of Gear Design, New York: Industrial Press, 2021.
9]
- [5 J. J. Uicker, G. G. Pennock and J. E. Shigley, Theory of Machines and Mechanisms, 5
0] ed., New York: Oxford University Press, 2021.
- [5 N. Sclater, Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook, 5 ed., New York:
1] McGraw-Hill, 2020.
- [5 SKF, "Deep groove ball bearings," 2025. [Online]. Available:
2] <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings>.
- [5 T. A. Harris and . M. N. Kotzalas, Rolling Bearing Analysis, 6 ed., Boca Raton: USA:
3] CRC Press, 2021.
- [5 SLIPRING, "Slip Ring Integration in Drone and UAV Systems," 2025. [Online].
4] Available: <https://slip-ring.com/blog/slip-ring-integration-in-drone-and-uav-systems>.
- [5 UNMANNED SYSTEMS TECHNOLOGY, "Drones con cable," 2025. [Online].
5] Available: <https://www.unmannedsystemstechnology.com/es/expo/drones-conectados-uavs/>.
- [5 Amazon.in, "AC 220V 250Rpm Electric Slip Ring 22mm 6 Channel 2A Slip Ring Rotary
6] Joint," 2025. [Online]. Available: <https://www.amazon.in/250Rpm-Electric-Channel-Rotary-Joint/dp/B093FZ8RQG>.
- [5 S. Monk, Programming Arduino Next Steps, New York: McGraw Hill, 2016.
7]
- [5 S. Monk, Programming Arduino: Getting Started with Sketches, New York: McGraw
8] Hill, 2019.
- [5 Electronilab, "Motor Paso A Paso Nema 23 – 178.5 oz.in (1.26Nm) – 200 Pasos/vuelta,"
9] 2025. [Online]. Available: <https://electronilab.co/tienda/motor-paso-a-paso-nema-23-125-oz-in-200-pasos-vuelta/>.
- [6 UNIT ELECTRONICS, "Nema 23 Motor a Pasos OK57H18112A 4.2A 300 Ncm," 2025.
0] [Online]. Available: <https://uelectronics.com/producto/nema-23-motor-a-pasos-ok57h18112a/>.
- [6 ANSYS, "Ansys Mechanical," 2025. [Online]. Available:
1] <https://www.ansys.com/products/structures/ansys-mechanical>.

- [6 ANSYS, " APDL mecánico 2024 R2," 2024. [Online]. Available:
2] https://ansyshelp.ansys.com/public/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v242/en/ans_thry/ans_thry.html.
- [6 S. Barna and B. Ivo, Finite element analysis: method, verification and validation,
3] Hoboken: Wiley, 2021.
- [6 FORMLABS, "Cómo optimizar las tolerancias de la impresión 3D para ajustes para
4] ingeniería," 2025. [Online]. Available: <https://formlabs.com/latam/blog/tolerancias-para-ajuste-ingenieria-impresion-3d/>.
- [6 HIGHERGOV, "Hoverfly Technologies," 2025. [Online]. Available:
5] <https://www.highergov.com/awardee/hoverfly-technologies-inc-10130238/>.
- [6 HOVERFLY, "Spectre," 2025. [Online]. Available: <https://hoverflytech.com/tethered-drones-uas/spectre/>.
6]
- [6 C. Quintana, "Estudio de viabilidad de un proyecto: qué es y cómo se hace," 26 Abril
7] 2022. [Online]. Available: <https://www.oberlo.com/es/blog/viabilidad-de-un-proyecto>.
- [6 Ribeter, "Qué significa en español ROI," 17 Mayo 2024. [Online]. Available:
8] <https://ribeter.org/que-significa-en-espanol-roi/>.
- [6 INTUIT mailchimp, "ROI: Qué es el retorno de la inversión," 2025. [Online]. Available:
9] <https://mailchimp.com/es/marketing-glossary/roi/>.
- [7 CÁMARA DE COMERCIO DE GUAYAQUIL, "Salario Básico Unificado (SBU),"
0] 2026. [Online]. Available: <https://www.lacamara.org/website/cie/salario-basico-unificado-sbu/>.
- [7 E. Oberg, F. D. Jones, H. L. Horton and H. H. Ryffel, Machinery's Handbook, 30 ed.,
1] New Work: Industrial Press, 2016.
- [7 J. D. Smith, Gear Noise and Vibration, 2 ed., New York: Marcel Dekker, 2003.
2]
- [7 J. D. Smith, Gear Noise and Vibration, 2 ed., New York: Marcel Dekker, 2003.
3]
- [7 A. K. Kawamura , Design of Mechanical Systems, Hoboken, NJ: Jhon Wiley & Sons,
4] 2011.
- [7 R. G. Budynas and K. Nisbett, Shigley's Mechanical Engineering Design, New York :
5] McGraw-Hill Education, 2019.

- [7] I. Gibson, D. W. Rosen and B. Stucker, Additive Manufacturing Technologies: 3D Printing, Rapid Prototyping, and Direct Digital Manufacturing, Switzerland: International Publishing, 2021.
- [7] E. D. Gutierrez Tax, "Viabilidad de un proyecto," 2013. [Online]. Available: https://www.academia.edu/39090612/Viabilidad_de_un_proyecto.
- [7] M. Bajaña and A. Rosendo, "Análisis de viabilidad para la implementación de un software de control de compra y venta de productos del comisariato La Favorita de San Juan," 2018. [Online]. Available: <https://dspace.utb.edu.ec/items/4edc59b1-6e50-4148-abe4-7b02261e313e>.
- [7] Vecteezy, "Vectors," 2025. [Online]. Available: <https://www.vecteezy.com/vector-art/13003597-a-unique-design-icon-of-thread-spool>.
- [8] VERASHAPE, "Innovando en CAD para programación 3D," 2025. [Online]. Available: <https://verashape.com/products/solidworks/>.
- [8] WIKIMEDIA COMMONS, "File:BambuLab logo.svg," 20 Enero 2025. [Online]. Available: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:BambuLab_logo.svg.
- [8] mercado livre, "Motor De Passo Nema 23 23hd56001y-21b 12,8kg.cm 2.8a," 2025. [Online]. Available: <https://www.mercadolivre.com.br/motor-de-passo-nema-23-23hd56001y21b-128kgcm-28a/up/MLBU1467289543>.
- [8] SPARE PARTS, "SKF 6309-2RS1/C3-LHT55," 205. [Online]. Available: <https://www.sp-recambios.es/es/p/6309-2rs1-c3-lht55-skf>.
- [8] C. Ortega, "Análisis de costo-beneficio: ¿Qué es y cómo realizarlo?," 2025. [Online]. Available: <https://www.questionpro.com/blog/es/analisis-de-cost-beneficio/>.
- [8] "Guía de Análisis Costo Beneficio," 2019. [Online]. Available: <https://openknowledge.fao.org/server/api/core/bitstreams/49fd201e-0eba-4f83-82f5-957488672610/content>.
- [8] pipedrive, "Cómo realizar un análisis costo-beneficio paso a paso," 25 Julio 2025. [Online]. Available: <https://www.pipedrive.com/es/blog/analisis-cost-beneficio>.

Anexos

Tornillo sin fin																		
Datos conocidos																		
M	Modulo																	
N	Numero de dientes de la rueda																	
n	Numero de entradas del tornillo																	
Formulas																		
Paso (P)	Altura del diente	Diametro Primitivo	Diametro Exterior	Diametro Interior	Angulo de filete alfa	Espesor del diente	Espacio del filete	Altura del pie del diente	Filetes			Ancho de la punta a roscar	Longitud de la punta roscada	Extremo sin rosca	Radio de la cabeza	Angulo total		
$P = \pi * M$	$H = 2.167 * M$	$dp = (8 \alpha 12) * M$	$d = de - 2h$	$d = de - 2h$	$\alpha = \tan^{-1}(\frac{M * n}{dp})$	$e = \frac{P}{2}$	$c = \frac{P}{2}$	$l = M$	$\beta = 14.5^\circ$	$\beta = 20^\circ$	$\beta = 30^\circ$	Normal	$LR = P * (4.5 + \frac{N}{50})$	$R = 0.05P$	$\delta = 2 * \beta$			
$T = \left[\frac{P * (\cot(\beta))}{4} - l \right] * (2 * \tan(\beta))$																		
Datos conocidos																		
usar 10 es la mitad entre 8 a 12																		
Tornillo	M	N	n	P	H	dp	de	di	alfa	e	c	l	Filetes	T	LR	F	R	Delta
Ejemplo	2	32	2	6.2831853	4.334	20	24	15.332	11.309932	3.1415927	3.1415927	2	14.5	2.1071223	32.295572	6.2831853	0.3141593	29
Prueba 1	2	32	1	6.2831853	4.334	20	24	15.332	5.7105931	3.1415927	3.1415927	2	14.5	2.1071223	32.295572	6.2831853	0.3141593	29
														para el dibujo en plano medio				
														38.578758		32.295572		
														26.012387				
Tornillo	M	N	n	P	H	dp	de	di	alfa	e	c	l	Filetes	T	LR	F	R	Delta
Ejemplo	2	15	1	6.2831853	4.334	20	24	15.332	5.7105931	3.1415927	3.1415927	2	14.5	2.1071223	30.159289	6.2831853	0.3141593	29
Tornillo	M	N	n	P	H	dp	de	di	alfa	e	c	l	Filetes	T	LR	F	R	Delta
Ejemplo	1	30	1	3.1415927	2.167	10	12	7.666	5.7105931	1.5707963	1.5707963	1	14.5	1.0535612	16.022123	3.1415927	0.1570796	29
Tornillo fina	M	N	n	P	H	dp	de	di	alfa	e	c	l	Filetes	T	LR	F	R	Delta
Ejemplo	2.5	30	1	7.8539816	5.4175	25	30	19.165	5.7105931	3.9269908	3.9269908	2.5	14.5	2.6339029	40.055306	7.8539816	0.3926991	29

Anexo 1. Cálculos del tornillo sin Fin

Diametro primitivo	Diametro exterior	Paso	Altura del diente	Diametro Mayor	Ancho de la rueda	Concavidad Periferica	Radio de la Cabeza	Distancia entre centros
$DP = M * N$		$P = \pi * M$		$D1 = DE + 0.4775P$ $D1 = DE + 0.8138P$		$R = 0.5dp - M$		$E = (DP + dp)/2$
	$DE = DP + 2M$		$H = 2.167 * M$		$A = 6 + 2.38P$ $A = 5 + 2.15P$		$r = 0.25P$	
unidades mm								
Calculos de la Rueda								
DP	DE	P	H	D1	A	R	r	E
64	68	6.2831853	4.334	71.000221	20.953981	8	1.5707963	42
64	68	6.2831853	4.334	71.000221	20.953981	8	1.5707963	42
DP	DE	P	H	D1	A	R	r	E
30	34	6.2831853	4.334	37.000221	20.953981	8	1.5707963	25
18.508848								
DP	DE	P	H	D1	A	R	r	E
30	32	3.1415927	2.167	33.50011	13.476991	3	0.7853982	20
DP	DE	P	H	D1	A	R	r	E
75	80	7.8539816	5.4175	83.750276	24.692476	10.5	1.9634954	50

Anexo 2. Cálculos de la corona

SKF



Image may differ from product. See specification for details.

W 619/4-2Z

Rodamiento rígido de bolas de acero inoxidable con sellado integral

El rodamiento rígido de una hilera de bolas de acero inoxidable con sellos o placas de protección en ambos lados, proporciona una mayor resistencia química y a la corrosión. Al igual que con los rodamientos rígidos de bolas en general, son especialmente versátiles, tienen baja fricción y están optimizados para un bajo nivel de ruido y vibraciones, lo que permite alcanzar altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que otros tipos de rodamientos. El sellado integral puede prolongar significativamente la vida útil del rodamiento porque mantiene el lubricante en los rodamientos y los contaminantes fuera.

- Mayor resistencia química y a la corrosión
- El sellado integral prolonga la vida útil del rodamiento

Anexo 3. Rodamiento W619/4-2Z

SKF



Image may differ from product. See technical specification for details.

W 61800-2RS1

Rodamiento rígido de bolas de acero inoxidable con sellado integral

El rodamiento rígido de una hilera de bolas de acero inoxidable con sellos o placas de protección en ambos lados, proporciona una mayor resistencia química y a la corrosión. Al igual que con los rodamientos rígidos de bolas en general, son especialmente versátiles, tienen baja fricción y están optimizados para un bajo nivel de ruido y vibraciones, lo que permite alcanzar altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que otros tipos de rodamientos. El sellado integral puede prolongar significativamente la vida útil del rodamiento porque mantiene el lubricante en los rodamientos y los contaminantes fuera.

- Mayor resistencia química y a la corrosión
- El sellado integral prolonga la vida útil del rodamiento

Anexo 4. Rodamiento W 61800-2RS1

SKF



Image may differ from product. See technical specification for details.

W 61701-2RS1

Rodamiento rígido de bolas de acero inoxidable con sellado integral

El rodamiento rígido de una hilera de bolas de acero inoxidable con sellos o placas de protección en ambos lados, proporciona una mayor resistencia química y a la corrosión. Al igual que con los rodamientos rígidos de bolas en general, son especialmente versátiles, tienen baja fricción y están optimizados para un bajo nivel de ruido y vibraciones, lo que permite alcanzar altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que otros tipos de rodamientos. El sellado integral puede prolongar significativamente la vida útil del rodamiento porque mantiene el lubricante en los rodamientos y los contaminantes fuera.

- Mayor resistencia química y a la corrosión
- El sellado integral prolonga la vida útil del rodamiento
- Beneficios típicos de los rodamientos rígidos de una hilera de bolas

Anexo 5. Rodamiento W 61701-2RS1

SKF



Image may differ from product. See technical specification for details.

W 61903-2Z

Rodamiento rígido de bolas de acero inoxidable con sellado integral

El rodamiento rígido de una hilera de bolas de acero inoxidable con sellos o placas de protección en ambos lados, proporciona una mayor resistencia química y a la corrosión. Al igual que con los rodamientos rígidos de bolas en general, son especialmente versátiles, tienen baja fricción y están optimizados para un bajo nivel de ruido y vibraciones, lo que permite alcanzar altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que otros tipos de rodamientos. El sellado integral puede prolongar significativamente la vida útil del rodamiento porque mantiene el lubricante en los rodamientos y los contaminantes fuera.

- Mayor resistencia química y a la corrosión
- El sellado integral prolonga la vida útil del rodamiento
- Beneficios típicos de los rodamientos rígidos de una hilera de bolas

Anexo 6. Rodamiento W 61903-2Z

SKF



Image may differ from product. See specification for details.

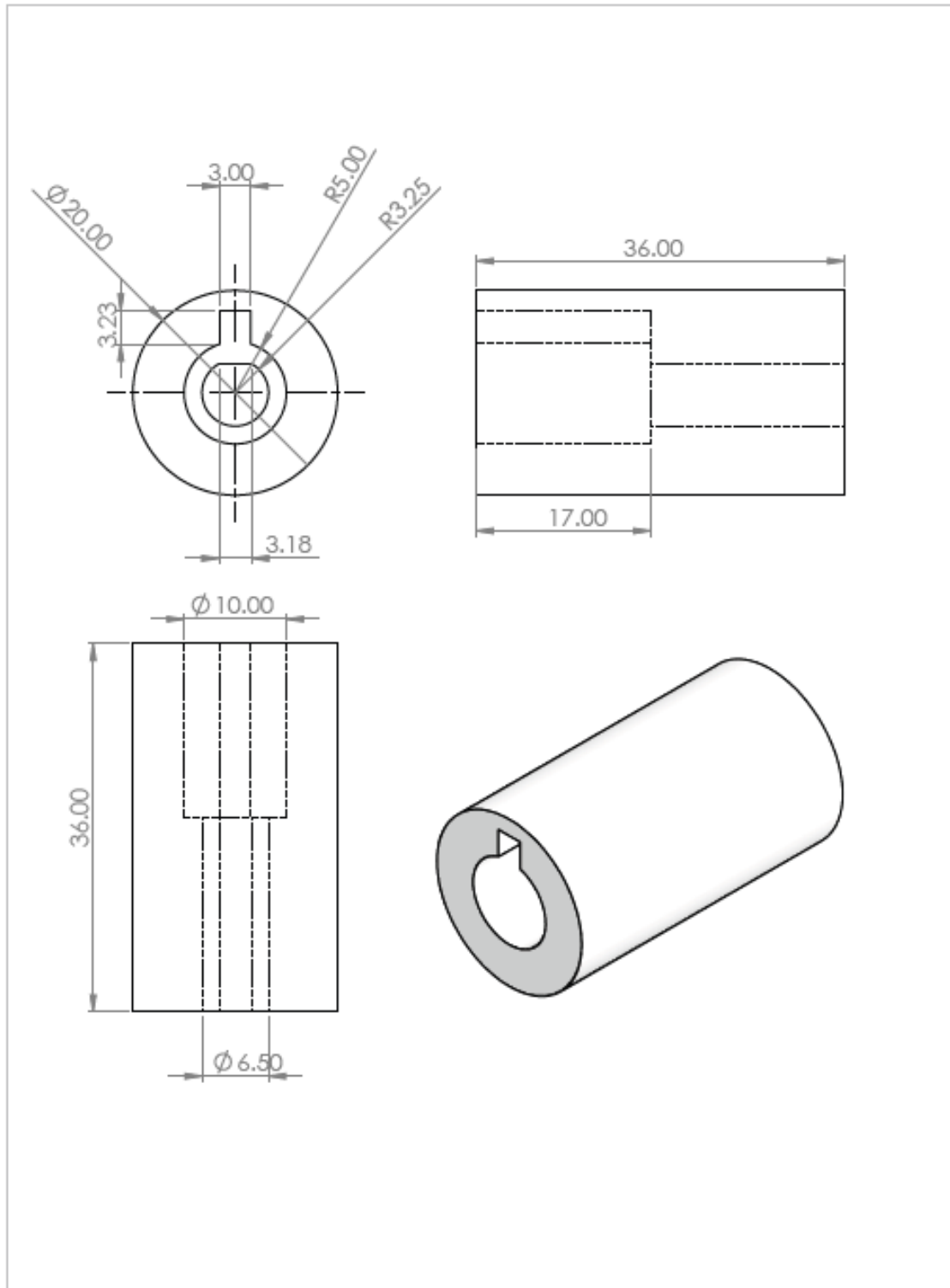
608-2RSH/W64

Rodamiento rígido de bolas

Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas son el tipo de rodamiento más utilizado y son especialmente versátiles. Tienen baja fricción y están optimizados para bajo nivel de ruido y vibraciones, lo que permite altas velocidades de giro. Pueden admitir cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que muchos otros tipos de rodamientos.

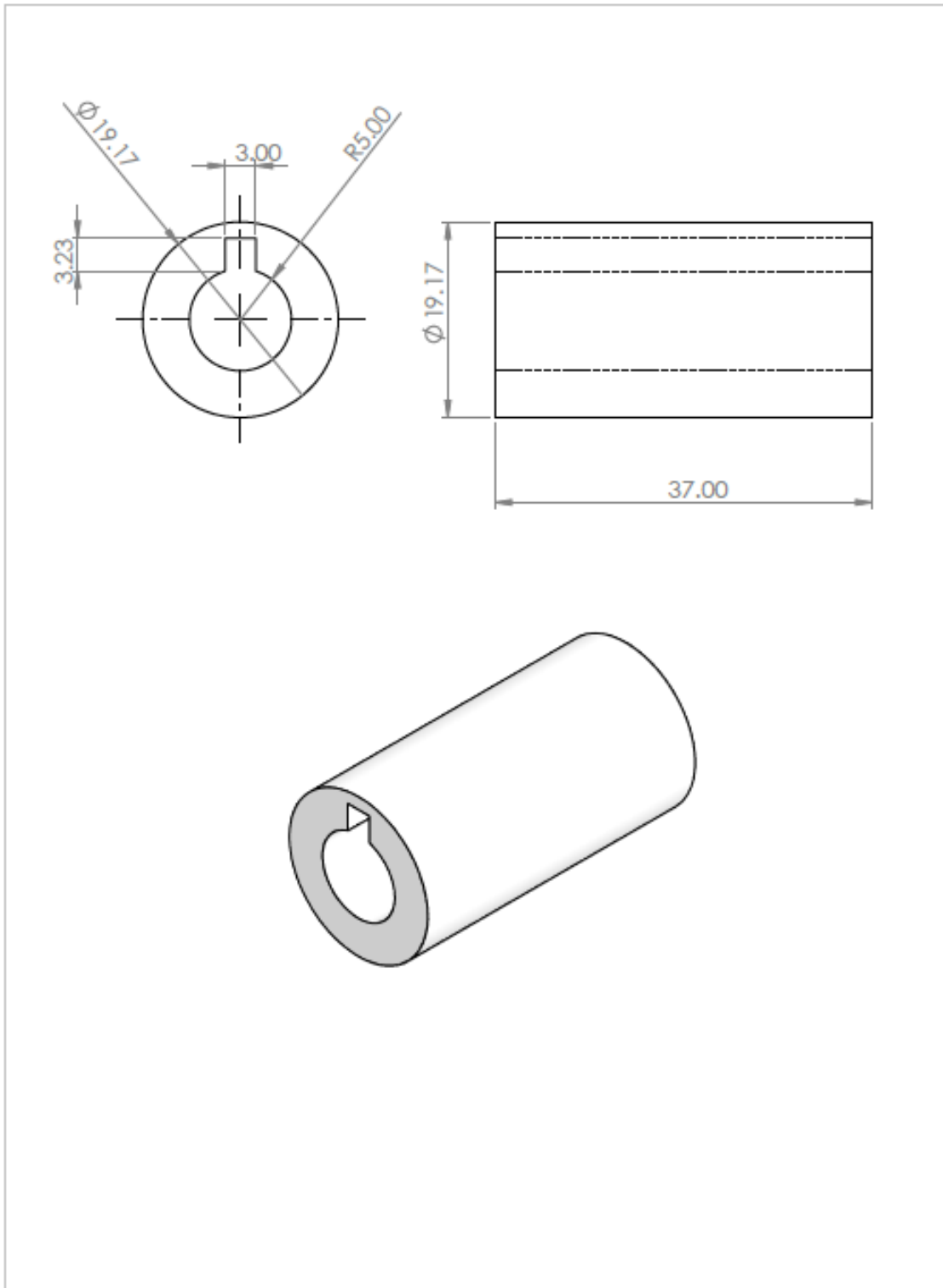
- Diseño sencillo, versátil y robusto
- baja fricción
- capacidad de alta velocidad
- soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos
- requieren poco mantenimiento

Anexo 7. Rodamiento 608-2RSH/W64



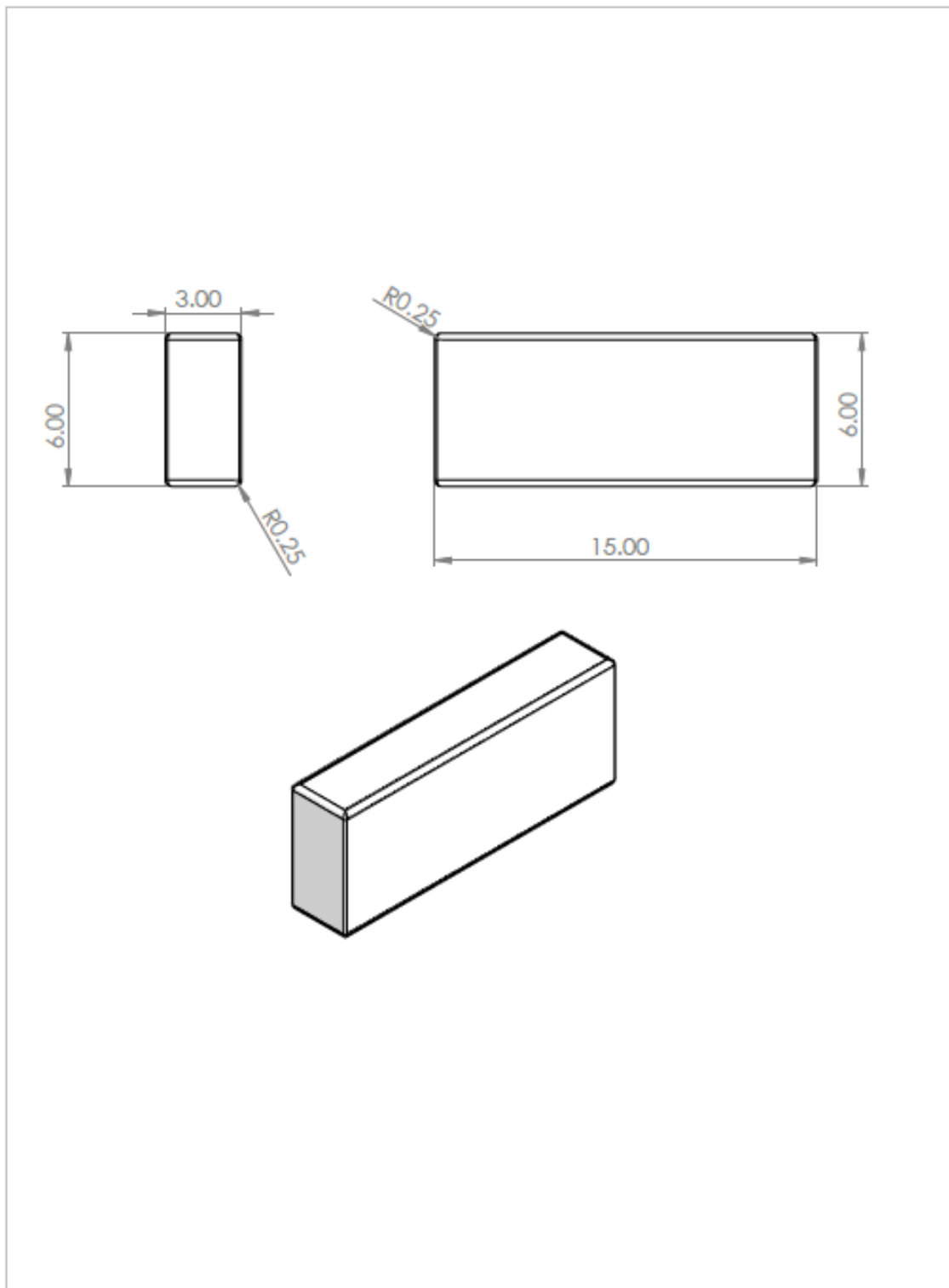
Tratamiento Térmico:		Material:	ABS	Dim. Brutas:	
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Amagua - Caiza	16/01/2026	
		Dibujó:	Amagua - Caiza	16/01/2026	
		Revisó:	Ing. Victor Cabrera	16/01/2026	
Acople del Motor	Escala: 2:1	Código:		Tol. Gral.:	

Anexo 8. Plano del acople del motor



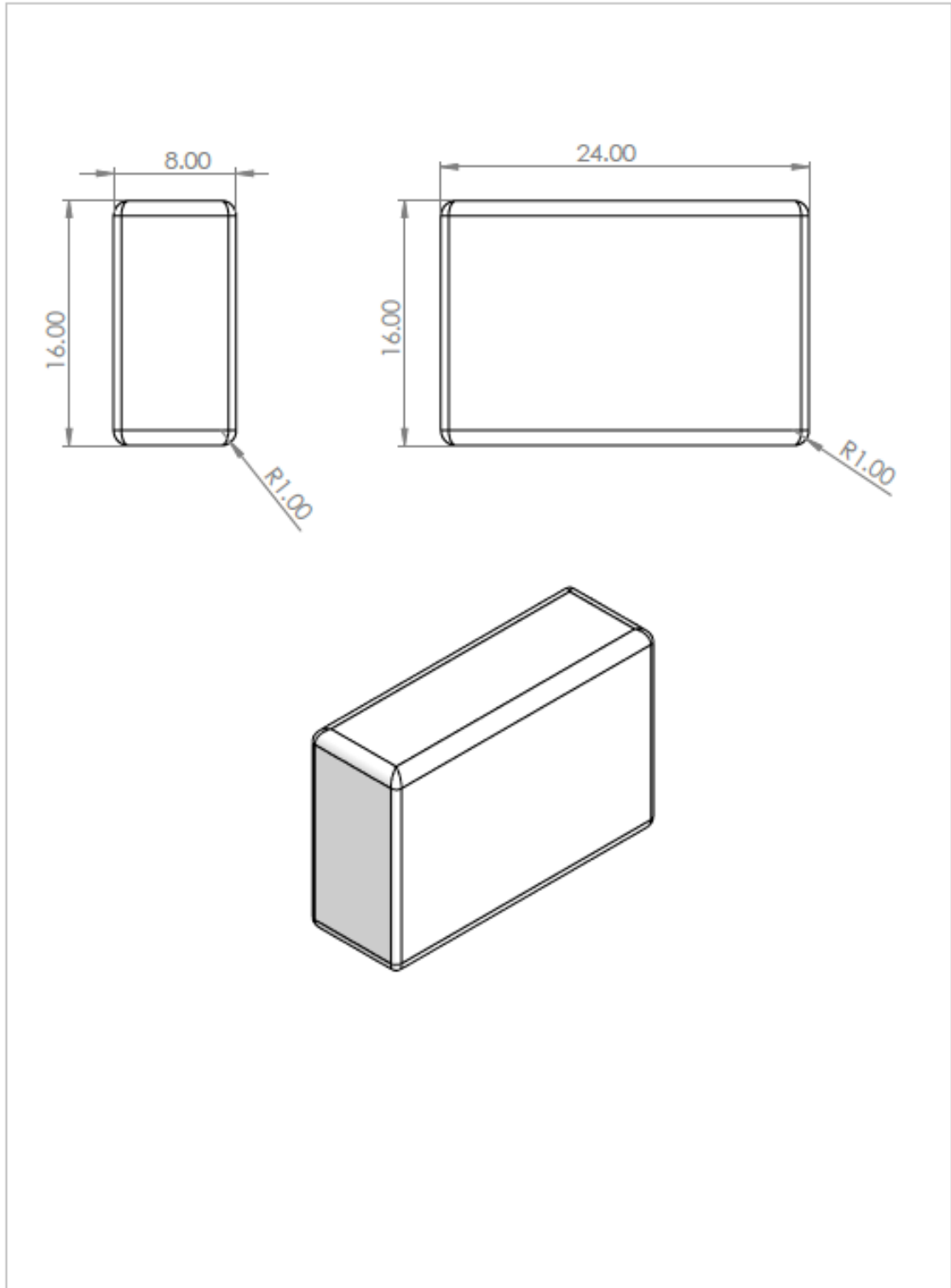
Tratamiento Térmico:		Material:	ABS	Dim. Brutas:	
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Amagua - Caiza	16/01/2026	
		Dibujó:	Amagua - Caiza	16/01/2026	
		Revisó:	Ing. Victor Cabrera	16/01/2026	
1 ACOPLE EJE	Escala: 2:1	Código:		Tol. Gral.:	

Anexo 9. Plano del acople del eje



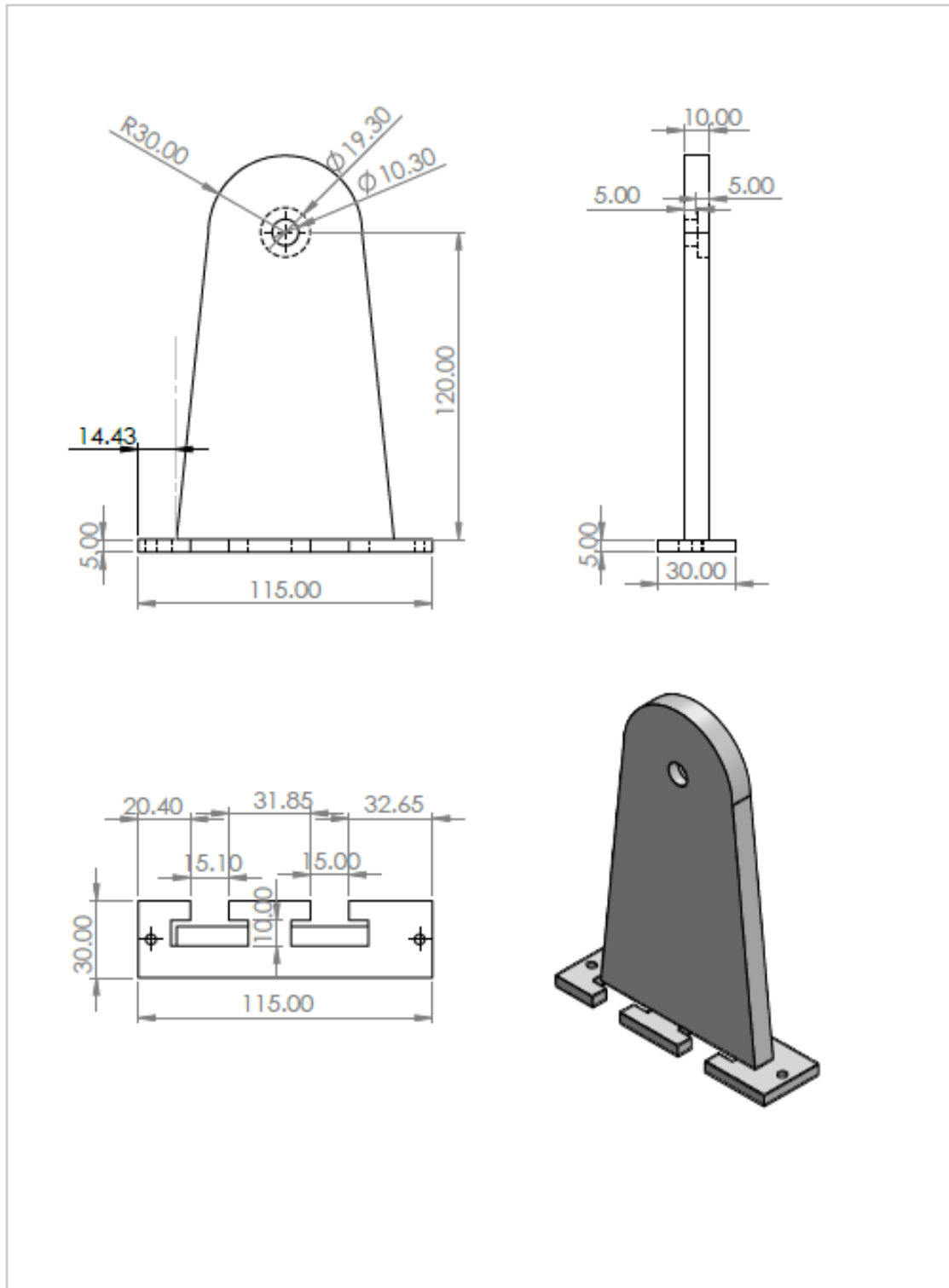
Tratamiento Térmico:		Material: ABS		Dim. Brutas:	
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS	Diseño:	Amagua - Caiza	15/01/2026
			Dibujó:	Amagua - Caiza	15/01/2026
			Revisó:	Ing. Victor Cabrera	15/01/2026
Chaveta 1		Escala: 5:1	Código:	Tol. Gral.:	

Anexo 10. Plano de la chaveta del eje



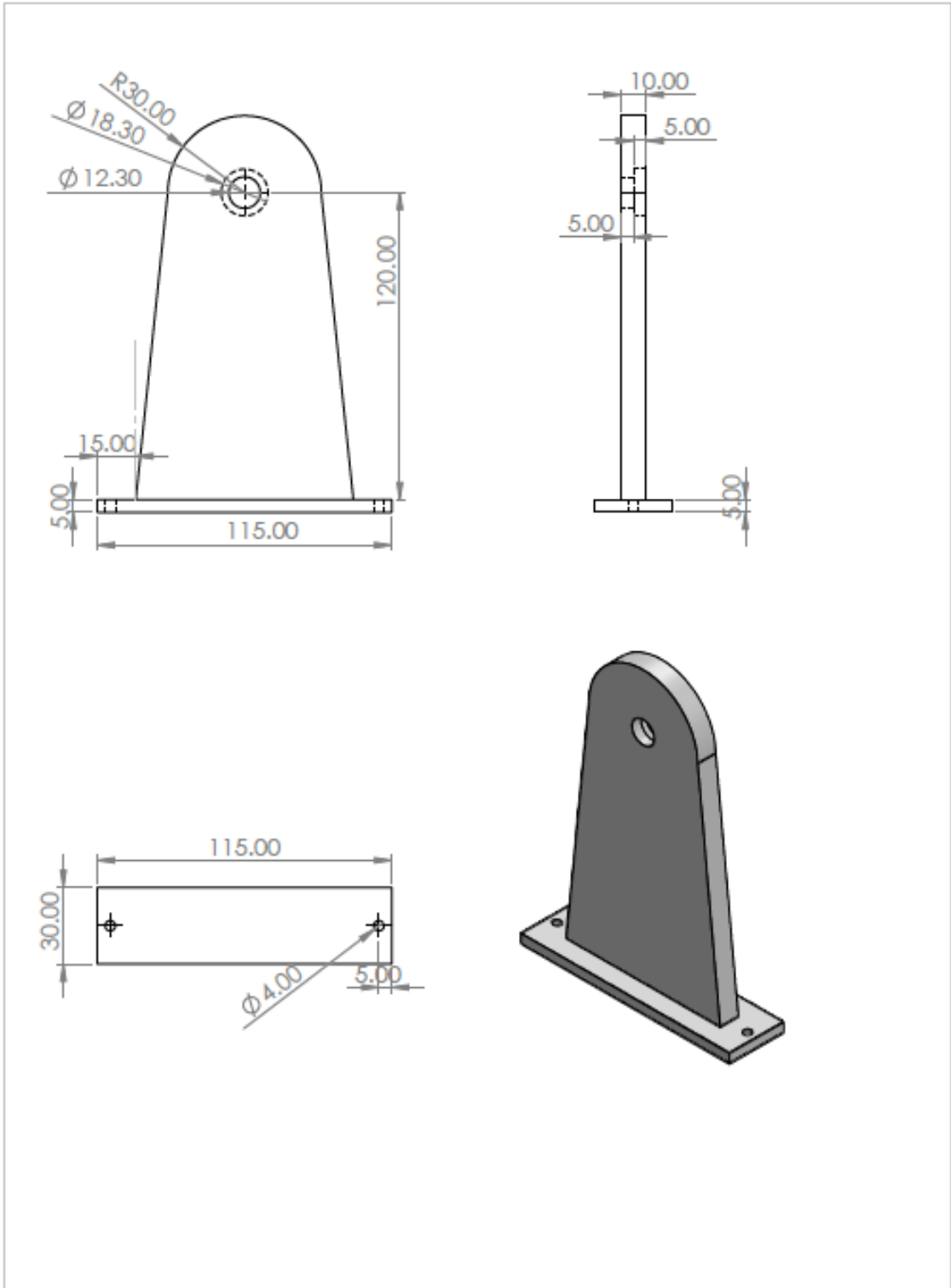
Tratamiento Térmico:		Material:	ABS	Dim. Brutas:	
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Amagua - Caiza	16/01/2026	
		Dibujó:	Amagua - Caiza	16/01/2026	
		Revisó:	Ing. Victor Cabrera	16/01/2026	

Anexo 11. Plano de la chaveta de la corona



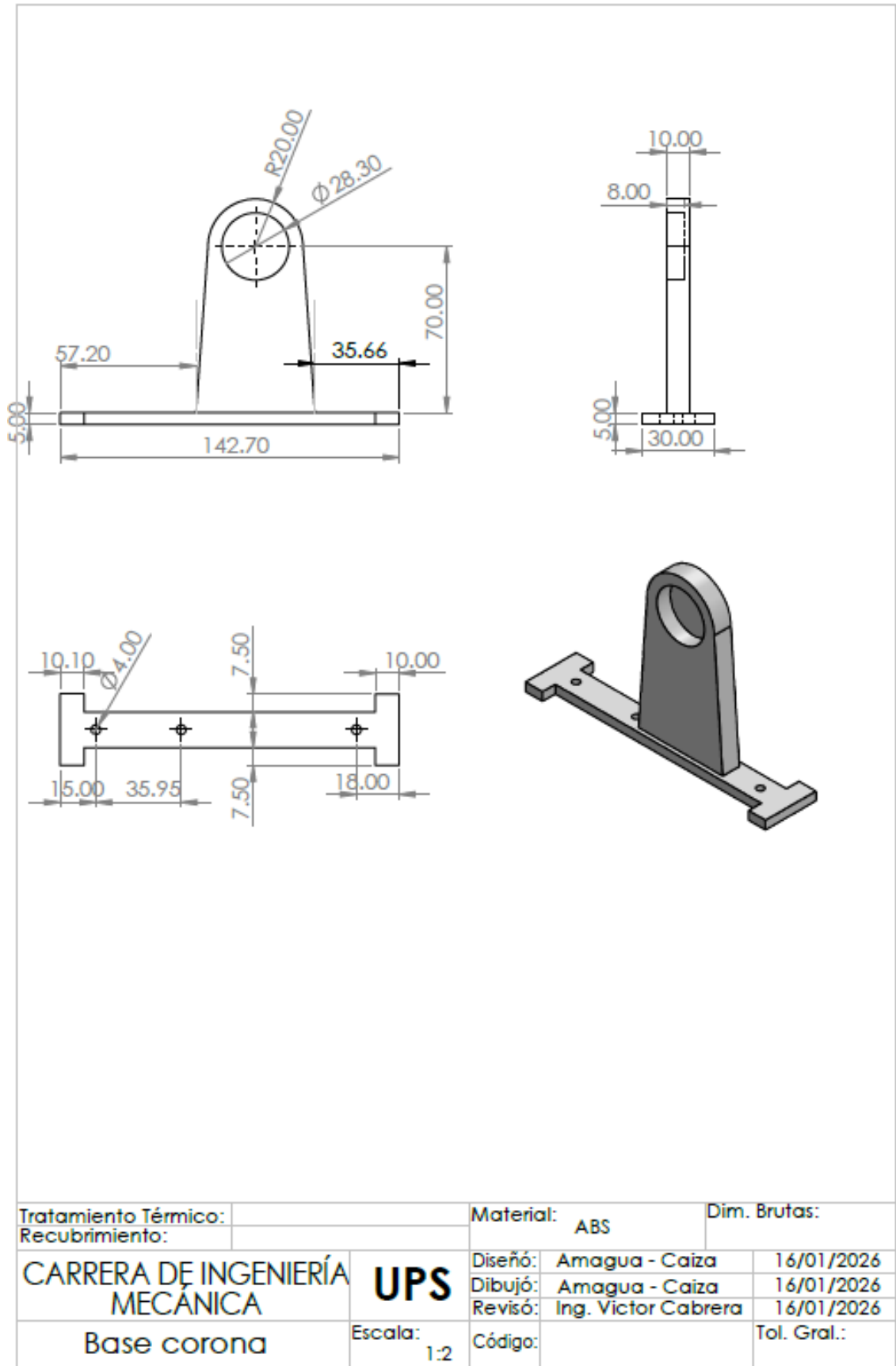
Tratamiento Térmico:		Material:	ABS	Dim. Brutas:
Recubrimiento:				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Amagua - Caiza	15/01/2026
		Dibujó:	Amagua - Caiza	15/01/2026
		Revisó:	Ing. Victor Cabrera	15/01/2026
Base carrete y agarre	Escala: 1:2	Código:		Tol. Gral.:

Anexo 12. Plano de la base del carrete

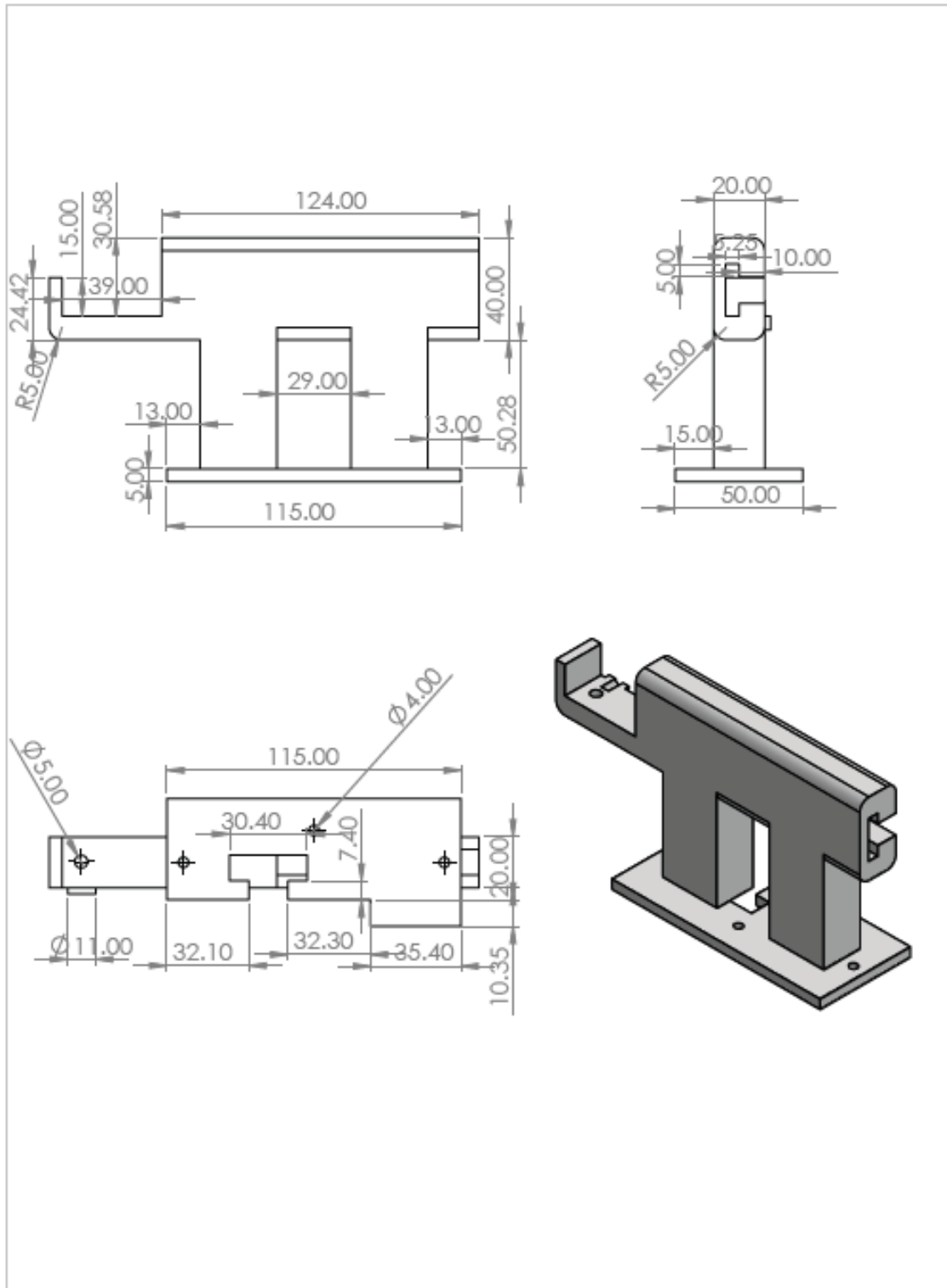


Tratamiento Térmico:		Material:	ABS	Dim. Brutas:	
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Amagua - Caiza	15/01/2026	
		Dibujó:	Amagua - Caiza	15/01/2026	
		Revisó:	Ing. Victor Cabrera	15/01/2026	
Base carrete	Escala: 1:2	Código:		Tol. Gral.:	

Anexo 13. Plano de la base del carrete con salida de cable

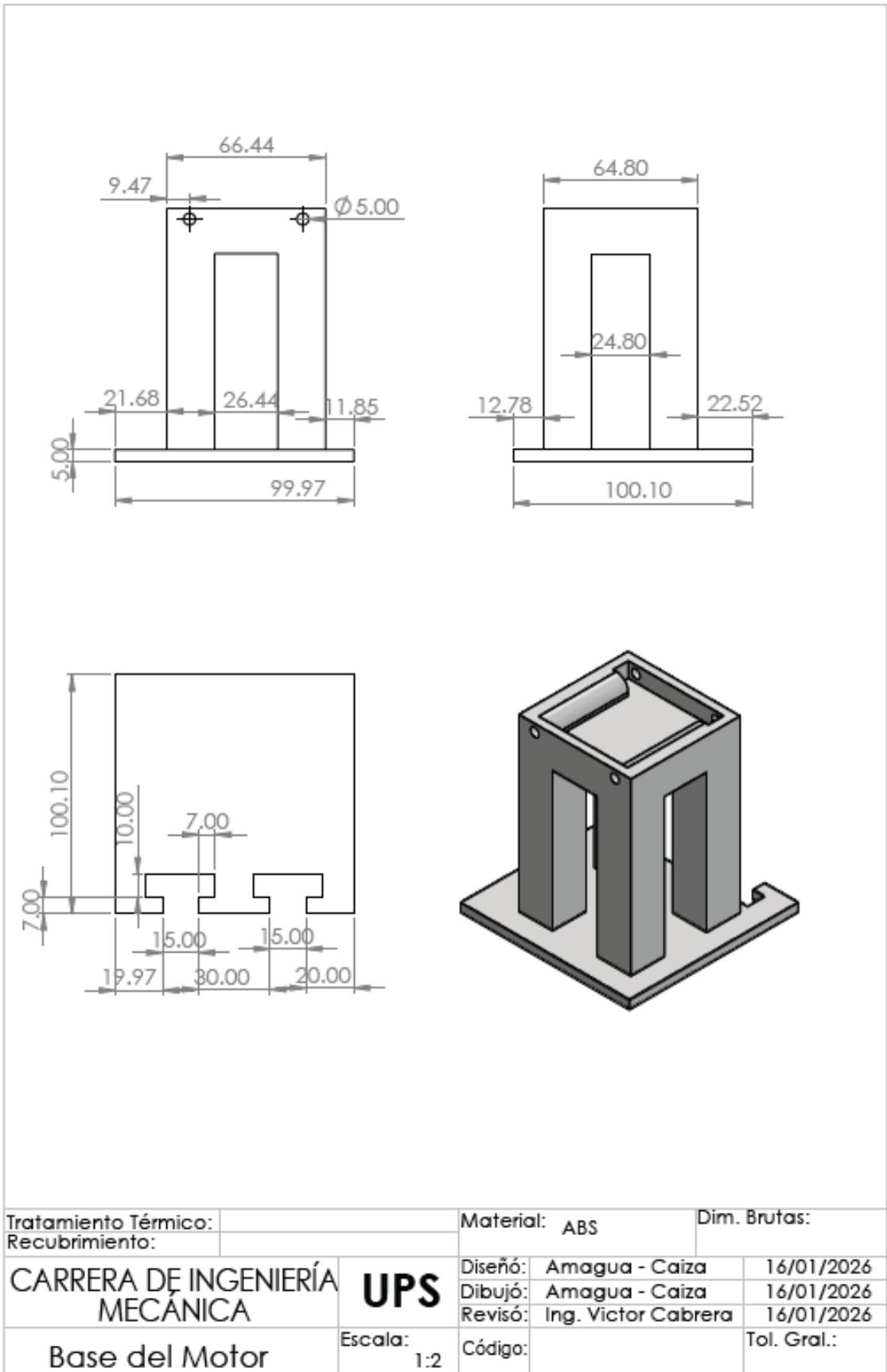


Anexo 14. Base de la corona

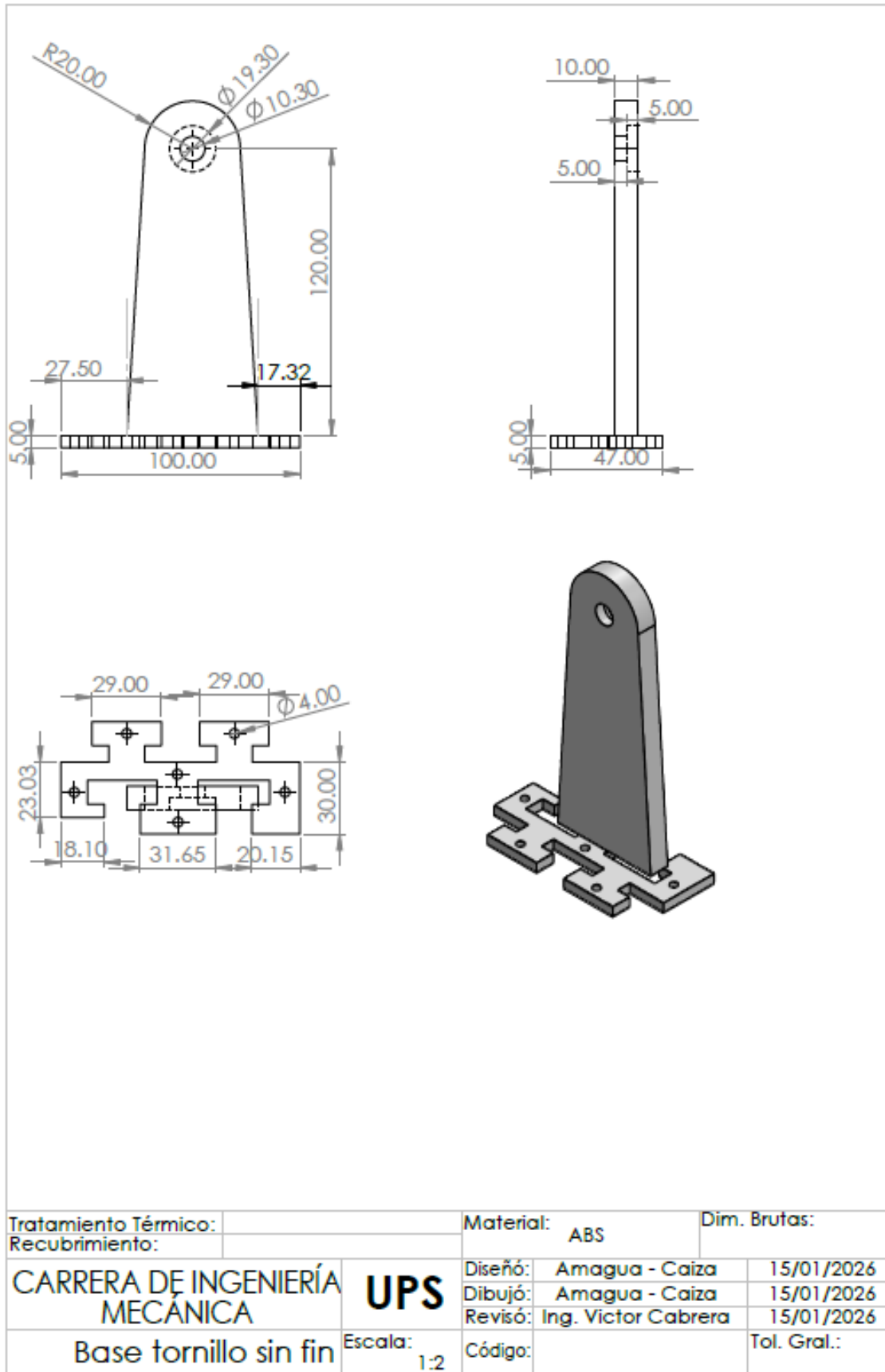


Tratamiento Térmico:		Material: ABS		Dim. Brutas:	
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS		Diseño:	Amagua - Caiza
				Dibujó:	Amagua - Caiza
				Revisó:	Ing. Victor Cabrera
Base de la correa		Escala:	1:2	Código:	Tol. Gral.:

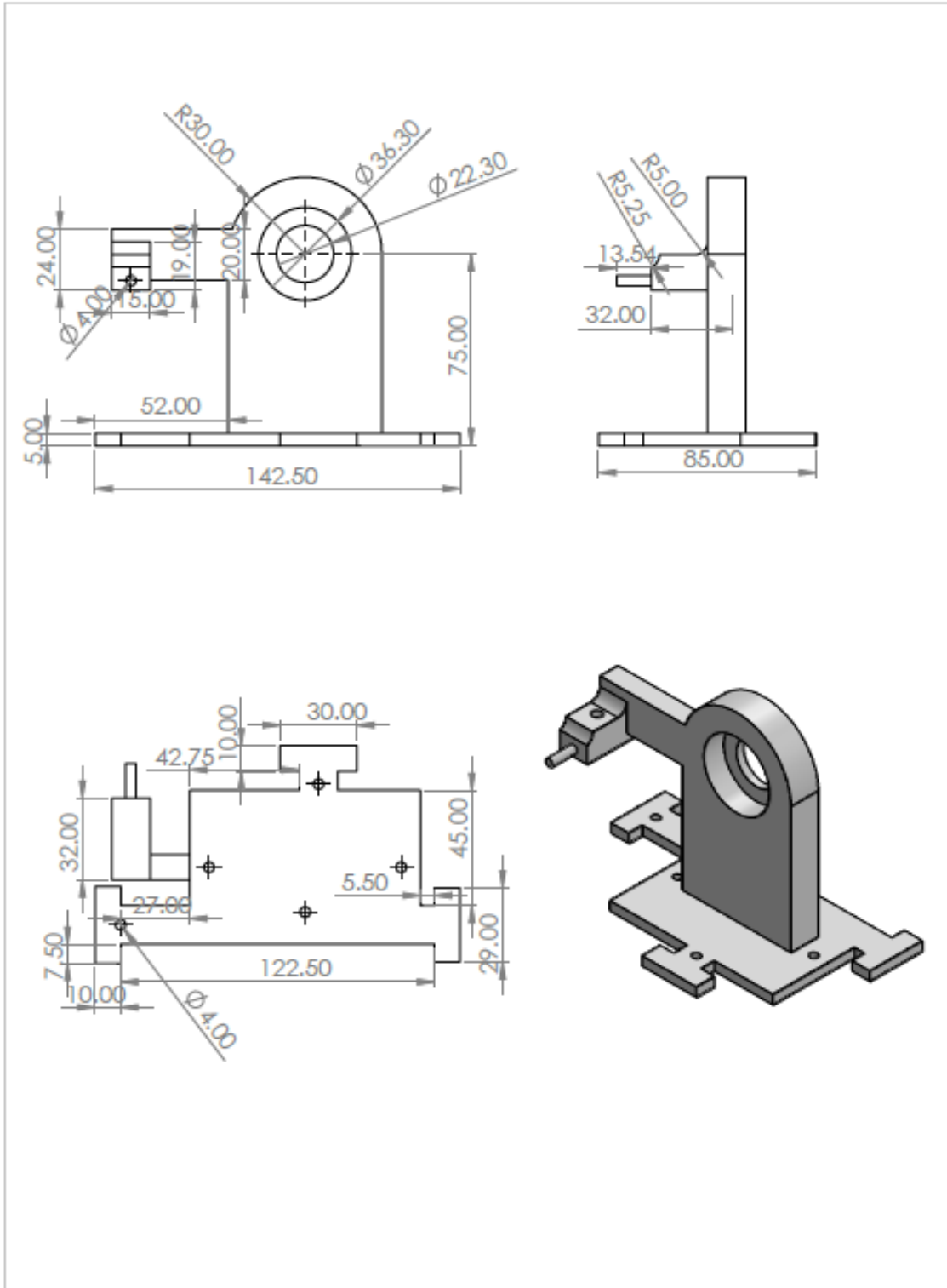
Anexo 15. Plano de la base de la correa



Anexo 16. Plano de la base del motor

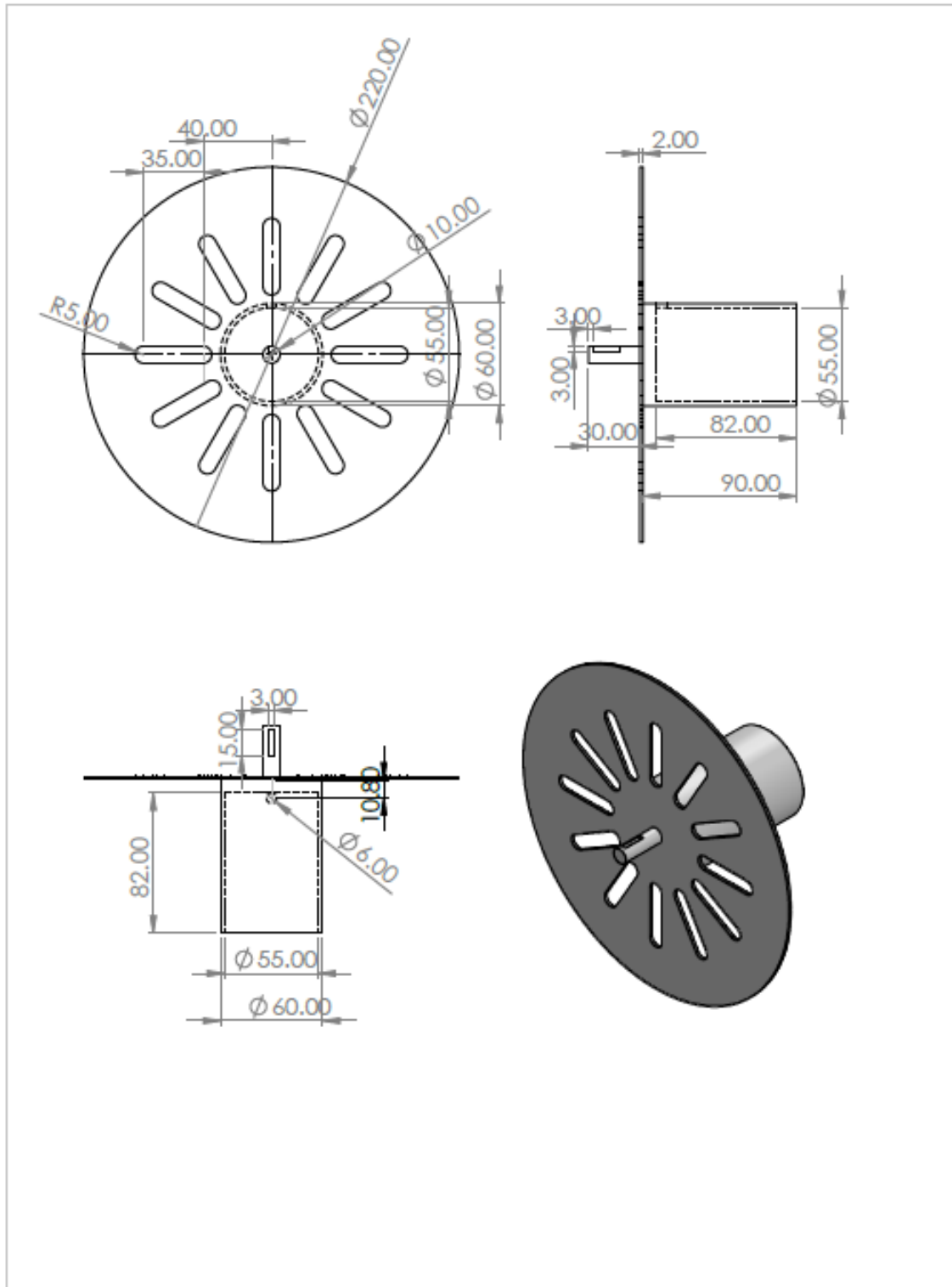


Anexo 17. Plano de la base del tornillo sin fin



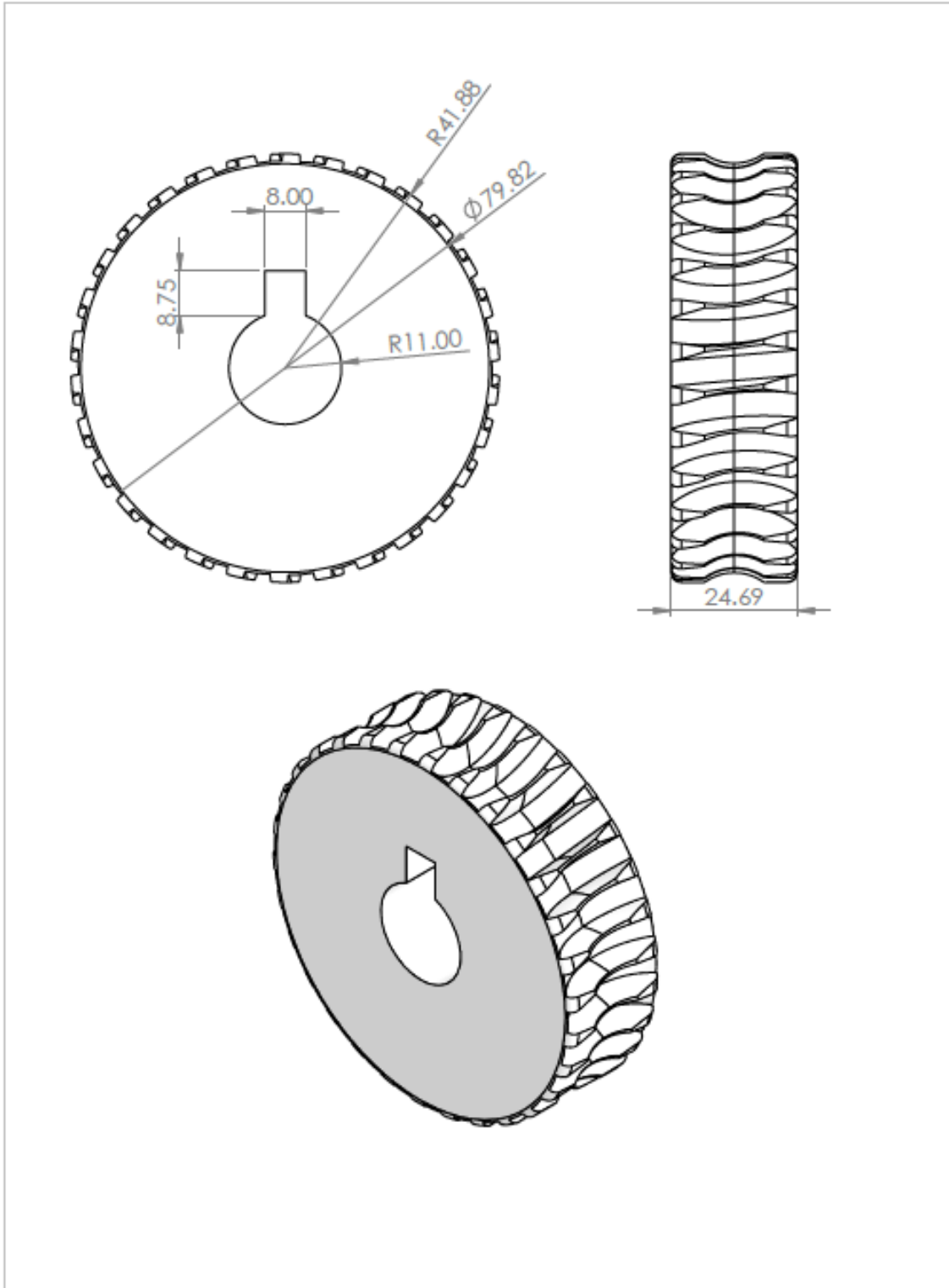
Tratamiento Térmico:		Material:	ABS	Dim. Brutas:	
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Amagua - Caiza	16/01/2026	
		Dibujó:	Amagua - Caiza	16/01/2026	
		Revisó:	Ing. Victor Cabrera	16/01/2026	
Base del Yugo	Escala: 1:2	Código:		Tol. Gral.:	

Anexo 18. Plano de la base del yugo escocés



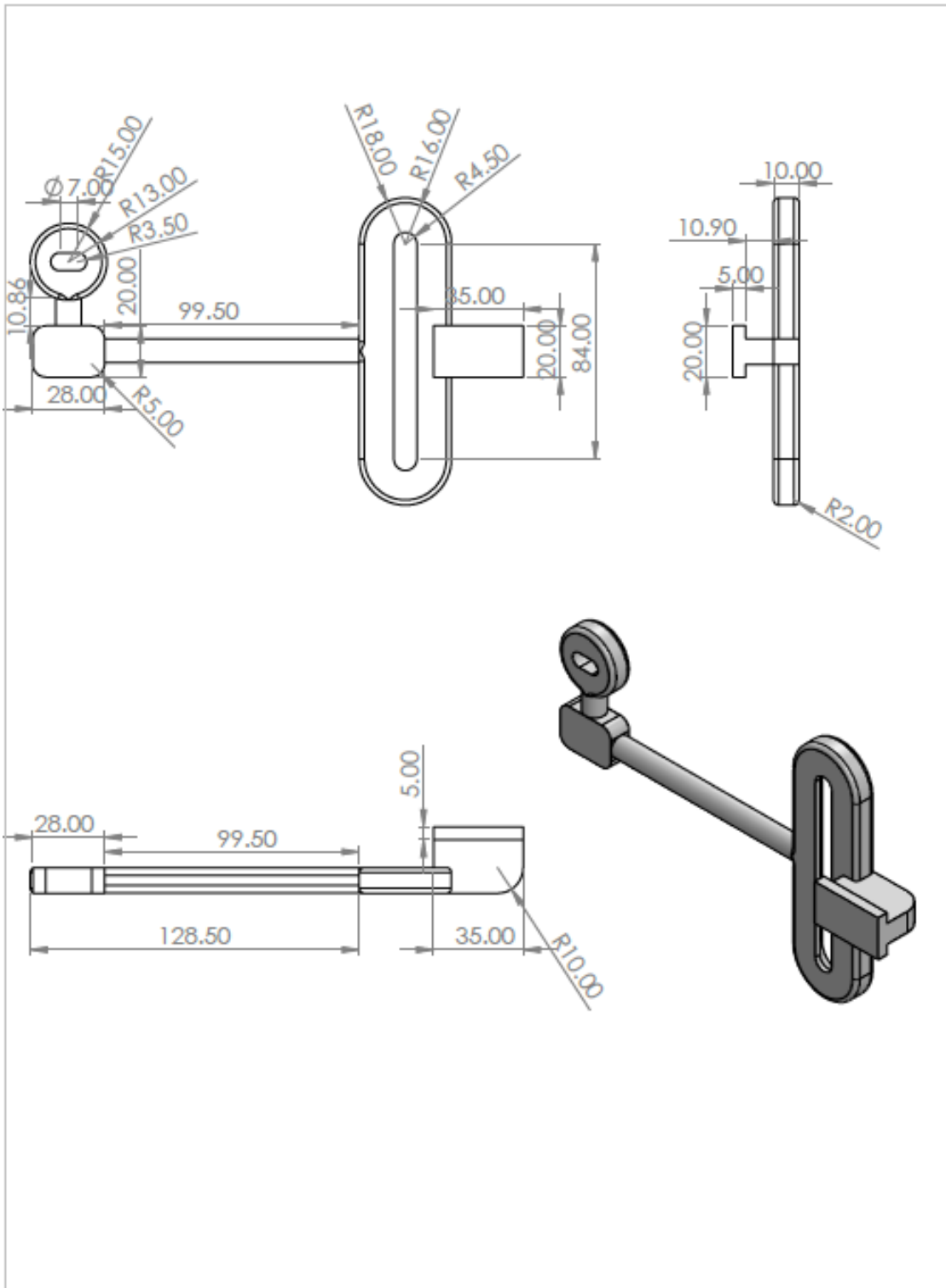
Tratamiento Térmico:		Material:	ABS	Dim. Brutas:
Recubrimiento:				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Amagua - Caiza	15/01/2026
		Dibujó:	Amagua - Caiza	15/01/2026
		Revisó:	Ing. Victor Cabrera	15/01/2026
Carrete	Escala: 1:3	Código:		Tol. Gral.:

Anexo 19. Plano del carrete



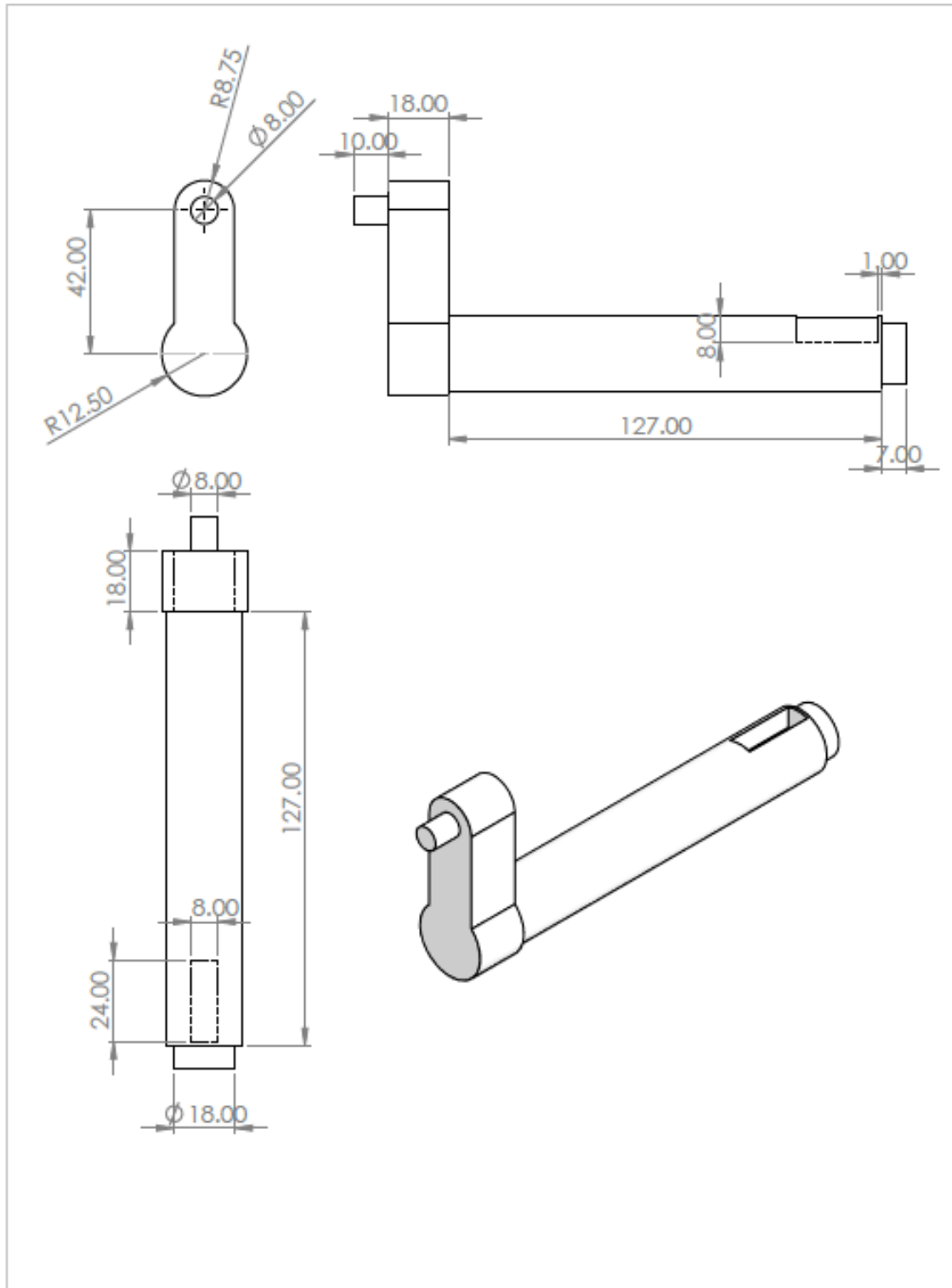
Tratamiento Térmico:		Material: ABS		Dim. Brutas:	
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS		Diseño:	Amagua - Caiza 15/01/2026
				Dibujó:	Amagua - Caiza 15/01/2026
				Revisó:	Ing. Victor Cabrera 15/01/2026
Corona		Escala:	Código:	Tol. Gral.:	
		1:1			

Anexo 20. Plano de la corona



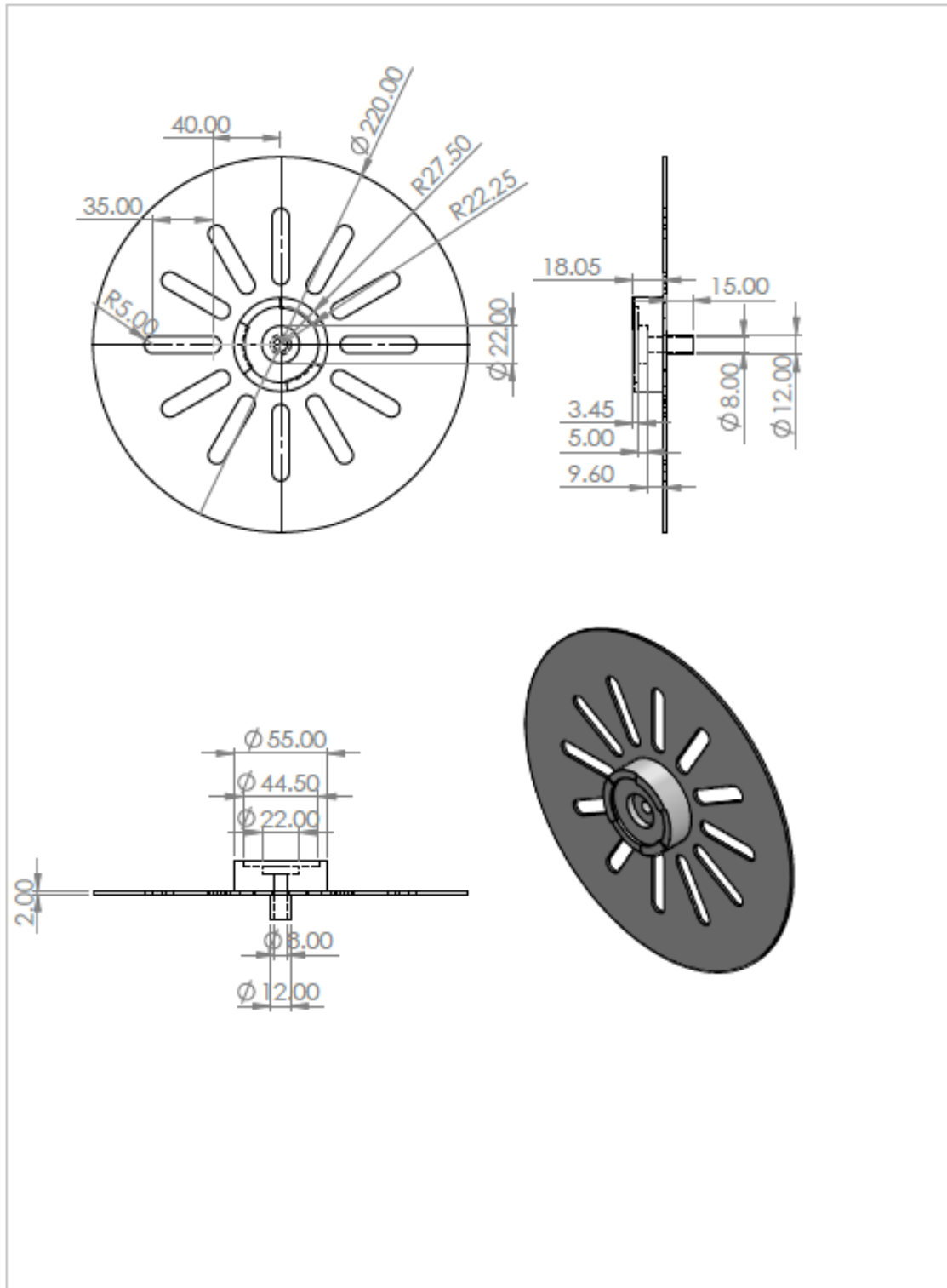
Tratamiento Térmico:		Material:	ABS	Dim. Brutas:
Recubrimiento:				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Amagua - Caiza	16/01/2026
		Dibujó:	Amagua - Caiza	16/01/2026
		Revisó:	Ing. Victor Cabrera	16/01/2026
Correa Movediza	Escala: 1:2	Código:		Tol. Gral.:

Anexo 21. Plano de la correa movediza del yugo escocés



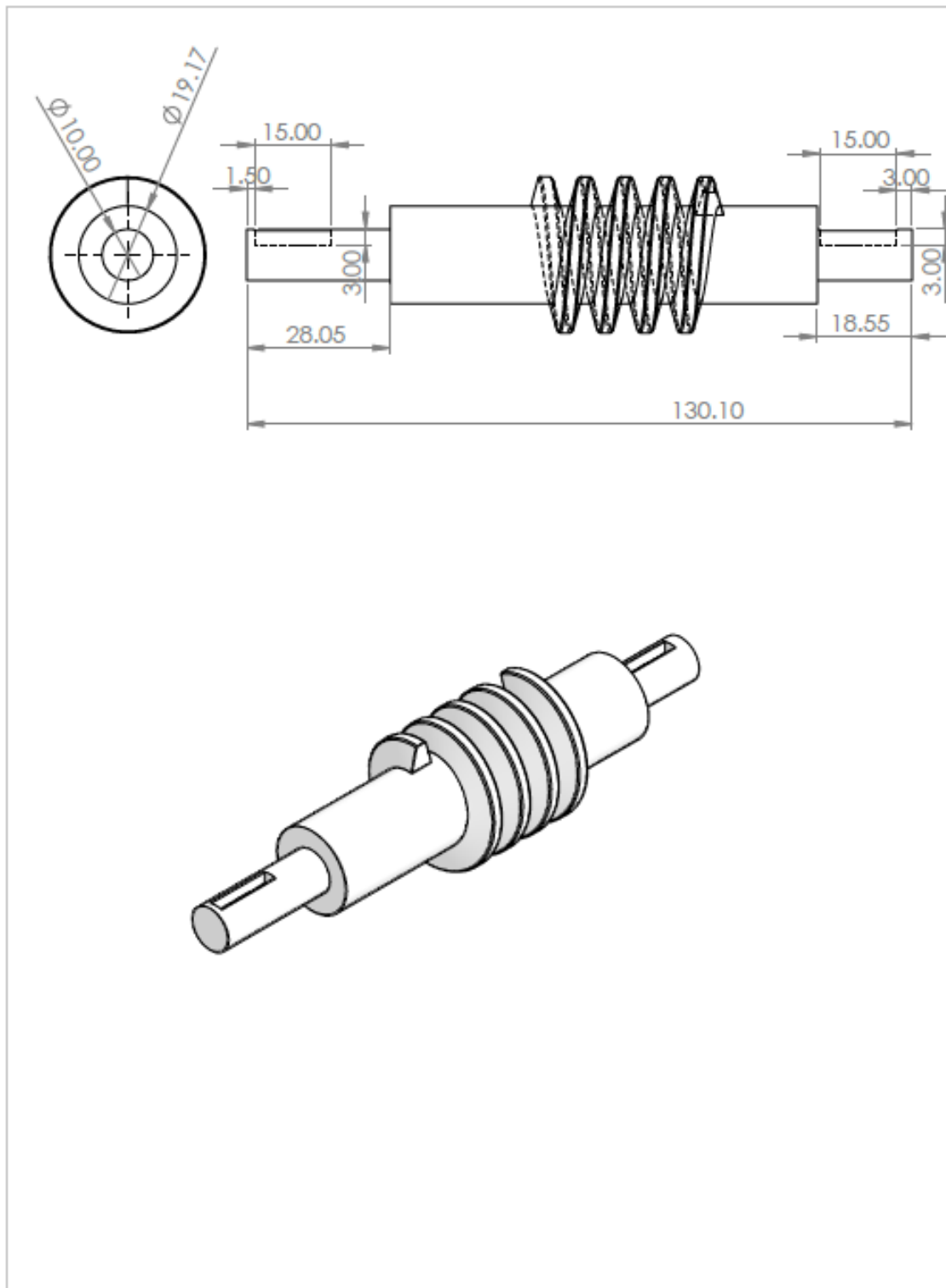
Tratamiento Térmico:		Material:	ABS	Dim. Brutas:	
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Amagua - Caiza	16/01/2026	
		Dibujó:	Amagua - Caiza	16/01/2026	
		Revisó:	Ing. Víctor Cabrera	16/01/2026	
Yugo Escoces	Escala: 1:2	Código:		Tol. Gral.:	

Anexo 22. Planos del eje del yugo escocés



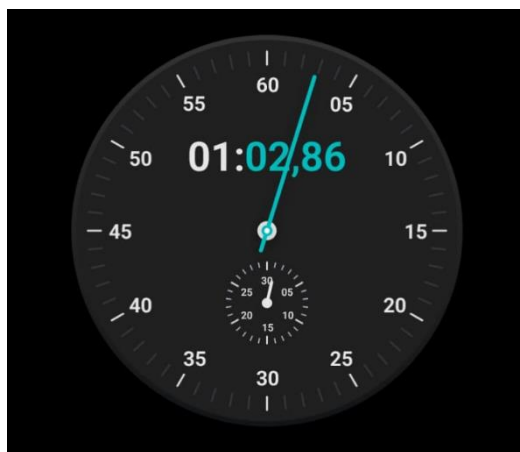
Tratamiento Térmico:		Material:	ABS	Dim. Brutas:
Recubrimiento:				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Amagua - Caiza	15/01/2026
		Dibujó:	Amagua - Caiza	15/01/2026
		Revisó:	Ing. Victor Cabrera	15/01/2026
Tapa-base del carrete	Escala: 1:3	Código:		Tol. Gral.:

Anexo 23. Plano de la tapa del carrete

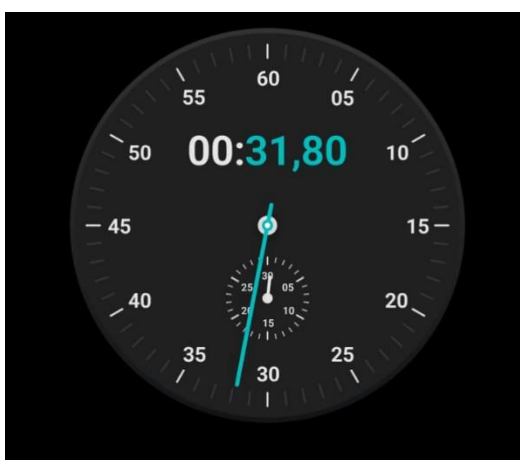


Tratamiento Térmico:		Material:	ABS	Dim. Brutas:	
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Amagua - Caiza	15/01/2026	
		Dibujó:	Amagua - Caiza	15/01/2026	
		Revisó:	Ing. Víctor Cabrera	15/01/2026	
Tornillo Sin Fin	Escala: 1:2	Código:		Tol. Gral.:	

Anexo 24. Plano del tornillo sin fin



Anexo 25. Tiempo registrado en 5 metros a baja frecuencia



Anexo 26. Tiempo registrado en 5 metros a frecuencia media-baja