



**Diseño y construcción de un banco de pruebas para medir velocidad y torque en sistemas reductores Harmonic Drive de tipo flexible y por engranajes planetarios**

Arguello Moreira, Cristhian Jefferson y Mendoza Quezada, Haminton Emanuel

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería en Mecatrónica

Trabajo de titulación, previo a la obtención del título de Ingeniero en Mecatrónica

Ing. Olmedo Salazar, José Fernando

01 de agosto del 2023



## Tesis\_Arguello\_Mendoza Antiplagio.pdf

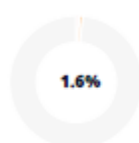
### Scan details

Scan time:  
August 1th, 2023 at 15:15 UTC

Total Pages:  
65

Total Words:  
16086

### Plagiarism Detection



Types of plagiarism		Words
Identical	0.3%	49
Minor Changes	0.4%	69
Paraphrased	0.9%	144
Omitted Words	0%	0

### AI Content Detection



Text coverage

- AI text
- Human text

### 🔍 Plagiarism Results: (17)

<p> CNC.pdf?sequence=1</p> <p><a href="http://erecursos.uaq.mx/bitstream/handle/20.500.11961/53...">http://erecursos.uaq.mx/bitstream/handle/20.500.11961/53...</a></p> <p>García, Itzel</p> <p>UNIVERSIDAD AUTONOMA DE CIUDAD JUAREZ Instituto de Ingeniería y Tecnología Departamento de Ingeniería Eléctrica y Computación POTOTIPO...</p>	0.3%
<p> Colaboracion-fluida-formallizacion-apllcacion-y-vall...</p> <p><a href="https://repositorio.uchile.cl/bitstream/handle/2250/181937/c...">https://repositorio.uchile.cl/bitstream/handle/2250/181937/c...</a></p> <p>UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA COMPUTACIÓN COLABORACIÓN FLUID...</p>	0.3%
<p> Trabajo de grado.pdf?sequence=1&amp;lsAllowed=y</p> <p><a href="http://repository.unipiloto.edu.co/bitstream/handle/20.500.1...">http://repository.unipiloto.edu.co/bitstream/handle/20.500.1...</a></p> <p>Jhon</p> <p>SISTEMA DE ACCESO REMOTO PARA POSICIONAMIENTO DE DISPOSITIVO DE EMISIÓN WIFI BASADO EN ANTENAS DE REDES MÓVILES DE CUARTA...</p>	0.2%



**Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica**

**Carrera de Ingeniería en Mecatrónica**

**Certificación**

Certifico que el trabajo de titulación: **“Diseño y construcción de un banco de pruebas para medir velocidad y torque en sistemas reductores Harmonic Drive de tipo flexible y por engranajes planetarios”** fue realizado por los señores **Arguello Moreira, Cristhian Jefferson y Mendoza Quezada, Haminton Emanuel**; el mismo que cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, además fue revisado y analizado en su totalidad por la herramienta de prevención y/o verificación de similitud de contenidos; razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que se lo sustente públicamente.

**Sangolquí, 01 de agosto del 2023**

.....

**Ing. Olmedo Salazar, José Fernando**

C. C: 1708186307



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería en Mecatrónica

Responsabilidad de autoría

Nosotros, **Arguello Moreira, Cristhian Jefferson** con cédula de ciudadanía n° 1718499666, y **Mendoza Quezada, Haminton Emanuel** con cédula de ciudadanía n° 1104327901, declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: **Diseño y construcción de un banco de pruebas para medir velocidad y torque en sistemas reductores Harmonic Drive de tipo flexible y por engranajes planetarios** es de nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos, y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Sangolquí, 01 de agosto del 2023

Arguello Moreira, Cristhian Jefferson

C.C.: 1718499666

Mendoza Quezada, Haminton Emanuel

C.C.: 1104327901



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería en Mecatrónica

Autorización de publicación

Nosotros, Arguello Moreira, Cristhian Jefferson con cédula de ciudadanía n° 1718499666, y Mendoza Quezada, Haminton Emanuel con cédula de ciudadanía n° 1104327901, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación: **Diseño y construcción de un banco de pruebas para medir velocidad y torque en sistemas reductores Harmonic Drive de tipo flexible y por engranajes planetarios** en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Sangolquí, 01 de agosto del 2023

Arguello Moreira, Cristhian Jefferson

C.C.: 1718499666

Mendoza Quezada, Haminton Emanuel

C.C.: 1104327901

## **Dedicatoria**

A mis amados padres, con cariño y gratitud, dedico este trabajo como una muestra de mi eterno agradecimiento por estar siempre a mi lado. Su presencia constante y apoyo incondicional han sido un faro en mi camino académico. Gracias por ser mi inspiración y por alentarme a alcanzar mis metas. Este logro es también de ustedes, pues cada paso que he dado ha sido guiado con amor y sabiduría.

Arguello Moreira, Cristhian Jefferson

Dedico este trabajo a mis padres Milton y Susana, ya que siempre han sido la motivación principal en mi vida, su amor, aliento y sacrificio han sido fundamentales para alcanzar este logro.

Mendoza Quezada, Haminton Emanuel

## Agradecimiento

A mis padres Cesar y Hermelinda, quiero agradecerles de corazón por su apoyo incondicional, sacrificios y constante aliento a lo largo de mi vida académica. Gracias por ser mi mayor fuente de inspiración y por brindarme las herramientas para enfrentar los retos con valentía. Su amor y confianza en mí fueron fundamentales para alcanzar este logro.

A mis hermanos Liliana, Jonathan y Alexis, les agradezco su cercanía y compañía en cada paso de este camino. Su ánimo y comprensión me impulsaron a seguir adelante incluso cuando las dificultades parecían insuperables. Gracias por estar siempre presentes y por ser mi apoyo inquebrantable.

A mis docentes, cuya guía experta y dedicación fueron fundamentales durante el desarrollo y culminación de mi trabajo de grado.

También quiero reconocer la ayuda brindada por mis amigos Haminton y el Ing. Bryan, quienes estuvieron ahí en los momentos más desafiantes y por ser un pilar fundamental en la elaboración de este proyecto.

Y a Verónica por comprender mis momentos de concentración y por animarme cuando las cosas se ponían difíciles. Tú has sido mi soporte en momentos de incertidumbre y mi compañera en cada logro alcanzado.

Sin cada una de estas personas, esta tesis no habría sido posible. Gracias por ser parte de este logro.

Arguello Moreira, Cristhian Jefferson

A mis padres Milton y Susana, por su amor y apoyo incondicional durante todas las etapas de mi vida.

A mi familia, en especial a mi abuelita Angela, mi hermano Arturo y a mis tías Imelda y Sonia, por la motivación, inspiración y la ayuda brindada.

A Estefanía, por su apoyo y compañía en los momentos más difíciles y por motivarme para culminar esta etapa.

A mis amigos Cristhian y Bryan, con quienes compartí conocimientos, experiencias y aprendizajes durante la carrera, les agradezco además su apoyo y colaboración en la realización de los proyectos a lo largo de la carrera.

A los docentes que compartieron sus conocimientos y con ello contribuyeron en mi formación profesional.

Finalmente, mi gratitud se extiende a todos aquellos que de alguna manera contribuyeron a hacer posible la culminación de este proyecto.

Mendoza Quezada, Haminton Emanuel



## Índice de Contenido

Reporte de verificación de contenido .....	2
Certificación .....	3
Responsabilidad de autoría.....	4
Autorización de publicación.....	5
Dedicatoria.....	6
Agradecimiento .....	7
Índice de Contenido .....	9
Índice de Tablas.....	13
Índice de Figuras .....	14
Resumen .....	18
Abstract.....	19
Capítulo I .....	20
Introducción .....	20
Antecedentes .....	20
Objetivos .....	23
Objetivo general.....	23
Objetivos específicos .....	24
Descripción general del proyecto.....	24
Alcance .....	25
Justificación e importancia.....	27
Capítulo II .....	28

	10
Marco teórico .....	28
Harmonic Drive.....	28
Wave Generator.....	28
FlexSpline .....	29
Circular Spline.....	30
Funcionamiento .....	30
Engranajes planetarios .....	32
Relación de transmisión.....	33
Configuraciones cinemáticas de los engranajes planetarios .....	34
Eficiencia de los trenes de engranajes .....	35
Capítulo III .....	37
Diseño .....	37
Metodología de diseño para sistemas mecatrónicos según la norma VDI 2206 .....	37
Requerimientos del banco de pruebas .....	38
Diseño del sistema .....	38
Abstracción de requerimientos.....	39
Establecimiento de la estructura funcional del sistema .....	40
Diseño de subsistemas .....	41
Diseño de dominio específico .....	62
Diseño mecánico del reductor Harmonic Drive.....	62
Diseño mecánico del reductor planetario .....	72

Diseño de la estructura para el montaje de los mecanismos.....	86
Diseño electrónico y de control .....	88
Integración de sistemas.....	101
Capítulo IV .....	106
Construcción, pruebas y resultados .....	106
Construcción del banco de pruebas .....	106
Mecanismos reductores .....	106
Estructura .....	108
Circuitos impresos.....	109
Pruebas y resultados .....	112
Prueba de torque .....	113
Procedimiento para determinar el torque de entrada.....	114
Resolución en la medición del torque.....	117
Pruebas de velocidad.....	118
Procedimiento para determinar la velocidad de entrada.....	118
Resolución en la medición de velocidad.....	121
Usabilidad .....	122
Capítulo V .....	124
Conclusiones y recomendaciones.....	124
Conclusiones.....	124
Recomendaciones.....	125

Trabajos futuros.....	126
Bibliografía.....	127
Apéndices.....	129

## Índice de Tablas

Tabla 1 <i>Evaluación de opciones para la selección del motor</i> .....	41
Tabla 2 <i>Selección del material</i> .....	52
Tabla 3 <i>Evaluación de conceptos para el controlador</i> .....	53
Tabla 4 <i>Entradas del microcontrolador del banco de prueba</i> .....	59
Tabla 5 <i>Salidas del microcontrolador del banco de pruebas</i> .....	60
Tabla 6 <i>Aplicaciones de factores de sobrecarga</i> .....	75
Tabla 7 <i>Factores Km de distribución de carga</i> .....	76
Tabla 8 <i>Consumo de corriente de elementos electrónicos</i> .....	98
Tabla 9 <i>Datos de entrada del reductor planetario con 12 V de alimentación</i> .....	115
Tabla 10 <i>Datos promedio de torque del reductor planetario</i> .....	116
Tabla 11 <i>Datos de entrada del reductor Harmonic Drive con 12 V de alimentación</i> .....	116
Tabla 12 <i>Datos promedio de torque del reductor Harmonic Drive</i> .....	117
Tabla 13 <i>Lectura de velocidades de salida del reductor planetario</i> .....	119
Tabla 14 <i>Datos promedio de velocidad del reductor planetario</i> .....	120
Tabla 15 <i>Lectura de velocidades de salida del reductor Harmonic Drive</i> .....	120
Tabla 16 <i>Datos promedio de velocidad del reductor Harmonic Drive</i> .....	121
Tabla 17 <i>Puntaje de la evaluación del test de usabilidad</i> .....	123

## Índice de Figuras

Figura 1 <i>Elementos del reductor Harmonic Drive</i> .....	21
Figura 2 <i>Reductor planetario</i> .....	22
Figura 3 <i>Modelo renderizado del prototipo</i> .....	25
Figura 4 <i>Wave Generator</i> .....	29
Figura 5 <i>FlexSpline</i> .....	29
Figura 6 <i>Circular Splnie</i> .....	30
Figura 7 <i>Avance angular progresivo del FlexSpline al completarse una revolucion del Wave Generator</i> .....	31
Figura 8 <i>Modelo de dos y tres puntos de contacto para un mecanismo Strain Wave Gearing</i> ..	32
Figura 9 <i>Tren planetario con engranaje anular</i> .....	33
Figura 10 <i>Configuraciones cinemáticas de los engranajes planetarios</i> .....	35
Figura 11 <i>Representación de tren de engranajes epicíclicos como caja negra</i> .....	36
Figura 12 <i>Metodología de la norma VDI2206 aplicada al diseño del banco de pruebas</i> .....	37
Figura 13 <i>Modelo CAD de una etapa del reductor Harmonic Drive</i> .....	43
Figura 14 <i>Modelo de la leva</i> .....	44
Figura 15 <i>Sección Harmonic drive</i> .....	46
Figura 16 <i>Acoplamiento de diente de engranaje flexible</i> .....	48
Figura 17 <i>Modelo CAD de una etapa del reductor por engranajes planetarios</i> .....	49
Figura 18 <i>Diagrama de transmisión por etapa del reductor planetario</i> .....	51
Figura 19 <i>Diagrama de flujo del funcionamiento correspondiente al banco de prueba</i> .....	55
Figura 20 <i>Módulo HX711</i> .....	57
Figura 21 <i>Arduino Mega 2560</i> .....	60
Figura 22 <i>Arduino Nano</i> .....	61
Figura 23 <i>Espectro de tensiones del brazo de salida del sistema Harmonic Drive</i> .....	65
Figura 24 <i>Gráfico de deflexión máxima del brazo de salida del sistema Harmonic Drive</i> .....	65

Figura 25	<i>Factor de seguridad del brazo de salida del sistema Harmonic Drive</i> .....	66
Figura 26	<i>Gráfico de convergencia del brazo de salida del sistema Harmonic Drive</i> .....	66
Figura 27	<i>Espectro de tensiones del engranaje flexible</i> .....	67
Figura 28	<i>Gráfico de deflexiones del engranaje flexible del sistema Harmonic Drive</i> .....	68
Figura 29	<i>Factor de seguridad del engranaje flexible del sistema Harmonic Drive</i> .....	68
Figura 30	<i>Gráfico de convergencia del engranaje flexible</i> .....	69
Figura 31	<i>Espectro de tensiones de la corona del sistema Harmonic Drive</i> .....	70
Figura 32	<i>Gráfico de deflexiones de la corona del sistema Harmonic Drive</i> .....	70
Figura 33	<i>Factor de seguridad del sistema Harmonic Drive</i> .....	71
Figura 34	<i>Gráfico de convergencia de la corona del sistema Harmonic Drive</i> .....	71
Figura 35	<i>Factores geométricos J de engranajes rectos</i> .....	74
Figura 36	<i>Porta planetas de la etapa 3</i> .....	78
Figura 37	<i>Análisis estático del porta planetas de la etapa 3</i> .....	79
Figura 38	<i>Gráfico de deflexiones del portaplanetas del sistema Reductor Planetario</i> .....	79
Figura 39	<i>Factor de seguridad del portaplanetas de la etapa 3</i> .....	80
Figura 40	<i>Gráfico de convergencia del portaplanetas del Reductor Planetario</i> .....	80
Figura 41	<i>Análisis estático del brazo de salida del sistema</i> .....	81
Figura 42	<i>Gráfico de deflexiones del brazo del sistemas Reductor Planetario</i> .....	82
Figura 43	<i>Factor de seguridad del brazo de salida del sistema</i> .....	82
Figura 44	<i>Gráfico de convergencia del brazo del reductor planetario</i> .....	83
Figura 45	<i>Espectro de tensiones del bastidor</i> .....	84
Figura 46	<i>Gráfico de deflexiones en la corona del reductor planetario</i> .....	84
Figura 47	<i>Factor de seguridad de la corona del reductor planetario</i> .....	85
Figura 48	<i>Gráfico de convergencia de la corona del reductor planetario</i> .....	85
Figura 49	<i>Estructura para el banco de pruebas</i> .....	86
Figura 50	<i>Espectro de tensiones de la estructura del banco de pruebas</i> .....	87

Figura 51 <i>Gráfico de deflexiones de la estructura del banco de pruebas</i> .....	87
Figura 52 <i>Factor de seguridad de la estructura de montaje</i> .....	88
Figura 53 <i>Pantalla Nextion 2.8 pulgadas</i> .....	89
Figura 54 <i>Pantallas de la interfaz</i> .....	90
Figura 55 <i>Distribución de pantalla de la interfaz</i> .....	90
Figura 56 <i>Pantalla de inicio de sesión</i> .....	91
Figura 57 <i>Pantalla de inicio</i> .....	91
Figura 58 <i>Pantalla de modo manual</i> .....	92
Figura 59 <i>Pantalla de ajustes</i> .....	93
Figura 60 <i>Pantalla del sistema Reductor Planetario</i> .....	93
Figura 61 <i>Pantalla del sistema Harmonic Drive</i> .....	94
Figura 62 <i>Secuencia durante la ejecución para el reductor planetario</i> .....	97
Figura 63 <i>Secuencia durante la ejecución para el reductor Harmonic Drive</i> .....	97
Figura 64 <i>Distribución de componentes y enrutamiento de la placa PCB maestro</i> .....	100
Figura 65 <i>Distribución de componentes y enrutamiento de la placa PCB esclavo</i> .....	101
Figura 66 <i>Modelo CAD del banco de pruebas</i> .....	102
Figura 67 <i>Vista frontal de la cubierta metálica</i> .....	102
Figura 68 <i>Distribución de elementos de los mecanismos reductores</i> .....	103
Figura 69 <i>Vista posterior del prototipo</i> .....	104
Figura 70 <i>Vista de elementos de conexión entre etapas de los reductores</i> .....	104
Figura 71 <i>Distribución de circuitos impresos y fuente de alimentación</i> .....	105
Figura 72 <i>Dirección de laminado de los engranajes impresos</i> .....	107
Figura 73 <i>Impresión de corona y engranaje flexible</i> .....	107
Figura 74 <i>Montaje de los mecanismos reductores</i> .....	108
Figura 75 <i>Construcción de la estructura de soporte</i> .....	108
Figura 76 <i>Construcción de la cubierta metálica</i> .....	109



Figura 77 <i>Vista superior e inferior de la PCB "Maestro"</i> .....	110
Figura 78 <i>Vista superior e inferior de la PCB "Esclavo"</i> .....	110
Figura 79 <i>Modelo CAD y circuito implementado del controlador "Maestro"</i> .....	111
Figura 80 <i>Modelo CAD y circuito implementado del controlador "Esclavo"</i> .....	111
Figura 81 <i>Modelo CAD renderizado y prototipo construido</i> .....	112
Figura 82 <i>Montaje utilizado para pruebas de torque en la entrada</i> .....	113

## Resumen

El proyecto se enfoca en el diseño y construcción de un banco de pruebas para medir la velocidad y el torque de salida utilizando mecanismos Harmonic Drive de engranaje flexible y reductores planetarios. Se decidió emplear la impresión 3D FFF para fabricar estos mecanismos debido a su versatilidad, bajo costo y tiempo de manufactura reducido en comparación con otras técnicas.

Los reductores Harmonic Drive y los reductores planetarios tienen una alta relación de transmisión, lo que les proporciona una capacidad de torque significativa. Esto ofrece la ventaja de reducir el espacio ocupado y permite realizar movimientos más precisos, lo cual es esencial en proyectos relacionados con robótica o mecanismos donde el espacio es un factor limitante para su implementación.

Para el control de los mecanismos, se ha desarrollado un algoritmo adecuado que permite obtener lecturas de torque y velocidad, y presentarlas en una interfaz de usuario. A través de la HMI, se pueden asignar valores para las velocidades de entrada de los mecanismos y, al finalizar la prueba, se muestran en pantalla las lecturas de velocidad y torque de salida para cada sistema.

El banco de pruebas construido alcanza torques de salida superiores a 6 [Nm] en el caso del reductor planetario y de 9 [Nm] para el reductor Harmonic Drive, con un torque de entrada inferior a 0.110 [Nm]. Esto demuestra el rendimiento de los mecanismos construidos para el banco de pruebas.

La modularidad alcanzada en los reductores permite un mantenimiento práctico y la posibilidad de reemplazar elementos si es necesario, lo que facilita futuras mejoras del equipo y/o los mecanismos reductores.

*Palabras clave:* Harmonic Drive, reductor planetario, mecanismo reductor, engranaje flexible

### **Abstract**

The project focuses on the design and construction of a test bench to measure the output speed and torque using Harmonic Drive mechanisms with flexible gearing and planetary gears. The decision to use 3D FFF printing for manufacturing these mechanisms was driven by their versatility, cost-effectiveness, and reduced manufacturing time compared to other techniques. Both Harmonic Drive and planetary gears have a high transmission ratio, providing them with significant torque capacity. This advantage allows for reduced space requirements and enables more precise movements, which are crucial in robotics-related projects or mechanisms where space is a limiting factor for implementation.

To control the mechanisms, a suitable algorithm has been developed to obtain torque and speed readings and present them through a user interface. The HMI allows for setting input speed values for the mechanisms, and upon completion of the test, the speed and torque readings for each system are displayed on the screen.

The built test bench reaches output torques greater than 6 [Nm] for the planetary gear and 9 [Nm] for the Harmonic Drive mechanism, with an input torque of less than 0.110 [Nm]. This demonstrates the performance of the mechanisms built for the test bench.

The achieved modularity in the gears enables practical maintenance and the possibility of replacing elements when necessary, facilitating future improvements of the equipment and/or the gear mechanisms.

*Keywords:* Harmonic Drive, planetary gear, gear mechanism, flexible gearing.

## **Capítulo I**

### **Introducción**

En el Capítulo I, se describen los antecedentes relacionados con el proyecto, incluyendo los trabajos de investigación previamente realizados, una descripción general y las características principales de los mecanismos reductores. Se aborda el alcance del proyecto, considerando su desarrollo y las limitaciones a las que está sujeto. Finalmente, se presentan los objetivos que se pretenden alcanzar al realizar el proyecto.

### **Antecedentes**

Los sistemas reductores de velocidad de tipo Harmonic Drive, desarrollados por primera vez por Walt Musser en 1955, tienen un modo de operación poco convencional con respecto a los mecanismos de reducción tradicionales. Están constituidos por un engranaje rígido, un engranaje flexible y una leva encargada de deformar el engranaje flexible, tal como se muestra en la Figura 1. Dichos mecanismos tienen, convencionalmente, una relación de reducción de entre 50:1 a 320:1. Sus principales ventajas son su diseño compacto, alta relación de reducción, alto torque (debido a que varios dientes están en contacto), concentricidad de sus componentes, no presenta backlash, alta eficiencia (en las condiciones de manufactura y lubricación apropiadas pueden alcanzar eficiencias de hasta el 90%). Gracias a sus ventajas, las aplicaciones típicas en las que se pueden encontrar los reductores Harmonic Drive son: industria robótica, equipos de ensamblaje, instrumentos de medición y herramientas. (Castejón et al., 2009)

Figura 1

**Elementos del reductor Harmonic Drive**

*Nota.* Tomado de "tecnology", 2022, harmonicdrive (<https://www.harmonicdrive.net/technology>)

Por otro lado, los reductores planetarios son mecanismos compuestos de engranajes tradicionales en un arreglo particular, de forma que un grupo de engranajes denominados "planetas" orbitan alrededor de un engranaje central llamado "sol", todo esto dentro de un engranaje de dientes internos denominado "corona" (como se muestra en la Figura 2). Los trenes de engranajes planetarios o epicicloidales han sido ampliamente utilizados en la industria automotriz para las cajas de transmisión automática. Estos mecanismos, según la configuración que se use, pueden proporcionar eficiencias de aproximadamente el 98%. Entre las características importantes de estos sistemas destacan su alta relación de reducción (según la configuración usada), concetricidad de entrada/salida, alto torque, su tamaño compacto y que su disposición permite un diseño modular para acoplar varios niveles de reducción. (Norton R. , 2009)

Figura 2

**Reductor planetario**

*Nota.* Tomado de “harmonic-planetary”, 2022, harmonicdrive  
(<https://www.harmonicdrive.net/technology/harmonic-planetary>)

Los dos mecanismos presentan ventajas que pueden resultar muy atractivas cuando el espacio y la capacidad de torque son puntos críticos, en robótica, por ejemplo, el uso de reductores tipo Harmonic Drive presenta una ventaja crucial, pues no presenta backlash, lo que supone una reducción en el error de posicionamiento. De igual manera, la característica de poseer la entrada y salida concéntricas permite facilitar el diseño y posterior montaje.

En Ecuador, estos mecanismos no se consideran de forma habitual para el desarrollo de proyectos, por lo que generalmente las máquinas o sistemas que se producen de forma local pueden llegar a ser bastante voluminosos. Por otra parte, suele limitarse la selección de actuadores a aquellos con una potencia elevada para suplir la demanda de torque.

Como punto de partida, a nivel local se han encontrado investigaciones relacionadas únicamente con reductores planetarios en el área de ingeniería automotriz, las cuales están centradas en la comprensión del funcionamiento del mecanismo usado en las cajas de transmisión automática. En el caso de los mecanismos de tipo Harmonic Drive, no se han encontrado investigaciones previas relacionadas.

A nivel internacional, se han realizado múltiples investigaciones relacionadas con los reductores de tipo Harmonic Drive y los reductores planetarios. El trabajo de Tuttle (1990), por ejemplo, se enfoca en describir y entender el funcionamiento de estos mecanismos, ya que, como se menciona en el documento, son mecanismos no convencionales que pueden resultar poco intuitivos debido a su particular modo de operación. En el documento también se caracteriza el comportamiento de los reductores, ya que el funcionamiento de los reductores de tipo Harmonic Drive es no lineal debido al rozamiento y su forma de avance, que desplaza un engranaje flexible sobre la corona rígida, elevando el contacto en ciertos puntos durante el desplazamiento.

Por su parte, los reductores planetarios han sido ampliamente estudiados y su uso a nivel mundial es bastante común, sobre todo en la industria automotriz en las cajas de transmisión automáticas y en articulaciones de robots. Al ser una variante de los reductores tradicionales, los estudios se enfocan principalmente en su uso para el desarrollo de proyectos, ya que la teoría sobre el mecanismo es básicamente la misma que para los engranajes usados de forma convencional.

## **Objetivos**

### ***Objetivo general***

Diseñar y construir un banco de pruebas para medir velocidad y torque en sistemas reductores Harmonic Drive de tipo flexible y por engranajes planetarios, con una relación de reducción mayor a 30:1 y un torque superior a 6 Nm.

### **Objetivos específicos**

- Diseñar los mecanismos reductores de tipo Harmonic Drive y por engranajes planetarios, mediante el uso de softwares de diseño, posterior a un estudio de estado del arte para identificar parámetros de fabricación recomendados, asegurando su facilidad de ensamblaje y montaje para las distintas pruebas.
- Diseñar y dimensionar la estructura para el montaje de las partes que conforman el prototipo, considerando los esfuerzos provocados por los mecanismos y actuador.
- Diseñar el circuito control, mediante el dimensionamiento de los componentes eléctricos y electrónicos que permiten la correcta instrumentación, de tal forma que se pueda lograr una resolución en la medición del torque menor a 0.2 [Nm] y de 0.5 [rpm] en la velocidad, a la salida de cada sistema reductor.
- Fabricar los reductores mediante impresión 3D con diversos materiales, evaluando su comportamiento ante las características de cada sistema, a fin de seleccionar el material que permita alcanzar los parámetros de diseño establecidos.
- Integrar los mecanismos reductores, circuito de control y estructura en un sistema funcional para realizar ensayos de medición de torque y velocidad con baja estimación de error.

### **Descripción general del proyecto**

Se propone diseñar y construir un banco de pruebas con los mecanismos reductores Harmonic Drive y por engranajes planetarios que permitan realizar mediciones de velocidad y torque de salida, con la capacidad de variar la velocidad de entrada mediante una pantalla HMI y el torque de entrada mediante la variación de voltaje de los motores. El banco de pruebas contará con dos motores, uno para cada mecanismo reductor, una celda de carga para la medición de torque y dos encoders para obtener medidas de la velocidad de salida.



El banco de pruebas abarca el diseño y selección de componentes mecánicos, electrónicos y la programación de los microcontroladores para el funcionamiento del sistema. El prototipo permitirá un fácil ensamble y desensamble de sus componentes con la finalidad de cambiar piezas en caso de que requiera mantenimiento. El modelo CAD del prototipo se muestra en la Figura 3.

Figura 3

***Modelo renderizado del prototipo***



**Alcance**

El proyecto abarca el diseño, dimensionamiento, selección y construcción de los componentes mecánicos y electrónicos para los subsistemas que conforman el banco de pruebas, como motores, mecanismos reductores, estructura, sensores, placas electrónicas y la programación del algoritmo para la ejecución de la secuencia de la prueba que realiza el banco de pruebas. Una vez finalizado el diseño mecánico y electrónico, se realiza la manufactura y adquisición de componentes para el ensamblaje del prototipo. Finalmente, se realizarán

pruebas de medición de torque y velocidad de salida para los mecanismos Harmonic Drive y reductor por engranajes planetarios para verificar que el banco de pruebas arroja los resultados esperados.

El proyecto estará diseñado para seleccionar el mecanismo a evaluar, ejecutar las tareas de arranque y parada (en caso de existir algún incidente durante la prueba), además del modo manual para accionar los actuadores de los mecanismos para tareas de mantenimiento. De forma complementaria, el banco de pruebas tendrá un diseño modular, pensado para facilitar el reemplazo de las piezas cuando sea necesario. Las mediciones de velocidad y par de entrada de cada sistema reductor no están dentro del alcance del presente trabajo, por lo que se podrá realizar su instrumentación como parte de trabajos futuros.

El banco de pruebas para medir velocidad y torque en sistemas reductores Harmonic Drive y por engranajes planetarios se diseñará a fin de que cumpla con varios requerimientos que garanticen su correcto funcionamiento. A continuación, se enlistan los requerimientos con los que va a contar el banco de pruebas:

- Relación de transmisión:  $> 30$
- Torque de salida:  $> 6$  [Nm]
- Resolución (medida de torque):  $0.2$  [Nm]
- Resolución (medida de velocidad):  $0.5$  [rpm]
- Velocidad máxima de entrada:  $200$  [rpm]
- Voltaje de operación de los motores:  $12 - 24$  [VDC]
- Alimentación del equipo:  $110$  [VAC]

Considerando que se realizará la medición del torque estático debido al elevado costo de sensores para medición de torque dinámico, se prevé el uso de motores que puedan

entregar un torque considerablemente mayor al requerido en la entrada. La selección de un actuador robusto junto con su funcionamiento a una baja potencia evitará un sobrecalentamiento y proporcionará una larga vida útil.

### **Justificación e importancia**

A pesar de que el uso de reductores compactos se ha extendido debido a la necesidad de reducir peso y espacio en campos como la robótica, equipos de ensamblaje y herramientas, estos mecanismos aún no se consideran de forma local como parte de la solución cuando se requiere un reductor. Esto lleva a que en muchos casos se opte por sobredimensionar los actuadores o se obtengan mecanismos demasiado voluminosos debido a los sistemas de reducción usados. Además, en muchas ocasiones los mecanismos como Harmonic Drive y reductores planetarios son de escaso entendimiento para los diseñadores o ni siquiera son conceptos conocidos.

Con el presente trabajo de titulación se aporta el diseño y desarrollo de un banco de pruebas de mecanismos reductores de tipo Harmonic Drive y de engranajes planetarios que permita a los estudiantes del Departamento de Ciencias de Energía y Mecánica conocer y conceptualizar nuevos mecanismos, comprendiendo su funcionamiento, comportamiento, características y ventajas de forma general.

La importancia de difundir y expandir el conocimiento de mecanismos de reducción compactos radica en ampliar las posibilidades de desarrollar soluciones más adecuadas en el diseño de máquinas o mecanismos para la industria ecuatoriana, permitiendo un avance importante en la calidad de los productos desarrollados y disminuyendo la dependencia de adquirir principalmente máquinas extranjeras, que en muchas ocasiones no brindan un soporte técnico oportuno.

## Capítulo II

### Marco teórico

En el Capítulo II se incluyen las características principales de los mecanismos reductores de tipo Harmonic Drive y reductores planetarios, incluyendo descripción, funcionamiento, comportamiento y los principales conceptos teóricos que serán útiles para el diseño mecánico y el control de los prototipos realizados para el proyecto.

#### Harmonic Drive

Los mecanismos reductores *Harmonic Drive* son dispositivos que permiten alcanzar altas relaciones de transmisión en un conjunto compacto. Están constituidos por tres elementos bien diferenciados:

- *Circular Spline*
- *FlexSpline*
- *Wave Generator*

El mecanismo de forma análoga a los reductores planetarios, poseen dos grados de libertad, por lo que su modo de operación dependerá de que elemento se mantenga estático, sin embargo, la configuración que se usa de forma habitual es la que mantiene estacionario el *Circular Spline* y la entrada de movimiento se da a través del *Wave generator*.

#### *Wave Generator*

Es el elemento en donde normalmente se proporciona la entrada de movimiento, tiene forma elíptica y su función es semejante a la de una leva, es decir, se encarga de desplazar de forma regular al *FlexSpline*. En la Figura 4 se puede apreciar que el *Wave Generator* se construye de manera similar a la de un cojinete, lo que permite que el *Flexpline* se deforme evitando que el contacto entre ambos elementos genere una fricción importante.

Figura 4

**Wave Generator**

*Nota.* Tomado de “technology”, 2022, harmonicdrive (<https://www.harmonicdrive.net/technology>)

**FlexSpline**

Es el elemento de salida del conjunto; tiene forma de vaso con el extremo abierto dentado. El espesor del aro es muy reducido, por lo que se puede deformar fácilmente en sentido radial, pero a la vez mantiene su rigidez ante los esfuerzos torsionales. En la Figura 5 se muestra el *FlexSpline* de *Harmonic Drive* donde se puede observar lo delgado que llega a ser el aro del engranaje.

Figura 5

**FlexSpline**

*Nota.* Tomado de “technology”, 2022, harmonicdrive (<https://www.harmonicdrive.net/technology>)

### ***Circular Spline***

El componente está diseñado para proporcionar soporte al mecanismo. Consta de un engranaje de dientes internos con forma de anillo como se muestra en la Figura 6, que se acopla con los dientes del *FlexSpline*. La diferencia en la cantidad de dientes permite el desplazamiento relativo entre ambos elementos.

Figura 6

### ***Circular Splnie***



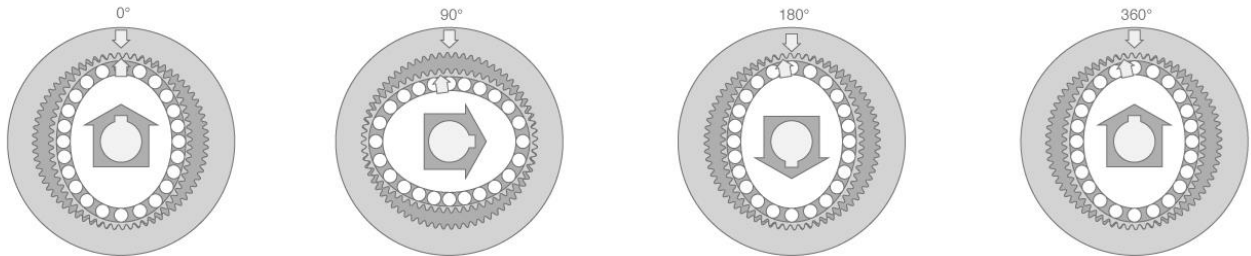
*Nota.* Tomado de “technology”, 2022, harmonicdrive (<https://www.harmonicdrive.net/technology>)

### ***Funcionamiento***

Los mecanismos reductores *Harmonic Drive* se caracterizan por tener un funcionamiento no convencional, El desplazamiento de la salida (*FlexSpline*) respecto a la entrada (*Wave Generator*) es consecuencia de la deformación progresiva del engranaje flexible, como se muestra en la Figura 7, una revolución del *Wave Generator* produce el avance de 2 dientes del *FlexSpline* sobre el *Circular Spline*.

Figura 7

**Avance angular progresivo del FlexSpline al completarse una revolución del Wave Generator**



*Nota.* Tomado de “technology”, 2022, harmonicdrive (<https://www.harmonicdrive.net/technology>)

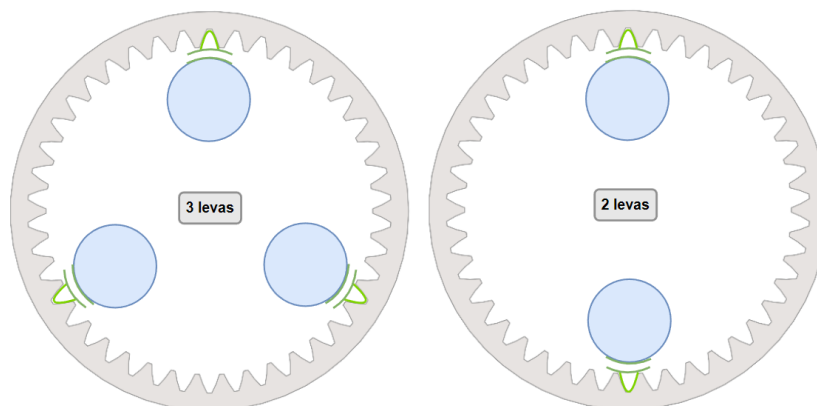
La relación de transmisión está ligada tanto a la diferencia del número de dientes *FlexSpline* – *Circular Spline* como al número de puntos de contacto, de esta manera, la diferencia de dientes debe ser igual a la cantidad de puntos de contacto. La formulación disponible para el diseño de mecanismos *Harmonic Drive* viene dada para 2 y 3 puntos de contacto como se indica en la Figura 8 definiendo la relación de transmisión con la siguiente expresión:

$$R = \frac{N_{CS}}{N_{CS} - N_{FS}}$$

Donde:

- $R$ : relación de transmisión
- $N_{CS}$ : número de dientes del Circular Spline
- $N_{FS}$ : número de dientes del FlexSpline

Figura 8

**Modelo de dos y tres puntos de contacto para un mecanismo Strain Wave Gearing**

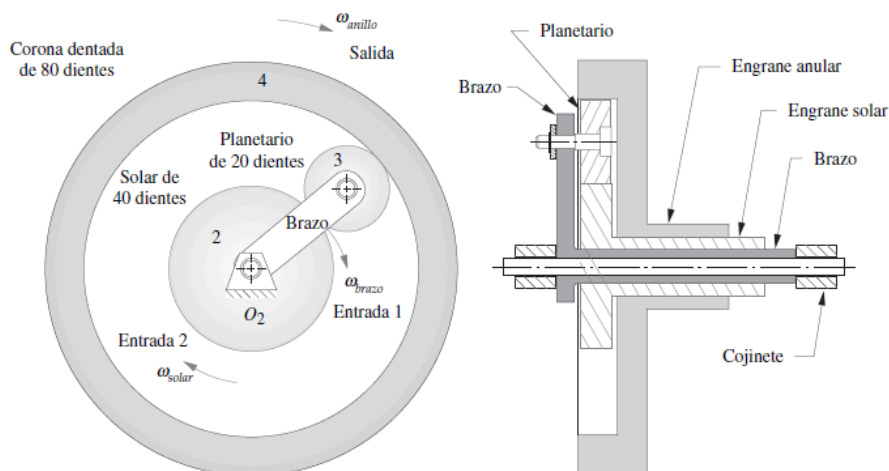
Al utilizar mayor cantidad de puntos de contacto se reduce la relación de transmisión considerablemente, por este motivo el modelo más extendido es el de dos puntos de contacto, pues, proporciona la mayor reducción posible.

**Engranajes planetarios**

El tren epicíclico es un dispositivo de dos grados de libertad, es decir, que requiere de dos velocidades de entrada para predecir la de salida. Se compone de tres elementos en su estructura, que permiten el movimiento: un engranaje solar, uno planetario que gira alrededor del sol y la corona, adicionalmente un brazo que mantiene en órbita al planeta. Las entradas generalmente se dan en el engranaje solar o el brazo, de los cuales uno tendrá velocidad cero (será un elemento estático) ocasionando que la única salida se da por el planeta, sin embargo, es un movimiento no utilizable. Para corregir el problema se usa en la configuración un engranaje anular por acción del planeta pivotea con  $O_2$ , habilitándose como una salida útil como se indica en la Figura 9.



Figura 9

**Tren planetario con engranaje anular**

*Nota.* Tomado de Diseño de maquinaria síntesis y análisis de máquinas y mecanismos (p.441), por R, Norton, 2012, McGrawHill

**Relación de transmisión**

Los engranajes en el sistema giran con respecto al brazo que a su vez tiene un movimiento propio, generando una diferencia de velocidades angulares. Para describir este comportamiento se hace uso de la siguiente ecuación, donde:  $\omega_F$  que representa la velocidad del primer engrane elegido de uno de los extremos (generalmente la entrada) y  $\omega_L$  como la velocidad del engranaje restante (salida) en el otro extremo (Norton R. , 2009).

Para los sistemas del primer y último engrane del sistema se tiene respectivamente:

$$\omega_{F/brazo} = \omega_F - \omega_{brazo}$$

$$\omega_{L/brazo} = \omega_L - \omega_{brazo}$$

Aplicando la ecuación de relación de transmisión se obtiene que:

$$R = \frac{\omega_{L/brazo}}{\omega_{F/brazo}} = \frac{\omega_L - \omega_{brazo}}{\omega_F - \omega_{brazo}} = \pm \frac{\text{Producto del número de dientes de engranes motrices}}{\text{Producto del número de dientes de engranes conducidos}}$$

La expresión obtenida, es una fracción que se puede igualar al producto del número de los dientes de los engranes motrices sobre el de los conducidos. El método presenta limitaciones en su aplicación y es que, al ser un sistema de dos grados de libertad, para el cálculo es necesario conocer o bien la velocidad del brazo y un engrane o las velocidades de dos engranes. También que los engranes seleccionados como entrada y salida no pueden ser planetas (Norton R. , 2009).

### ***Configuraciones cinemáticas de los engranajes planetarios***

En el tren de engranajes planetarios se tiene 3 disposiciones cinemáticas, ya que se requiere del bloqueo de uno de los 3 componentes, a continuación, se detalla cada configuración (ver Figura 10):

#### **Corona bloqueada**

Al bloquear la corona, el engranaje denominado sol y el portaplanetas giran en el mismo sentido, el sol actúa como entrada del sistema y los planetas reciban la potencia y la transmiten hacia la salida (porta planetas).

#### **Sol bloqueado**

En la configuración de engranaje solar bloqueado, el portaplanetas se emplea como entrada, haciendo que los engranajes planetas giren, transmitiendo la potencia a la corona que actúa como salida.

#### **Portaplanetas bloqueado**

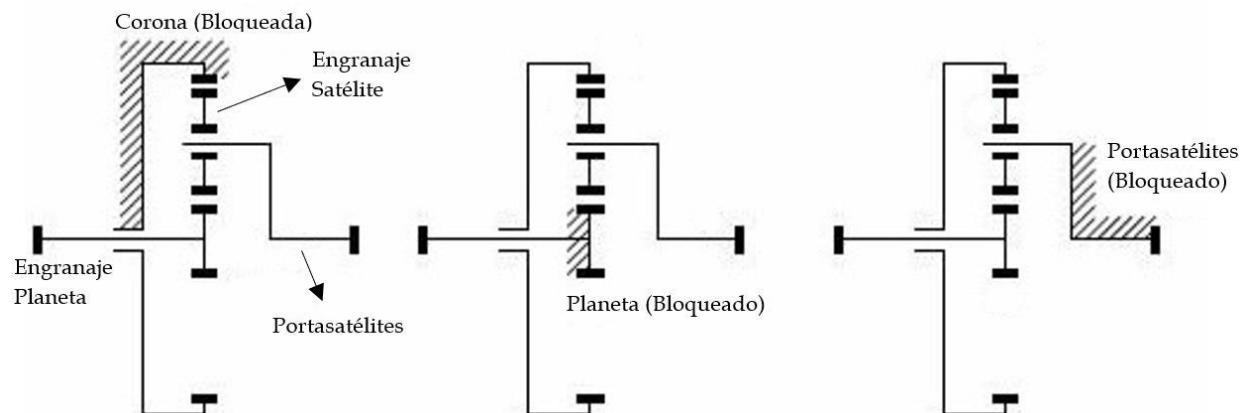
La entrada del tren epicíclico se realiza a través del engranaje solar, la potencia se transmite hacia los engranajes planetas y finalmente hasta la corona que girará en sentido opuesto a la entrada.

En algunos libros o documentos la nomenclatura puede variar, utilizando el término

“planeta” para referirse al engranaje central, y “satélites” a los engranajes que lo orbitan.

Figura 10

### **Configuraciones cinemáticas de los engranajes planetarios**



*Nota.* Tomado de *Aplicación de ingeniería inversa para el estudio, diseño y comprobación de una reductora de engranajes planetarios* (p.21), por J. Jeacock, 2019, [Tesis de pregrado, Universidad Politécnica de Valencia].

### **Eficiencia de los trenes de engranajes**

La eficiencia se define como la relación entre potencia de salida sobre la de entrada, que usualmente se expresa en decimal o porcentaje. La eficiencia en trenes de engranajes convencionales conoce como eficiencia básica de conjunto y suele tomar valores entre 98% (externos) y 99% (interno/externo), donde la mínima pérdida es por procesos de acabado o lubricación. La eficiencia total de un tren será el valor resultante de la multiplicación de las eficiencias en todas sus etapas (Norton R. , 2009).

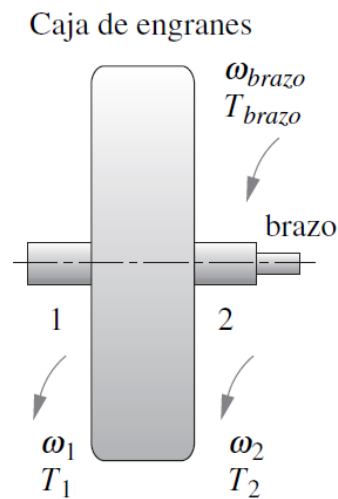
En trenes epicíclicos, la eficiencia puede tomar valores superiores a los convencionales, sin embargo, en el caso de un mal diseño, los planetas pueden absorber la potencia circulante generando calentamiento excesivo al interior del sistema. Para el cálculo de la eficiencia total  $\eta$  se utiliza una relación básica  $p$  que se encuentra relacionada el valor de tren  $R$ , mediante la siguiente condición (Norton R. , 2009).

$$\text{si } R \geq 1, \text{ entonces } \rho = R \text{ si no } \rho = \frac{1}{R}$$

Ya determinado el valor de  $\rho$  se define al tren de planetarios como una caja negra que cuenta con ejes concéntricos 1, 2 y brazo (Ver Figura 11). Se determina la configuración de trabajo, seleccionando dos entradas y una salida (entradas: 1 y 2; salida: brazo, por ejemplo).

Figura 11

**Representación de tren de engranajes epicíclicos como caja negra**



*Nota.* Tomado de Diseño de maquinaria síntesis y análisis de máquinas y mecanismos (p.448), por R, Norton, 2012, McGrawHill

## Capítulo III

### Diseño

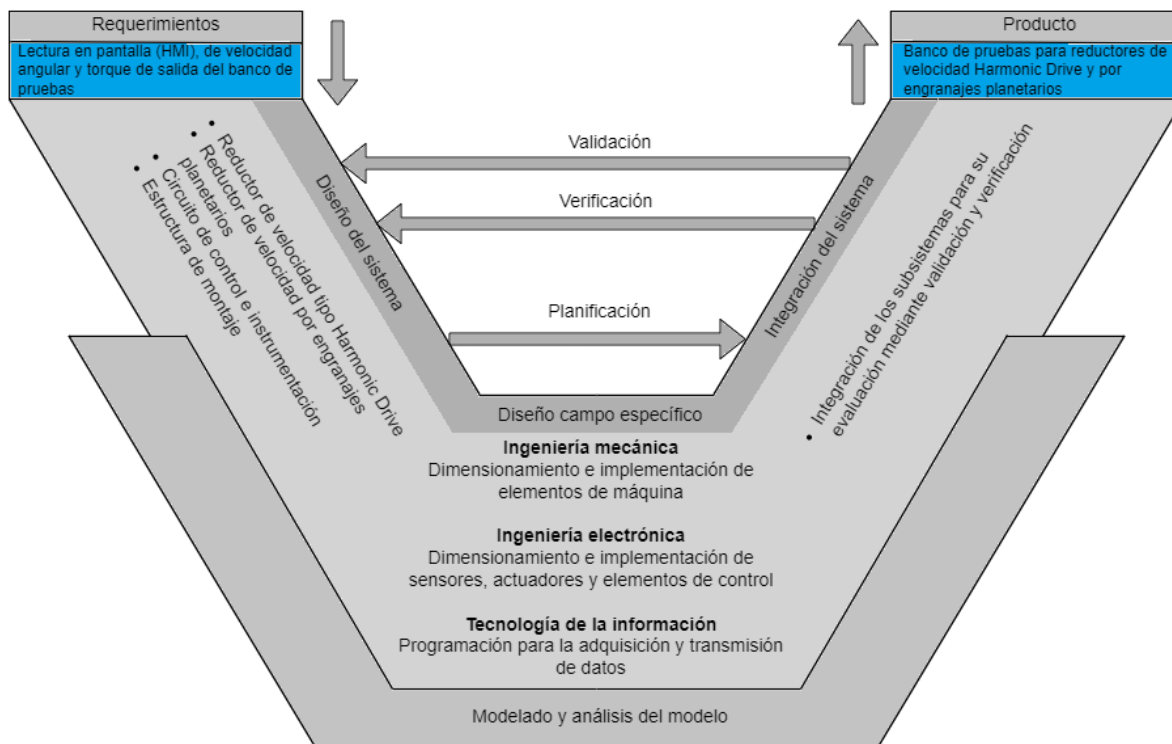
En el capítulo se presenta en detalle el diseño del prototipo. Se comienza estableciendo los requerimientos que determinarán las características del dispositivo. Luego se realiza un diseño particular de cada uno de los subsistemas que abarcan los aspectos mecánicos, electrónicos y de control del banco de pruebas. Para concluir el capítulo, se lleva a cabo la integración de los subsistemas diseñados con el objetivo de lograr un equipo que cumpla con los requerimientos establecidos.

#### Metodología de diseño para sistemas mecatrónicos según la norma VDI 2206

Se empleó la metodología por la norma VDI 2206 para realizar el diseño del banco de pruebas, mediante un esquema del modelo en V (ver Figura 12) se describe el macrociclo de desarrollo del proyecto. (Deutscher Ingenieure , 2004)

Figura 12

#### Metodología de la norma VDI2206 aplicada al diseño del banco de pruebas



### **Requerimientos del banco de pruebas**

Se establecen los requisitos clave que servirán como guía para el desarrollo del proyecto. Dichos requisitos serán los parámetros fundamentales que orientarán y servirán de base para el diseño.

- Interfaz gráfica amigable con el usuario en la que se muestre las lecturas de velocidad y torque.
- Relación de transmisión elevada en los mecanismos reductores.
- Modularidad de los mecanismos reductores para un fácil montaje y mantenimiento.

### **Diseño del sistema**

En el diseño del sistema se debe generar un concepto que dé solución a la problemática planteada, tomando en cuenta los requerimientos que el producto final debe tener. El procedimiento para el diseño del banco de pruebas es el siguiente:

- Abstracción de los requerimientos
- Establecimiento de la estructura funcional del sistema
- Planteamiento de soluciones para cada subsistema
- Concretización de soluciones
- Evaluación y selección

Después de seguir los pasos para el diseño del sistema, se logra obtener un concepto que cumple con los requerimientos planteados. Además, se describe detalladamente las características del banco de pruebas.

### ***Abstracción de requerimientos***

Durante la fase de concepción del proyecto, se determinó que el método de manufactura sería un aspecto crucial para su desarrollo. En el caso particular del reductor Harmonic Drive, se evidenció que la fabricación de sus componentes sería compleja y costosa utilizando métodos de fabricación convencionales, mientras que la adquisición de un dispositivo comercial resultaría de igual forma costosa. Por estas razones, se propuso utilizar la impresión 3D como método de fabricación debido a su versatilidad y disponibilidad.

En cuanto a establecer el torque máximo del actuador, considerando que los polímeros utilizados en la impresión 3D tienen una resistencia notablemente inferior a la de los metales comúnmente utilizados en la fabricación de mecanismos, no se pueden comparar directamente.

Teniendo en cuenta lo mencionado anteriormente y al verificar la disponibilidad de actuadores junto con sus características, se determinó que las opciones viables serían los motores de corriente continua (DC) o los motores a pasos del modelo NEMA 17. Ambos tipos de motores tienen un torque máximo que es inferior a 0.7 [Nm]. Se descartaron otros modelos de motores a pasos, como el NEMA 23, debido a su tamaño considerablemente mayor.

Dado que el proyecto tiene como fin resaltar las ventajas de los mecanismos reductores propuestos, se determinó que una relación de transmisión considerablemente alta sería necesaria para demostrar su capacidad de reducción. Se estima que una relación superior a 50:1 sería adecuada para cumplir con el propósito.

Uno de los aspectos importantes a considerar es el tamaño del banco de pruebas, ya que debe ser manejable y fácil de transportar en caso de ser necesario. No se encontró información específica aplicable a Ecuador en el documento del (Ministerio del Trabajo de Ecuador, 1969) correspondiente al apartado de peso máximo que puede transportar un trabajador de forma manual, en cambio, según la información disponible de la (Dirección del Trabajo de Chile, 2021) se establece que el peso no debe superar los 20 kg para que una persona adulta lo pueda transportar. Además, se estima que las dimensiones del banco de

pruebas deben ser menores a 50 cm de largo, 50 cm de ancho y 30 cm de alto para que sea manipulable.

A continuación, considerando las observaciones antes mencionadas, se enlista los requerimientos planteados para el proyecto:

- Torque máximo del actuador: 0.7 [Nm]
- Relación de transmisión: superior a 50:1
- Tamaño máximo del banco de pruebas: 50x50x30 [cm]
- Peso máximo del banco de pruebas: 20 [kg]

Los requerimientos listados son una primera aproximación para el diseño del proyecto, por lo que pueden estar sujetos a cambios si así lo requiere.

No se han establecido más requerimientos debido a la naturaleza del proyecto, que consiste en la realización de un prototipo. Además, no se encontraron trabajos previos similares que proporcionen una referencia para establecer los valores de torque máximo, rango de velocidades, resolución de medidas y otras características que deberán definirse durante el desarrollo del proyecto.

### ***Establecimiento de la estructura funcional del sistema***

La estructura funcional del sistema implica dividir las funciones del prototipo e identificar los subsistemas encargados de cumplirlas. Según las funciones requeridas, el banco de pruebas se puede dividir en los siguientes subsistemas:

- Subsistema de reducción
- Subsistema de instrumentación control
- Subsistema estructural.



### ***Diseño de subsistemas***

El diseño a nivel de subsistema aborda de manera general la propuesta de una solución que cumpla con las funciones requeridas en cada caso. En este enfoque, se seleccionan algunos de los componentes y se crea un diseño global, para luego proceder a diseñar específicamente cada elemento.

#### **Diseño del subsistema de reducción**

El subsistema de reducción comprende los mecanismos reductores desde el actuador de entrada hasta el elemento de salida que transmite el torque al instrumento de medición.

Para la puesta en marcha de los mecanismos Harmonic Drive y por engranajes planetarios se requiere de un motor con la capacidad de entregar máximo 0.7 [Nm]. En la Tabla 1, se muestra la evaluación de tres tipos de motores propuestos, los resultados obtenidos, demuestran que el motor a pasos es el que presenta las mejores características para accionar los sistemas reductores del prototipo. En la evaluación se considera una puntuación de 1 a 3 para cada parámetro.

Tabla 1

#### ***Evaluación de opciones para la selección del motor***

Criterio	Peso	Motor DC		Motor a pasos		Servomotor	
		Calif	Eval. ponderada	Calif	Eval. ponderada	Calif	Eval. ponderada
Costo (mayor costo/ menor calificación)	20%	3	0,6	2	0,4	1	0,2
Control	30%	1	0,3	3	0,9	3	0,9
Precisión	20%	1	0,2	3	0,6	3	0,6

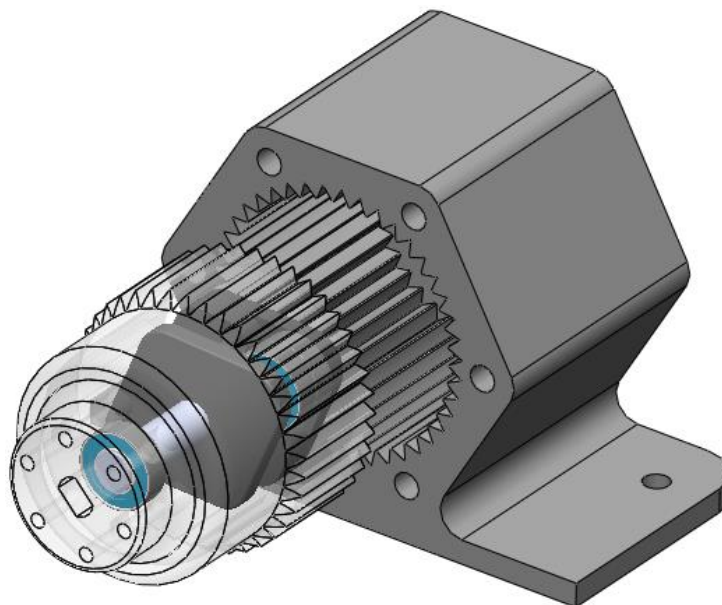
Criterio	Peso	Motor DC		Motor a pasos		Servomotor	
		Calif	Eval.	Calif	Eval.	Calif	Eval.
		ponderada		ponderada		ponderada	
Disponibilidad	10%	3	0,3	2	0,2	1	0,1
Espacio	20%	3	0,6	2	0,4	1	0,2
<b>Suma</b>	<b>100%</b>		<b>2</b>		<b>2,5</b>		<b>2</b>

Los mecanismos reductores son una parte fundamental del proyecto. Al diseñarlos, se busca obtener un mecanismo compacto con características mecánicas que resalten sus ventajas. Por lo tanto, es importante prestar atención a la selección de las relaciones de transmisión, el material, el tamaño y la resistencia.

### ***Sistema reductor Harmonic Drive***

Como guía para el diseño, se ha tomado en cuenta la patente (EEUU Patente nº 459479, 1955) del engranaje de onda de deformación, la cual contiene la descripción detallada del mecanismo, así como las fórmulas necesarias para llevar a cabo el diseño tanto geométrico como mecánico. El modelo CAD correspondiente se muestra en la Figura 13, donde se muestran los elementos más representativos de dicho sistema: corona (*Circular Spline*), engranaje flexible (*Flex Spline*) y leva (*Wave generator*).

Figura 13

**Modelo CAD de una etapa del reductor Harmonic Drive**

El mecanismo reductor tipo Harmonic Drive se diseñó en dos etapas con el objetivo de lograr una relación de reducción superior a 50:1 y un torque superior a 6 [Nm]. La decisión de utilizar dos etapas en lugar de una se debe a que, aunque puede alcanzar relaciones de reducción elevadas, este tipo de reductor se ve altamente afectado por el rozamiento. Asimismo, el torque de arranque puede ser relativamente alto y proporcional a la deflexión necesaria en el engranaje flexible.

Para modelos comerciales, los efectos tanto del rozamiento como del torque de arranque no se manifiestan en gran medida debido a la optimización de diseño y materiales utilizados.

En la fórmula siguiente se observa los parámetros que influyen en el rendimiento del reductor, de los cuales, aquellos que presentan un alto grado de correlación son: la relación de reducción (inversamente proporcional) y los coeficientes de fricción (inversamente proporcional) (EEUU Patente nº 459479, 1955).

$$e_m = \frac{1}{R} \cdot \frac{1 - f_1 \cdot \tan(\phi)}{\tan(\phi) + f_1} \cdot \frac{1 - f_2 \cdot \frac{0.458dn}{r}}{\frac{0.458dn}{r} + f_2}$$

Donde:

$e_m$ : eficiencia mecánica

$R$ : relación de transmisión

$f_1$ : coeficiente de fricción dinámica (engranaje flexible - corona)

$f_2$ : coeficiente de fricción (leva - engranaje flexible)

$\phi$ : ángulo de presión (corona)

$d$ : deflexión total

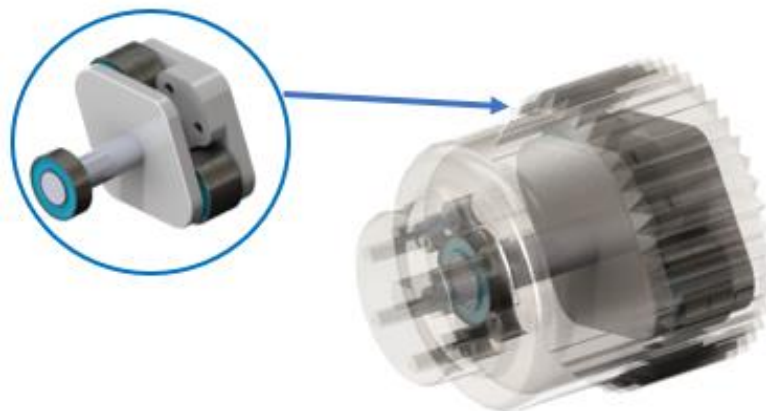
$n$ : número de levas (puntos de contacto)

$r$ : radio del anillo

Se han tomado medidas para mitigar las pérdidas en el mecanismo. En primer lugar, se ha aplicado grasa lubricante a base de silicona, especialmente diseñada para elementos contruidos en plástico, lo que evita que los materiales se degraden prematuramente. Además, la leva ha sido construida utilizando rodamientos, como se muestra en la Figura 14. Dicha elección contribuye significativamente a la reducción de la fricción en el sistema.

Figura 14

### **Modelo de la leva**



El número de puntos de contacto en la leva también juega un papel crucial en el diseño. Al seleccionar tres puntos de contacto, se logra una mayor capacidad de carga, ya que habrá tres zonas dentadas en contacto. Sin embargo, el uso de tres puntos de contacto en lugar de dos aumenta el par de arranque necesario y además proporciona una zona de contacto adicional con pérdidas por rozamiento (EEUU Patente nº 459479, 1955).

Otra de las consideraciones de gran importancia en el diseño, es la capacidad de deformación del engranaje flexible, dicha característica se ve afectada directamente por el espesor del anillo y su diámetro (a mayor diámetro la leva tendrá mayor facilidad para deformar el engranaje flexible), se puede calcular con la fórmula (EEUU Patente nº 459479, 1955).

$$t = \frac{11 \cdot d}{8 \cdot n}$$

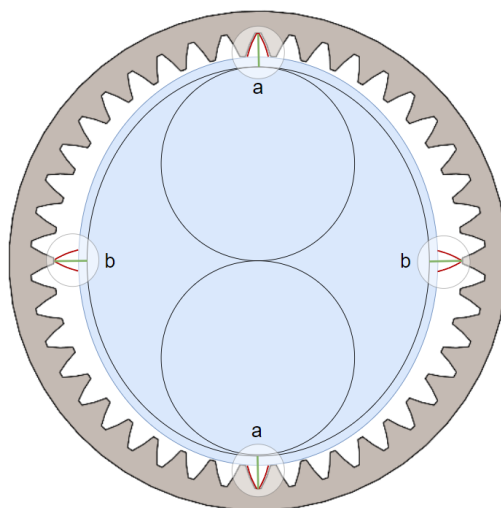
Donde:

$t$ : espesor del anillo

Dado que el valor de la deflexión total " $d$ " varía conforme cambia el módulo, para reducir dicho parámetro, se debe usar el menor módulo posible. En el caso de la impresión 3D, se evidenció que los dientes con un módulo menor a 1.25 perdían definición en su forma y difieren geométricamente con el diseño de forma considerable.

Para determinar el número de puntos de contacto se ha de tener en cuenta el espacio disponible, la eficiencia y la carga presente a la salida del reductor, considerando las características anteriormente mencionadas se ha resuelto usar dos puntos de contacto, los cuales deberán tener el mayor diámetro posible para adaptarse al perfil elíptico ideal de la leva que se muestra en la Figura 15, dicho perfil de leva permite obtener deflexiones de tal forma que dos dientes estén completamente engranados (**a**) y los dientes perpendiculares a estos (**b**) puedan desplazarse sin contacto y avanzar para alojarse en el siguiente espacio.

Figura 15

**Sección Harmonic drive**

Sabiendo que es necesario utilizar rodamientos en las levas para reducir la fricción, es importante seleccionar aquellos que sean apropiados para el espacio libre y, a su vez, estén disponibles en el mercado local. Para el caso, los rodamientos adecuados tienen un diámetro exterior de 16 [mm].

Las características de módulo, tamaño de leva y eficiencia hacen que el número adecuado de dientes para corona y engranaje flexible sea de 42 y 40 respectivamente, dando como resultado una reducción de 20:1 en cada etapa. Seleccionar un mayor número de dientes puede contribuir a mejorar la eficiencia del reductor. Sin embargo, esto también resultaría en un aumento del tamaño del reductor y, sobre todo, llevaría a que las pruebas requieran más tiempo debido a la mayor relación de transmisión.

Los diámetros primitivos de la corona y engranaje flexible se determinan mediante las siguientes ecuaciones:

$$D_R = m \cdot N_R = 52.5 \text{ mm}$$

$$D_E = m \cdot N_E = 50 \text{ mm}$$

Donde:

$D_R$ : diámetro primitivo de la corona

$D_E$ : diámetro primitivo del engranaje flexible

$N_R$ : número de dientes de la corona

$N_E$ : número de dientes del engranaje flexible

$m$ : módulo del diente

Por lo tanto, se tiene una relación de reducción y una deflexión total de:

$$R = \frac{N_E}{N_R - N_E} = 20$$

$$d = D_R - D_E = 2.5 \text{ mm}$$

El valor de deflexión total se considera para la definir la distancia entre centros de las levas.

Los ángulos de presión utilizados en los reductores tipo Harmonic Drive difieren de los tradicionales debido a la importancia de lograr un acoplamiento adecuado entre los dientes durante su desplazamiento. Los ángulos calculados para el proyecto son los siguientes:

- Ángulo de presión de la corona

$$\phi = \text{atan}\left(\frac{1.091}{n}\right) = 28.612^\circ$$

- Ángulo de presión del engranaje flexible

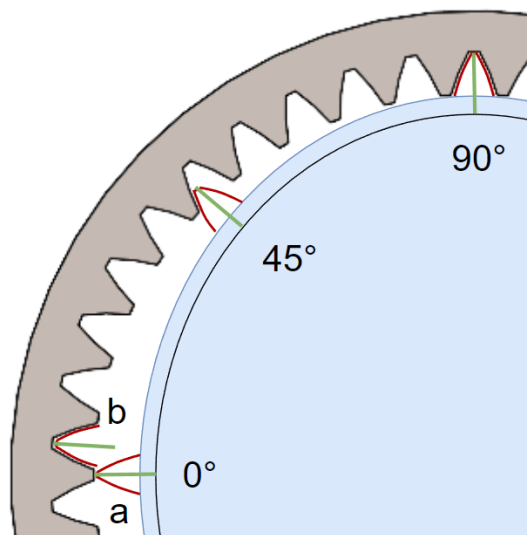
$$\phi_f = \phi + \text{atan}\left(\frac{0.458 \cdot d \cdot n}{r}\right) = 34.193^\circ$$

Donde:  $\phi_f$  : ángulo de presión (engranaje flexible)

Como se puede observar, los valores de los ángulos de presión son considerablemente altos, lo que favorece el acoplamiento de los dientes. En la Figura 16 se ilustra el avance que ocurre en un diente al pasar de la posición **a** (completamente desengranada) a la posición **b** (completamente engranada). Para un mecanismo con dos levas, esto ocurre cada  $90^\circ$  de rotación en el elemento de entrada.

Figura 16

***Acoplamiento de diente de engranaje flexible***



*Nota.* Los dientes representados en los ángulos mostrados hacen referencia a la profundidad que alcanza el diente según el avance de la leva.

Habiendo definido el número de puntos de contacto y calculado los ángulos de presión, se puede calcular los parámetros restantes que definen la geometría y la resistencia de los dientes. El diseño más a detalle se muestra en el apartado de diseño de dominio específico.

***Sistema reductor por engranajes planetarios***

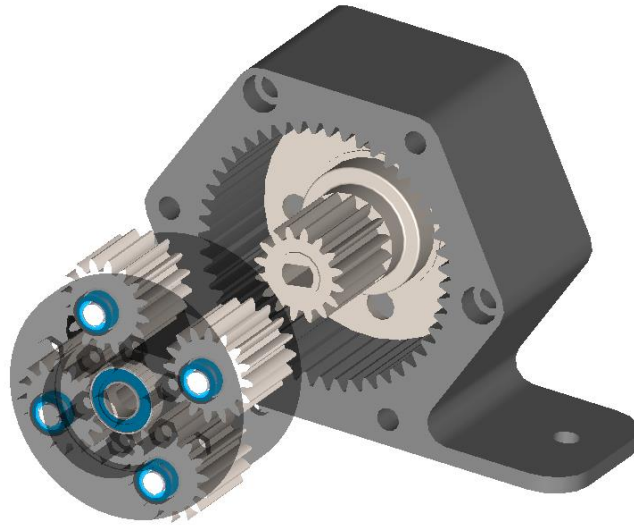
El sistema reductor utilizando engranajes planetarios consta de 3 etapas. Cada etapa de reducción emplea engranajes planetarios compuestos por una corona, un sol, 4 planetas y la pieza correspondiente para el soporte de los planetas (portaplanetas).



La última etapa es la más crítica, ya que está expuesta al torque máximo que el sistema soporta. Por lo tanto, el diseño se centra en dicha etapa, que experimenta las cargas más altas. En la Figura 17 se muestra el modelo CAD de una etapa del reductor.

Figura 17

**Modelo CAD de una etapa del reductor por engranajes planetarios**



En un reductor planetario, es necesario fijar uno de los componentes, como el sol, el portaplanetas o la corona, para obtener un único grado de libertad en el mecanismo y así establecer una entrada y una salida. Entre las tres configuraciones básicas, aquella en la que se bloquea la corona es la que ofrece la mejor relación de reducción, acompañada de una alta eficiencia. Dicha configuración proporciona una relación de reducción:

$$i = \frac{1}{1 + \frac{Z_c}{Z_s}}$$

Donde:  $Z_c$  : Número de dientes de la corona

$Z_s$  : Número de dientes del sol

$i$  : Relación de reducción

Otra forma de calcular la relación de transmisión es considerando las razones entre los dientes de los engranajes tomando en cuenta si existe o no la inversión de giro y sus velocidades diferenciales con respecto al brazo (portaplanetas).

$$\left(\frac{Z_s}{Z_p}\right)\left(\frac{Z_p}{Z_c}\right) = \frac{\omega_c - \omega_p}{\omega_s - \omega_p}$$

Donde:  $Z_p$  : Número de dientes del planeta

$\omega_s$  : velocidad angular del sol

$\omega_p$  : velocidad angular del portaplanetas

$\omega_c$  : velocidad angular de la corona

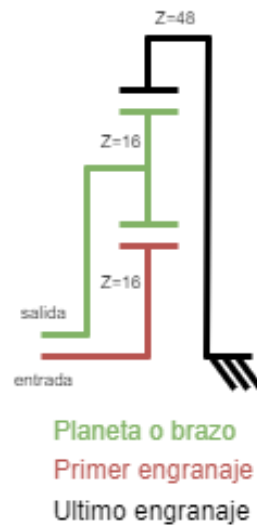
Para lograr un equilibrio entre la máxima relación de reducción posible, el mayor torque que pueda transferirse y reducir las pérdidas por contacto, se deben cumplir los siguientes requisitos en la configuración del reductor:

- Mínimo número de dientes  $\geq 13$  (mínimo número de dientes recomendado para evitar interferencia)
- El número de dientes de la corona y del sol debe ser divisible por el número de planetas, lo que permite lograr una distribución uniforme tanto de los planetas como de las cargas.
- Se debe distribuir el espacio entre la corona y el sol de forma que en su interior albergue la mayor cantidad de planetas posible sin llegar a que los dientes de un planeta colisionen con otro.

Considerando los requerimientos, se ha determinado que el modelo contará con tres etapas. En cada una de ellas, el número de dientes del sol (piñón) será de 16, lo que resultará en una corona de 48 dientes y 4 planetas con 16 dientes cada uno. En la Figura 18 se muestra la configuración seleccionada para cada etapa del reductor.

Figura 18

**Diagrama de transmisión por etapa del reductor planetario**



Calculando se obtiene la relación de transmisión:

$$\left(-\frac{16}{16}\right)\left(\frac{16}{48}\right) = \frac{0 - \omega_p}{\omega_s - \omega_p}$$

$$\omega_p = 0.25\omega_s$$

Con una relación de transmisión de 4:1 en cada etapa, se logra una reducción total de 64:1, lo que permite un tamaño más compacto en sentido radial y resalta la característica de modularidad inherente a estos mecanismos.

Para construir el prototipo, es crucial seleccionar el material adecuado teniendo en cuenta sus características fundamentales. Se ha descartado materiales técnicos especializados debido a su alto costo y requisitos específicos para la impresión. En su lugar, se han considerado los tres materiales más comúnmente utilizados en impresión 3D y se evaluara de forma relativa entre sí.

La Tabla 2 muestra los resultados de la evaluación, donde se concluye que el material más adecuado para construir el prototipo es el ácido poliláctico (PLA). Los resultados se basaron en la información proporcionada por (Prusa Research, 2023).

Tabla 2

**Selección del material**

Criterio	Peso	Material					
		PLA		PETG		ABS	
		Calif	Eval. ponderada	Calif	Eval. ponderada	Calif	Eval. ponderada
Resistencia a la tracción	30%	3	0,9	2	0,6	1	0,3
Temperatura de deflexión	10%	1	0,1	2	0,2	3	0,3
Resistencia al impacto	10%	1	0,1	3	0,3	2	0,2
Calidad del acabado	30%	3	0,9	2	0,6	2	0,6
Disponibilidad	20%	3	0,6	2	0,4	2	0,4
	<b>100%</b>		<b>2,6</b>		<b>2,1</b>		<b>1,8</b>

### **Diseño del subsistema de instrumentación y control**

El subsistema de instrumentación y control se encarga de medir las variables de interés y controlar las acciones a ejecutar en el banco de pruebas. Las variables que se desean medir son la velocidad y el torque tanto en la entrada como en la salida de los dos sistemas reductores. Además, el sistema requiere una interfaz que permita al usuario observar los valores medidos y configurar los parámetros para realizar las pruebas.

#### ***Selección del tipo de controlador***

Como primer punto, es importante considerar la selección del controlador, ya que los sensores y otros componentes electrónicos deben ser compatibles directamente con el elemento de control. De esta manera, se evitará realizar acondicionamientos innecesarios.

Para el control del sistema se propone utilizar el microcontrolador Arduino o Raspberry Pi debido a que son dispositivos ampliamente utilizados para el desarrollo de proyectos, pues cuentan con una amplia documentación disponible, lo que ayudará a resolver cualquier inconveniente de manera oportuna.

En la Tabla 3 se muestran los resultados obtenidos en la evaluación de las opciones consideradas. La alternativa mejor puntuada es el microcontrolador Arduino, destacando por ser multiplataforma y su entorno de programación.

Tabla 3

#### ***Evaluación de conceptos para el controlador***

Criterios de selección	Peso	Concepto			
		Arduino		Raspberry Pi	
		Calif.	Eval. ponderada	Calif.	Eval. ponderada
Costo (mayor costo /menor calificación)	20%	3	0.6	2	0.4
Entorno de programación	20%	3	0.6	2	0.4

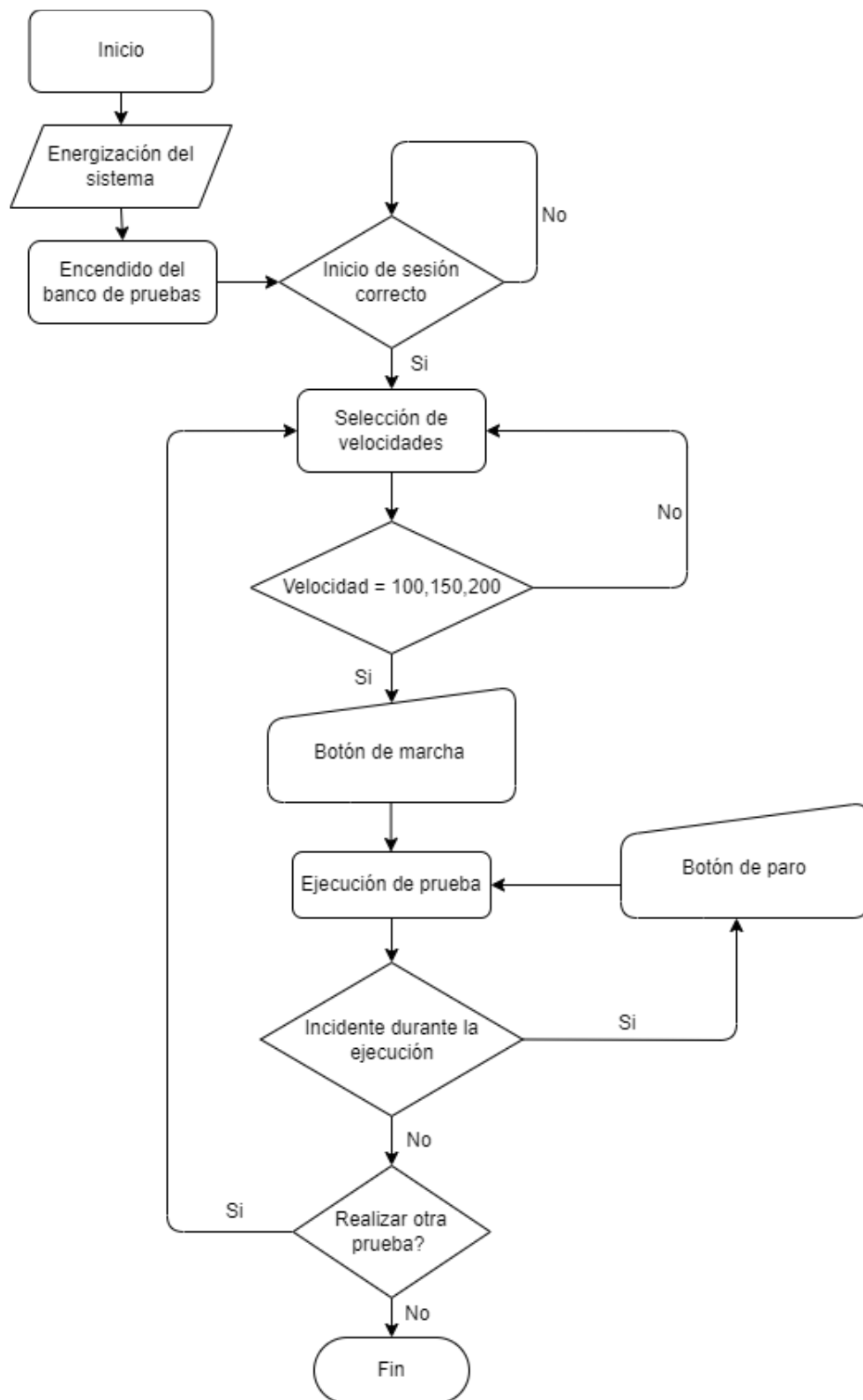
Criterios de selección	Peso	Concepto			
		Arduino		Raspberry Pi	
		Calif.	Eval. ponderada	Calif.	Eval. ponderada
Robustez	20%	2	0.4	3	0.6
Multiplataforma	10%	3	0.3	1	0.1
Fiabilidad	15%	2	0.3	3	0.45
Disponibilidad	15%	3	0.45	2	0.3
	<b>100%</b>		<b>2.65</b>		<b>2.25</b>

Una vez definido el controlador, se debe seleccionar el modelo de la placa Arduino de acuerdo con los requisitos del sistema en términos de entradas y salidas.

Dado que la lectura del torque en tiempo real afecta las pausas necesarias para el control de los motores a pasos, pues el controlador ejecuta las acciones de forma secuencial y con un hilo de trabajo, se ha decidido derivar la operación de los motores a un controlador esclavo.

Para determinar el número de entradas y salidas necesarias, se seleccionarán previamente los elementos que forman parte del subsistema. En la Figura 19 se muestra un diagrama que indica de manera general las acciones que ejecutará el banco de pruebas, lo cual servirá como referencia para identificar los elementos necesarios para la operación.

Figura 19

**Diagrama de flujo del funcionamiento correspondiente al banco de prueba**

Dado que los sensores de torque dinámico tienen un costo elevado, se ha planteado como alternativa medir el torque con el rotor bloqueado, utilizando un brazo y una celda de carga. De esta forma, los procesos para medir torque y velocidad resultan independientes.

Gracias a que los motores seleccionados se pueden controlar de forma bastante precisa y exacta, las variables en la entrada se considerarán como datos proporcionados para la prueba. Para ello, se medirán los valores de torque que proporciona el motor con el fin de obtener un valor promedio que se pueda usar de referencia. En cuanto a la velocidad, se realizarán pruebas posteriores a la implementación del subsistema de reducción para identificar el rango de velocidades en las que el motor funciona de forma correcta y no pierde pasos.

Considerando lo antes mencionado, los elementos que se requieren son:

- 1 botón de marcha
- 1 botón de paro
- 1 celda de carga
- 2 enconder
- 2 fin de carrera
- 1 HMI

### ***Selección de la celda de carga***

La primera variable de interés en el banco de pruebas es el torque de salida de ambos sistemas. El torque mínimo que debe alcanzar cada sistema es de 6 [Nm].

Para medir el torque, se ha propuesto utilizar una celda de carga. Dicha celda permite obtener una lectura de la fuerza aplicada, a dicho valor se lo multiplica por la distancia del brazo que ejerce la fuerza sobre la celda de carga, obteniendo así la magnitud correspondiente al torque

$$T_o = F_b \cdot d_b$$



Donde:  $T_o$  : torque de salida

$F_b$ : fuerza aplicada

$d_b$ : distancia del brazo

Conociendo el valor de la distancia del brazo (0.1 [m]), se puede obtener el valor mínimo que debe medir la celda de carga:

$$F_b = 60 [N] = 6.12 [kgf]$$

Por lo tanto, la celda de carga seleccionada debe ser capaz de soportar un valor superior a 6.12 [kgf]. La opción adecuada disponible en el mercado es la celda de 10 [kgf]

La celda de carga seleccionada presenta las siguientes características:

- Alimentación recomendada: 5 [V]
- Carga nominal: 10 [kgf]
- Temperatura de trabajo: -20 [°C] a 65 [°C]
- Compensación de franja de temperatura: -10 [°C] 50 [°C]

Dado que la resolución de las entradas analógicas en *Arduino* es de 10 bits, se requiere un conversor analógico digital que proporcione una mejor resolución. El módulo HX711 (ver Figura 20) toma la señal analógica de la celda de carga y la convierte en una señal digital de 24 bits.

Figura 20

### **Módulo HX711**



*Nota.* Tomado de “Módulo HX711 transmisor de celda de carga”, 2021, naylamp (<https://naylampmechatronics.com/fuerza-peso/147-modulo-hx711-transmisor-de-celda-de-carga.html>)

### ***Selección del sensor de velocidad***

Al seleccionar el sensor de velocidad, es importante tener en cuenta que las velocidades obtenidas en la salida son bajas debido a la alta relación de transmisión, tanto en el sistema Harmonic Drive como en el reductor mediante engranajes planetarios. Por lo tanto, es necesario que el sensor de velocidad tenga una alta resolución para medir con precisión velocidades bajas.

Una vez definidas las condiciones de trabajo para medir la velocidad de salida de ambos sistemas, se eligió un encoder incremental que presenta las siguientes características:

- Alimentación: 5-24 [V]
- Resolución: 600 pulsos/revolución
- 2 fases
- Velocidad mecánica máxima: 6300 [RPM]

### ***Selección de la HMI***

La interfaz humano-máquina debe contar con comunicación serial para interactuar con el controlador. Dicha interfaz recibirá información del controlador para mostrarla en pantalla y también enviará los parámetros configurados para la ejecución de las pruebas. Para lograrlo, se ha decidido utilizar una pantalla TFT Nextion serie T, que pertenece a la gama básica de dichas pantallas. Las pantallas Nextion ofrecen varias ventajas significativas en comparación con otras opciones disponibles, además de ser asequibles en términos de costo. Algunas de las ventajas más relevantes son

- Comunicación serial UART que facilita la comunicación con el controlador principal.
- Entorno de programación optimizada para la implementación de interfaces hombre-máquina (HMI).

- No requiere recursos del controlador, ya que cuenta con su propio procesador y memoria integrados.
- Amplia variedad de modelos y tamaños, lo que permite seleccionar la opción más adecuada para cada proyecto.

### ***Selección de los controladores maestro y esclavo***

Considerando los elementos seleccionados, las entradas para el controlador del banco de pruebas se enumeran en la Tabla 4. Todas las entradas tienen una alimentación de 5 [V] DC, por lo tanto, no requieren acondicionamiento adicional, ya que el voltaje es ideal para trabajar con el microcontrolador.

Tabla 4

### ***Entradas del microcontrolador del banco de prueba***

<b>ENTRADAS</b>			
<b>No</b>	<b>Descripción</b>	<b>Tipo</b>	<b>Controlador</b>
1	Fin de carrera (Harmonic Drive)	Digital	Esclavo
2	Fin de carrera (Reductor Planetario)	Digital	Esclavo
3	Botón de marcha	Digital	Maestro
4	Botón de paro	Digital	Esclavo
5	Celda de carga DT	Digital	Maestro
6	Celda de carga SCK	Digital	Maestro
7	Encoder Harmonic Drive	Digital	Esclavo
8	Encoder Reductor Planetario	Digital	Esclavo
6	Señal Rx de la HMI	Serial	Maestro
7	Señal Tx de la HMI	Serial	Maestro
8	Señal Rx del controlador esclavo	Serial	M/E
9	Señal Tx del controlador esclavo	Serial	M/E

Para el control de los motores, se utilizan drivers del modelo A4988 debido a su capacidad de corriente de hasta 2 [A]. Las salidas del microcontrolador son de tipo digital y se utilizan para activar y desactivar los motores a pasos, tanto para el sistema Harmonic Drive como para el reductor planetario. En la Tabla 5 se enumeran las salidas requeridas para el banco de pruebas

Tabla 5

***Salidas del microcontrolador del banco de pruebas***

<b>SALIDAS</b>			
<b>No</b>	<b>Descripción</b>	<b>Tipo</b>	<b>Controlador</b>
1	Dirección del motor M1	Digital	Esclavo
2	Dirección del motor M2	Digital	Esclavo
3	Tren de pulsos del motor M1	Digital	Esclavo
4	Tren de pulsos del motor M2	Digital	Esclavo
5	Habilitación del motor M1	Digital	Esclavo
6	Habilitación del motor M2	Digital	Esclavo

Una vez definidas las entradas y salidas requeridas para el controlador principal, se ha elegido utilizar un Arduino Mega (ver Figura 21) debido a que dispone de suficientes pines para la implementación del banco de pruebas, así como cantidad adecuada de terminales de comunicación serial.

Figura 21

***Arduino Mega 2560***



*Nota.* Tomado de “Arduino Mega 2560”, por Veloso Cristian, 2018, ETOOLS  
(<https://www.electrontools.com/Home/WP/arduino-mega-2560-caracteristicas/>)

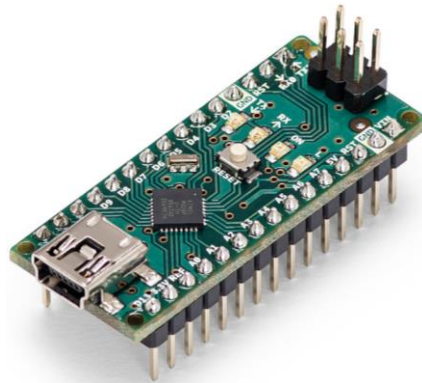
Las especificaciones del microcontrolador se detallan a continuación:

- Voltaje de entrada: 7-12 [V]
- Entradas y salidas digitales: 54 pines
- Entradas analógicas: 16
- Corriente por cada pin: 40 [mA]
- Puertos de comunicación serial: 4

Respecto al controlador esclavo, se decidió emplear un Arduino Nano (ver Figura 22) ya que cuenta con los puertos suficientes para realizar el control de los motores y lectura de velocidad a través los encoders.

Figura 22

### **Arduino Nano**



*Nota.* Tomado de “Arduino Nano”, 2021, Arduino (<https://store.arduino.cc/products/arduino-nano>)

### **Diseño del subsistema estructural**

El subsistema estructural tiene la función de proporcionar soporte a los demás subsistemas y dar forma general al prototipo. Al concebirlo, es importante considerar la distribución deseada de los elementos.

Dado que el proyecto busca resaltar los mecanismos reductores, se propone un modelo de estructura de soporte similar a una caja. Dentro de esta caja se encuentran los elementos que no se desean mostrar, es decir, el subsistema de control, mientras que los elementos de interés, en este caso el subsistema de reducción, se encuentran ubicados sobre la caja.

Además, hay que considerar que la estructura debe ser capaz de soportar tanto el peso como las fuerzas ejercidas por los mecanismos y otros elementos. Es importante tener en cuenta que su peso no exceda el peso máximo recomendado para transporte de cargas de forma manual.

## **Diseño de dominio específico**

### ***Diseño mecánico del reductor Harmonic Drive***

#### **Diseño de los engranajes**

El diseño se realizó directamente para la segunda etapa, ya que es la que soportará la mayor carga. Por lo tanto, la primera etapa toma las mismas características de la segunda.

A continuación, se muestran los parámetros geométricos a ser utilizados:

- Corona
  - Módulo:  $m = 1.25 \text{ mm}$
  - Número de dientes:  $N_R = 42$
  - Diámetro primitivo:  $D_R = 52.5 \text{ mm}$
- Engranaje flexible
  - Módulo:  $m = 1.25 \text{ mm}$
  - Número de dientes:  $N_E = 40$
  - Diámetro primitivo:  $D_E = 50 \text{ mm}$

El material seleccionado para el engranaje flexible es el TPU debido a su característica de elasticidad, lo cual permitirá al motor deformar el engranaje con un torque de entrada relativamente bajo. Además, es importante mencionar que se ha elegido un módulo mínimo de

1.25 para el reductor, teniendo en cuenta la resolución de la impresión 3D FFF (fused filament fabrication).

La eficiencia del sistema se ha calculado considerando que:

- $f_1$  se ha tomado como el menor valor típico para el TPU (0.4), ya que el mecanismo trabaja con la lubricación correspondiente
- $f_2$  se ha tomado como el menor valor típico para el contacto acero-acero (0.08), ya que la rodadura de la leva se va a producir con rodamientos que vienen lubricados de fábrica.

$$e_m = 23.1\%$$

Los valores seleccionados de coeficientes de fricción no representan el mejor de los casos, pues se estima que la lubricación permita mejorar el rendimiento, ya que los valores considerados son indicados para el contacto sin lubricar.

El esfuerzo se ha calculado para un torque máximo de salida de 10 Nm y además considerando que el esfuerzo en los dientes del engranaje flexible está sometido a cortante puro.

El valor del esfuerzo se determina con la siguiente fórmula:

$$\tau = 1.6 \frac{T_o}{r^2 \cdot B} = 1.456 \text{ MPa}$$

Donde:  $B$ : Ancho de cara del diente

$\tau$ : Esfuerzo cortante

El esfuerzo equivalente se determina aplicando la teoría Von Mises, la ecuación que gobierna dicha teoría de falla para el caso donde se tiene esfuerzo cortante puro es la siguiente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{3} \cdot \tau = 2.52 \text{ MPa}$$

Donde:  $\sigma_{eq}$ : Esfuerzo equivalente

El valor del límite elástico del material TPU es  $S_y = 8.6$  MPa, por lo tanto, el factor de seguridad resulta:

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} = 3.41$$

con el rendimiento estimado, el torque de entrada requerido es de

$$T_{in} = \frac{T_o}{R \cdot (e_m)^2} = 0.46 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, se puede concluir que el torque de entrada del sistema Harmonic Drive se encuentra dentro del rango en el que puede operar el motor seleccionado.

### **Diseño del brazo de salida del sistema**

La medida del torque que entrega el sistema es transmitida por un brazo que presiona la celda de carga. La fuerza que actúa sobre el brazo de salida del sistema se obtiene mediante la formulación que se muestra a continuación:

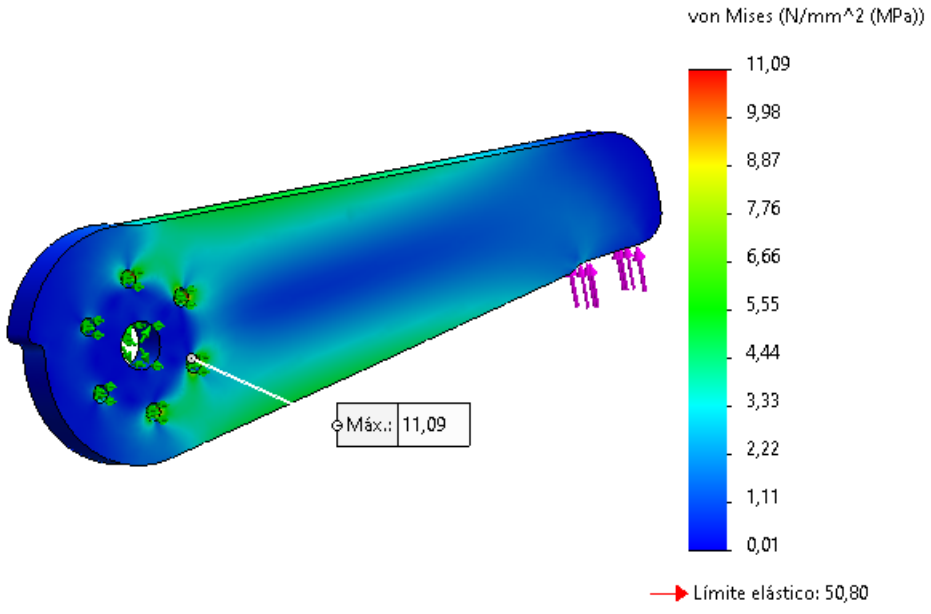
$$F_b = \frac{T_o}{d_b} = 100 \text{ N}$$

En la Figura 23 se muestra el análisis estático del brazo al aplicar la fuerza  $F_b$  en su extremo. Debido a esta carga, se puede apreciar que el valor del esfuerzo máximo se encuentra por debajo del límite elástico del material analizado.



Figura 23

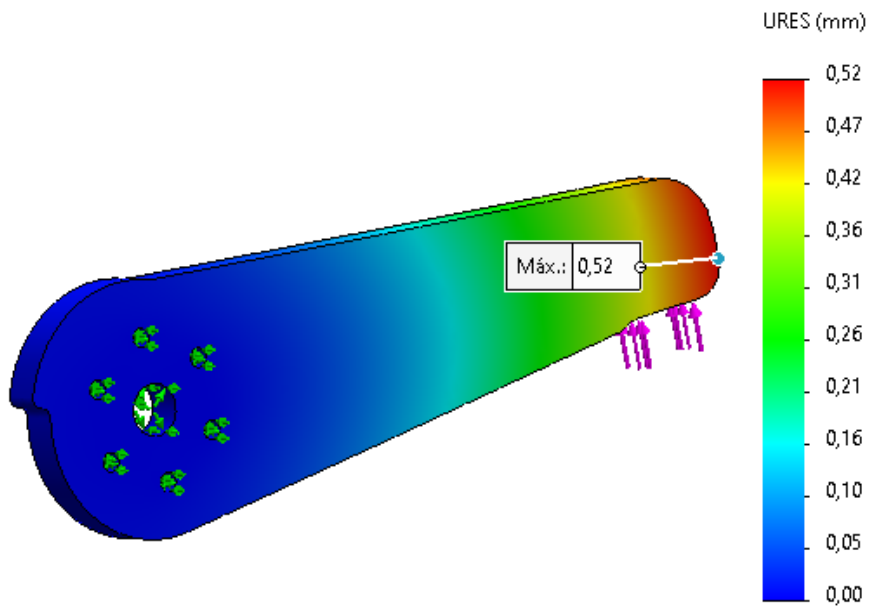
***Espectro de tensiones del brazo de salida del sistema Harmonic Drive***



En la Figura 24, se muestra el gráfico de deflexiones del elemento analizado, donde se observa que la mayor deflexión se encuentra en el extremo del brazo de salida, con un valor de 0.52 [mm].

Figura 24

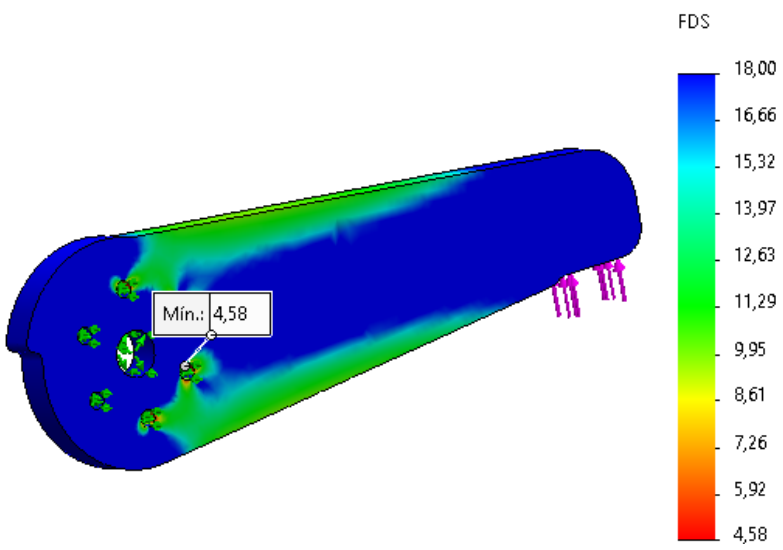
***Gráfico de deflexión máxima del brazo de salida del sistema Harmonic Drive***



El factor de seguridad mínimo del brazo de salida es 4.58 (ver Figura 25), es decir, el elemento soporta las cargas a las que está sometido sin inconvenientes.

Figura 25

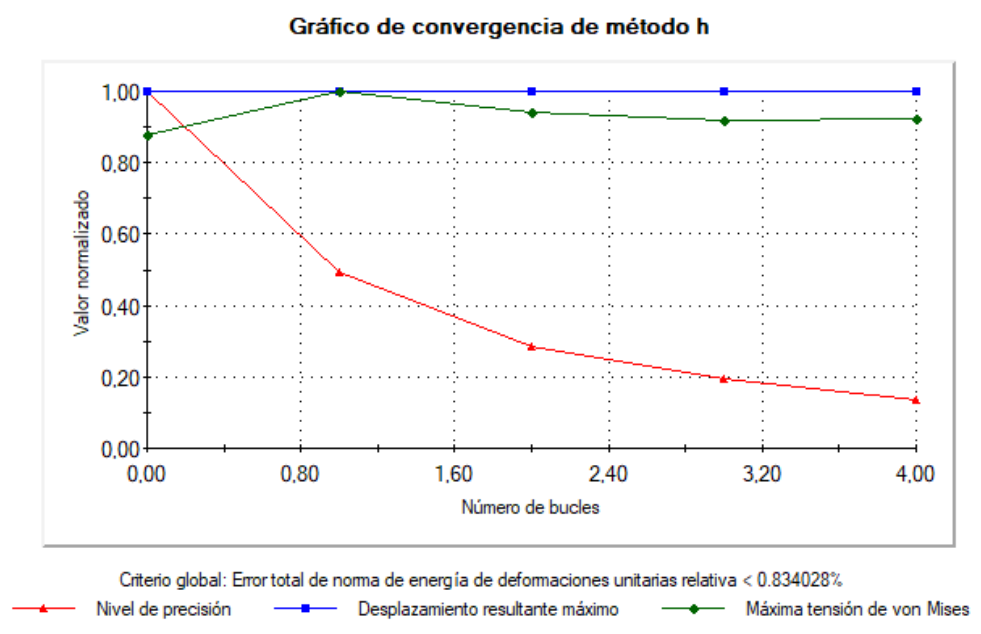
**Factor de seguridad del brazo de salida del sistema Harmonic Drive**



En la Figura 26 se presenta el gráfico de convergencia del elemento analizado, donde se empleó el método h. Como se puede apreciar la tensión máxima llega a la convergencia.

Figura 26

**Gráfico de convergencia del brazo de salida del sistema Harmonic Drive**



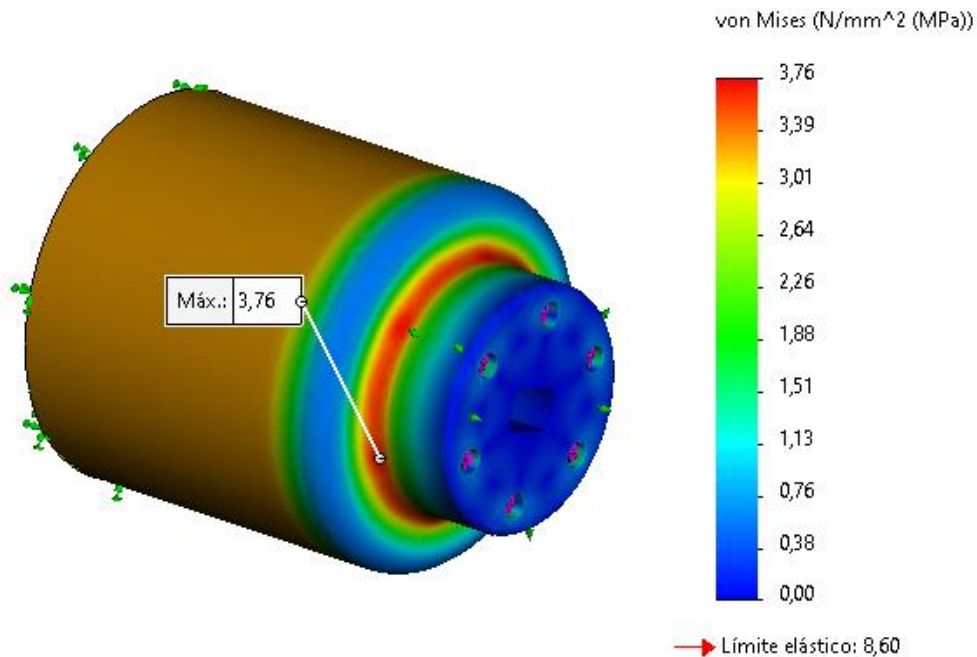
### Análisis estático del engranaje flexible del sistema Harmonic Drive

Se realizó el análisis de tensiones del engranaje flexible de la segunda etapa debido a que dicha etapa es aquella que soporta mayores esfuerzos. Además, en el análisis del engranaje se eliminaron los dientes del modelo CAD para simplificar la malla del elemento debido a la gran demanda computacional que requiere, también, es importante destacar que los dientes del engranaje fueron diseñados siguiendo la formulación establecida en la patente del sistema Harmonic Drive, por lo que, deben ser capaces de soportar los esfuerzos a los que están sometidos.

Como resultado del análisis de tensiones se tiene el espectro de esfuerzos mostrado en la Figura 27, donde se puede apreciar que el esfuerzo máximo no supera el límite elástico del material.

Figura 27

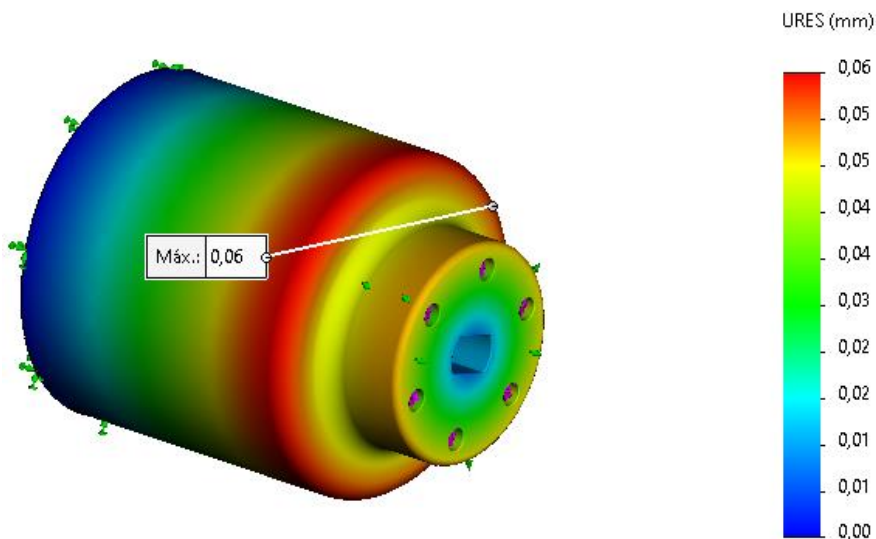
#### ***Espectro de tensiones del engranaje flexible***



En la Figura 28, se presentan los resultados de las deflexiones del engranaje flexible, en el gráfico se puede observar que la mayor deformación alcanza un valor de 0.06 [mm].

Figura 28

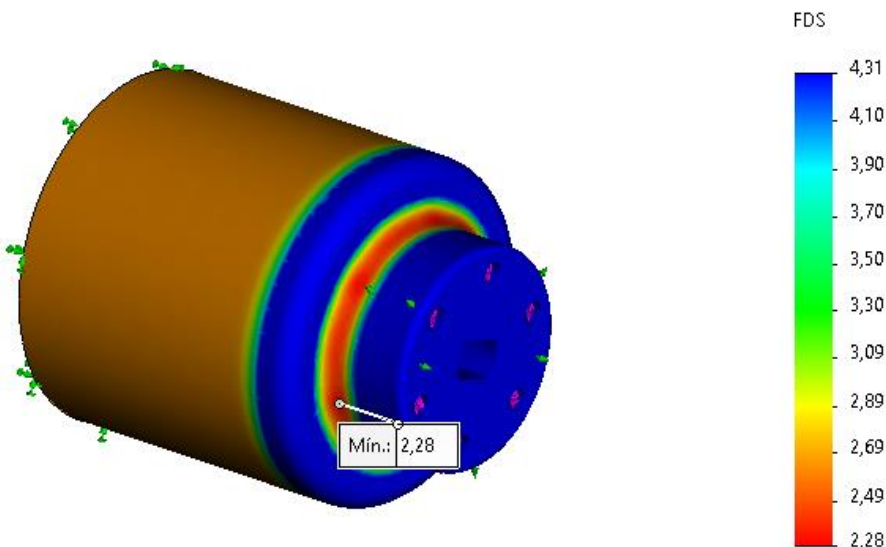
**Gráfico de deflexiones del engranaje flexible del sistema Harmonic Drive**



En la Figura 29 se muestra el espectro correspondiente al factor de seguridad del engranaje flexible, donde se aprecia que el valor mínimo es 2.28, lo que indica que el elemento es capaz de soportar las cargas a las que está sometido.

Figura 29

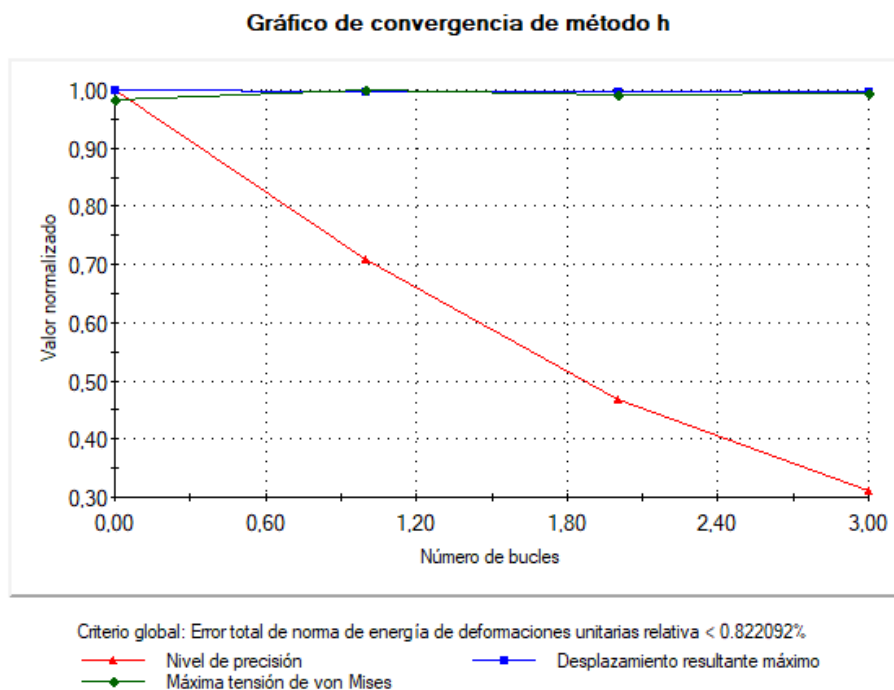
**Factor de seguridad del engranaje flexible del sistema Harmonic Drive**



Como resultado del análisis de tensiones, en la Figura 30 se presenta el gráfico de convergencia empleando el mallado adaptativo  $h$ , donde se muestra convergencia luego de 3 iteraciones.

Figura 30

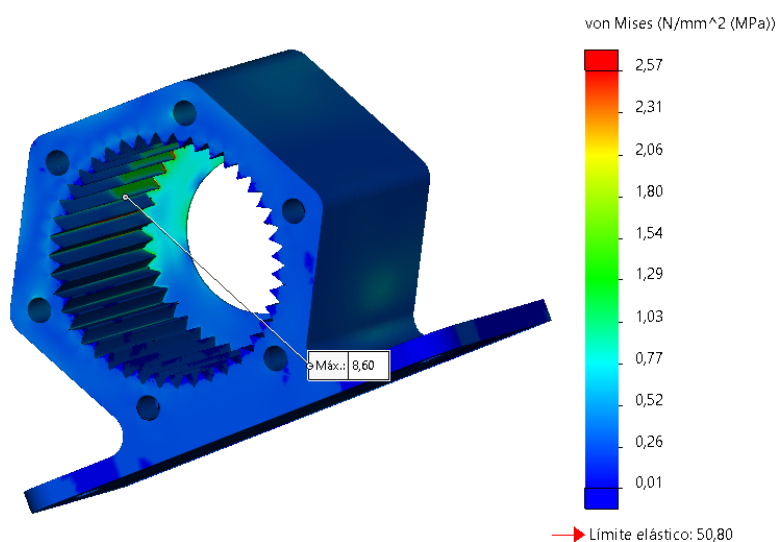
### Gráfico de convergencia del engranaje flexible



### Análisis estático de la corona del sistema Harmonic Drive

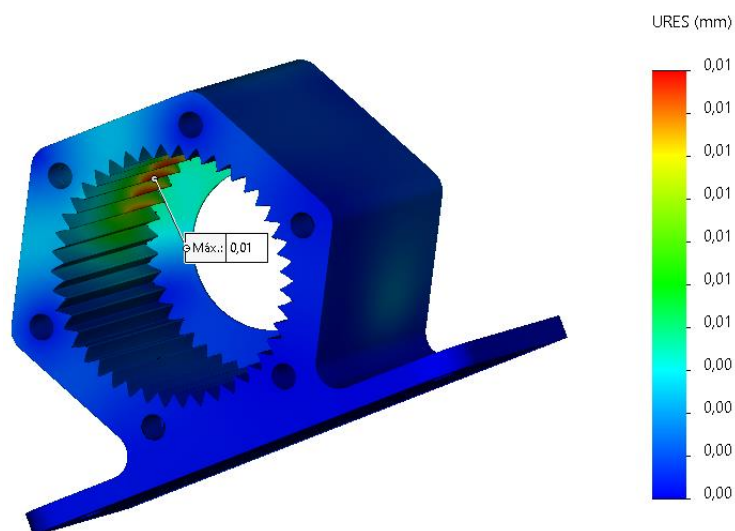
Se realizó el análisis de esfuerzos en la corona considerando el torque al que estará sometida ( $T = 10 \text{ Nm}$ ), como resultado del análisis de tensiones se obtuvo un esfuerzo máximo de  $\sigma = 8.6 \text{ MPa}$ , valor que se encuentra por debajo del límite elástico del material (ver Figura 31).

Figura 31

***Espectro de tensiones de la corona del sistema Harmonic Drive***

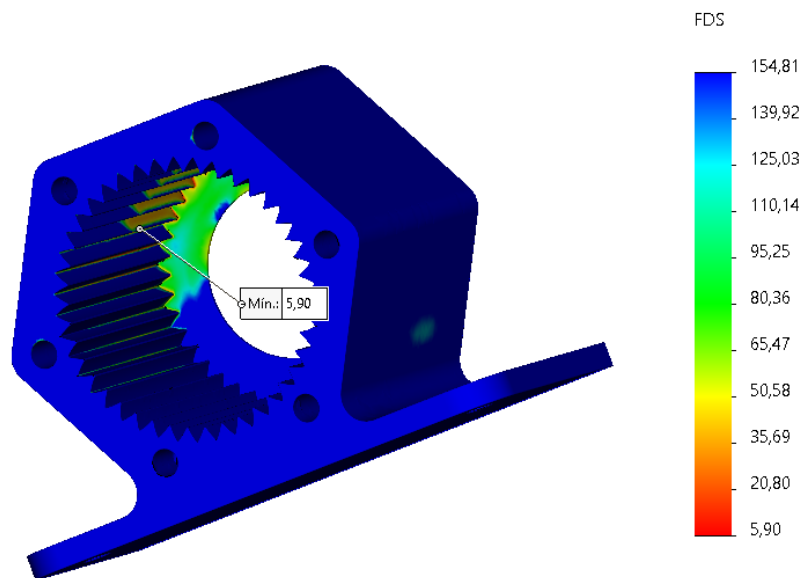
En la Figura 32 se muestra el espectro de deflexiones de la corona, donde se aprecia una deflexión máxima de 0.01 mm.

Figura 32

***Gráfico de deflexiones de la corona del sistema Harmonic Drive***

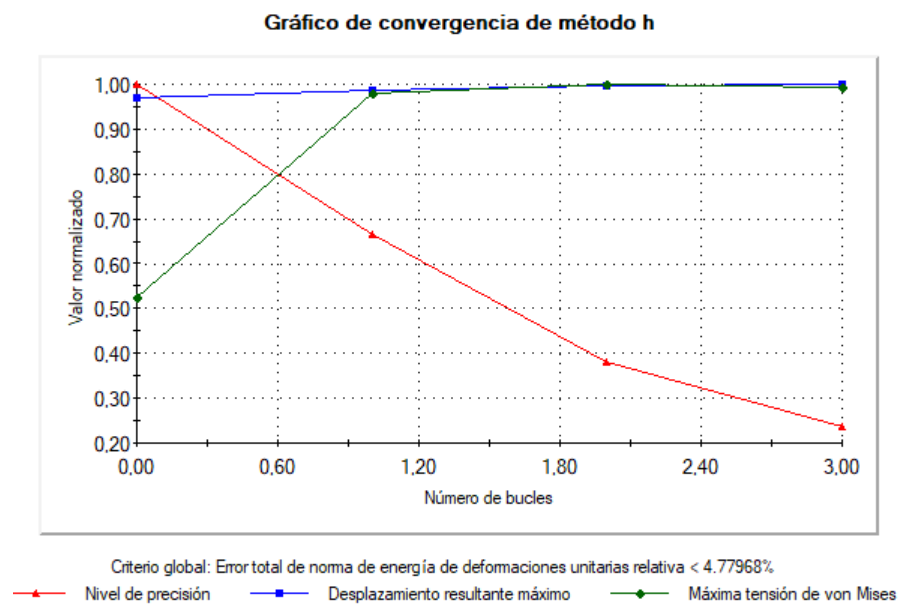
En la Figura 33 se muestra el factor de seguridad de la corona del reductor Harmonic Drive, donde se puede apreciar que el elemento analizado soporta las cargas a la que se encuentran sometido con un factor de seguridad mínimo de 5.90.

Figura 33

**Factor de seguridad del sistema Harmonic Drive**

Se ha utilizado el método h para el mallado de la corona, como se puede observar en la Figura 34. En el trazado de convergencia se muestra que la tensión de Von Mises en la pieza analizada alcanza la convergencia.

Figura 34

**Gráfico de convergencia de la corona del sistema Harmonic Drive**

## **Diseño mecánico del reductor planetario**

### **Geometría y cinemática del reductor planetario**

Como punto de partida para el diseño mecánico de la corona se emplearon los siguientes parámetros:

#### **Corona**

Módulo:  $m = 1.25 \text{ mm}$

Número de dientes de la corona:  $Z_c = 48$

Ángulo de presión:  $\phi = 20^\circ$

Diámetro primitivo:  $D_{pc} = m \cdot Z_c = 60 \text{ mm}$

Además, se debe tomar en cuenta que el ancho de cara recomendado para reducir pérdidas por fricción debe ser entre 3 y 5 veces el paso circular. Para el ancho de cara de los engranajes se ha considerado el máximo valor recomendado, esto con la finalidad de obtener una mejor resistencia.

$$F = 5 \cdot p = 5 \cdot (\pi \cdot m)$$

$$F = 19.63 \approx 20 \text{ mm}$$

Donde:

$F$ : ancho de cara

$p$ : paso circular

#### **Piñón (sol)**

Número de dientes:  $Z_s = 16$

Diámetro primitivo:  $D_{ps} = m \cdot Z_s = 20 \text{ mm}$

#### **Engranajes (planetas)**

Número de dientes:  $Z_p = 16$

Diámetro primitivo:  $D_{pp} = m \cdot Z_p = 20 \text{ mm}$



La relación de transmisión por cada etapa está definida por la siguiente expresión:

$$i = \frac{1}{1 + \frac{48}{16}} = 0.25$$

Al tener 3 etapas de reducción, la relación de transmisión total es:

$$i_T = \frac{1}{i^3} = \frac{1}{64}$$

Para el diseño de los elementos en el reductor planetario se consideró un torque mayor al que soporta el engranaje solar ( $T_s = 2 \text{ Nm}$ ), además cabe recalcar que no se planteó un valor superior al indicado para no sobredimensionar el diseño.

Para el cálculo del esfuerzo en el diente del engranaje, el primer paso es determinar la fuerza tangencial a la que está sometido el diente:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_s}{D_{ps}} = 200 \text{ N}$$

Debido a que 4 dientes están en contacto la fuerza tangencial se divide por 4:

$$F_t = 50 \text{ N}$$

Según la metodología AGMA se puede determinar el esfuerzo de flexión mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{F_t}{F \cdot m \cdot J} \cdot K_o \cdot K_m \cdot K_s \cdot K_b \cdot K_v$$

Donde:  $F_t$ : fuerza tangencial

$J$ : factor geométrico

$K_o$ : factor de sobrecarga

$K_m$ : factor de distribución de carga

$K_s$ : factor de tamaño

$K_b$ : factor de espesor del aro

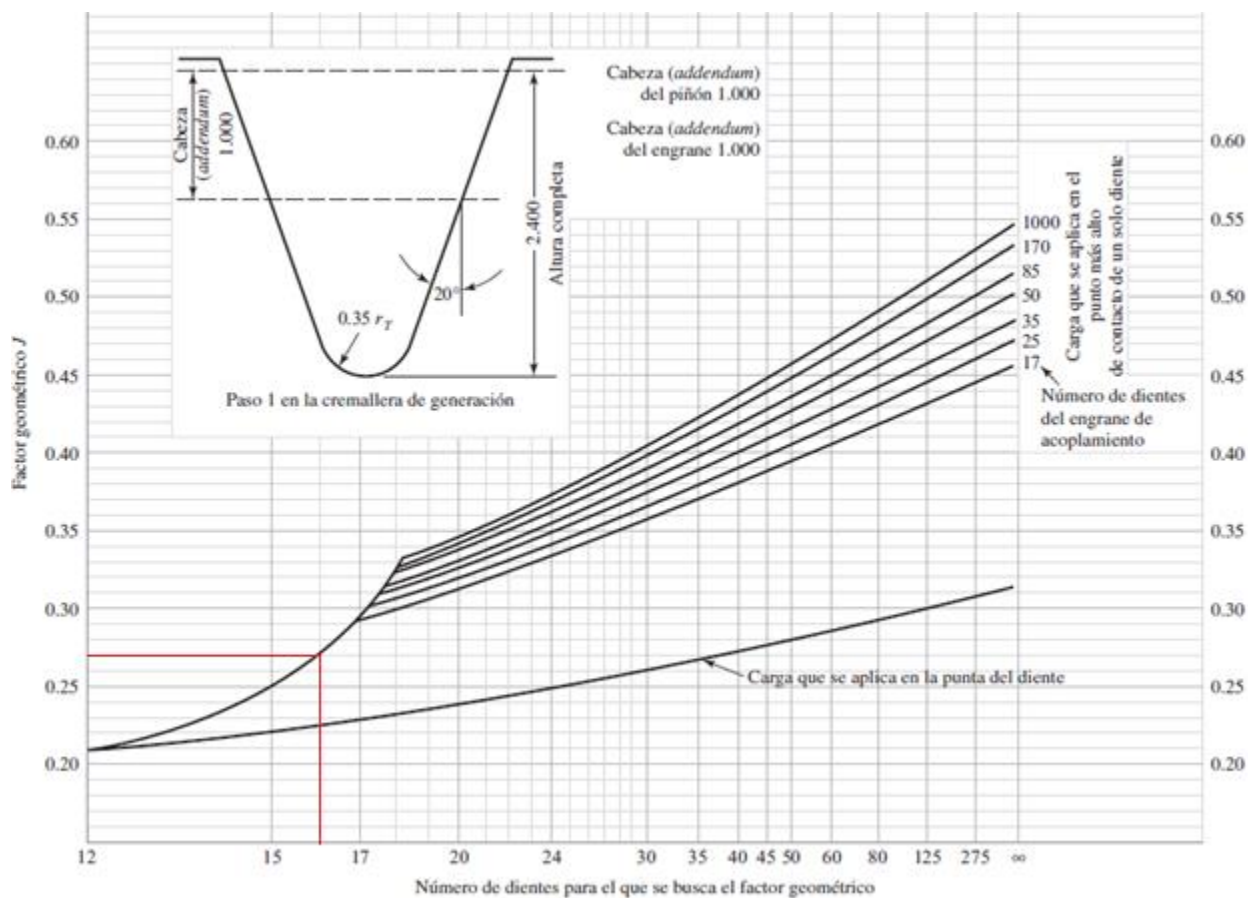
$K_v$ : factor dinámico

### Factor geométrico $J$

Para determinar el factor geométrico se debe emplear la gráfica que se muestra en la Figura 35, en la que se indican diferentes curvas según el número de dientes del engranaje de acoplamiento. Considerando la gráfica de factores geométricos para engranajes rectos, el factor es igual a  $J = 0.27$ .

Figura 35

### Factores geométricos $J$ de engranajes rectos



*Nota.* Tomado de "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley" (p. 724), por R. Budynas, K. Nisbett, 2012, McGraw-Hill.

### **Factor de sobrecarga $K_o$**

Para determinar el factor de sobrecarga, se debe tomar en cuenta el tipo de aplicación al que estarán sometidos los engranajes. La Tabla 6, muestra diferentes valores, dependiendo del tipo de trabajo al que se encuentre sometido el elemento. Para el proyecto, el factor  $K_o$  se ha considerado como uniforme al tratarse de un motor eléctrico, por lo tanto  $K_o = 1$

Tabla 6

### **Aplicaciones de factores de sobrecarga**

<b>Máquina impulsora</b>	<b>Máquina impulsada</b>		
	<b>Uniforme</b>	<b>Impacto moderado</b>	<b>Impacto fuerte</b>
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o mayor
Impacto suave (motor de varios cilindros)	1.25	1.50	2.00 o mayor
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o mayor

*Nota.* Tomado de “Diseño de máquinas, un enfoque integrado” (p. 577), por R. Norton, 2011, Pearson.

### **Factor de distribución de carga $K_m$**

En la Tabla 7 se tienen los factores de distribución de carga según las dimensiones de ancho de cara de los engranajes, por lo tanto, el factor  $K_m$  del engranaje es igual a 1.6

Tabla 7

**Factores  $K_m$  de distribución de carga**

Ancho de cara		$K_m$
in	(mm)	
< 2	(50)	1.6
6	(150)	1.7
9	(250)	1.8
$\geq 20$	(500)	2.0

*Nota.* Tomado de “Diseño de máquinas, un enfoque integrado” (p. 577), por R. Norton, 2011, Pearson.

**Factor de tamaño  $K_s$** 

La AGMA no ha establecido valores para los factores de tamaño, pero recomienda que  $K_s = 1$ , excepto si el diseñador considera elevar este valor, en tal caso el factor de tamaño puede tomar valores entre 1.25 y 1.5 (Norton R. , 2011).

**Factor de espesor del aro  $K_b$** 

Para determinar el factor  $K_b$  se debe tener en cuenta la relación de apoyo  $m_b$  que relaciona el espesor del aro ( $t_R = 9 \text{ mm}$ ) y la profundidad total del diente ( $h_t = 2.81 \text{ mm}$ ):

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} = 3.2$$

$$K_B = \begin{cases} 1.6 \ln \frac{2.242}{m_B} & m_B < 1.2 \\ 1 & m_B \geq 1.2 \end{cases}$$

En el presente diseño se tiene una relación  $m_B = 3.2$  por lo tanto el factor de espesor de aro es igual a 1

**Factor dinámico  $K_v$** 

Para determinar el factor dinámico, primero se debe conocer la velocidad angular y tangencial del engranaje:

$$\omega_s = \frac{\omega_{in}}{16} = 0.654 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$V_t = \frac{d_{ps}}{2} \cdot \omega_s = 0.00654 \frac{m}{s}$$

Donde:

$\omega_s$ : velocidad angular del engranaje solar de la tercera etapa

$\omega_{in}$ : velocidad angular de entrada del engranaje de la primera etapa

$V_t$ : velocidad tangencial del engranaje solar de la tercera etapa

Para el cálculo del factor dinámico, se emplean las siguientes expresiones:

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{200 \cdot V_t}}{A} \right)^B$$

Los factores A y B se determinan mediante las siguientes ecuaciones:

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = 0.25 (12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}$$

Donde  $Q_v$  representa el nivel de exactitud en la transmisión, y se encuentra directamente relacionado con la precisión de los engranajes respecto a su método de fabricación. Para el presente proyecto se ha considerado un  $Q_v = 6$

$$B = 0.82548$$

$$A = 59.773$$

Reemplazando los valores A y B, se obtiene el valor  $K_v$

$$K_v = 1.01$$

Considerando los factores calculados anteriormente obtenemos un esfuerzo total para cada diente de:

$$\sigma = 12.04 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad se determina mediante la siguiente fórmula:

$$FS = \frac{S_{yPLA}}{\sigma} = 4.22$$

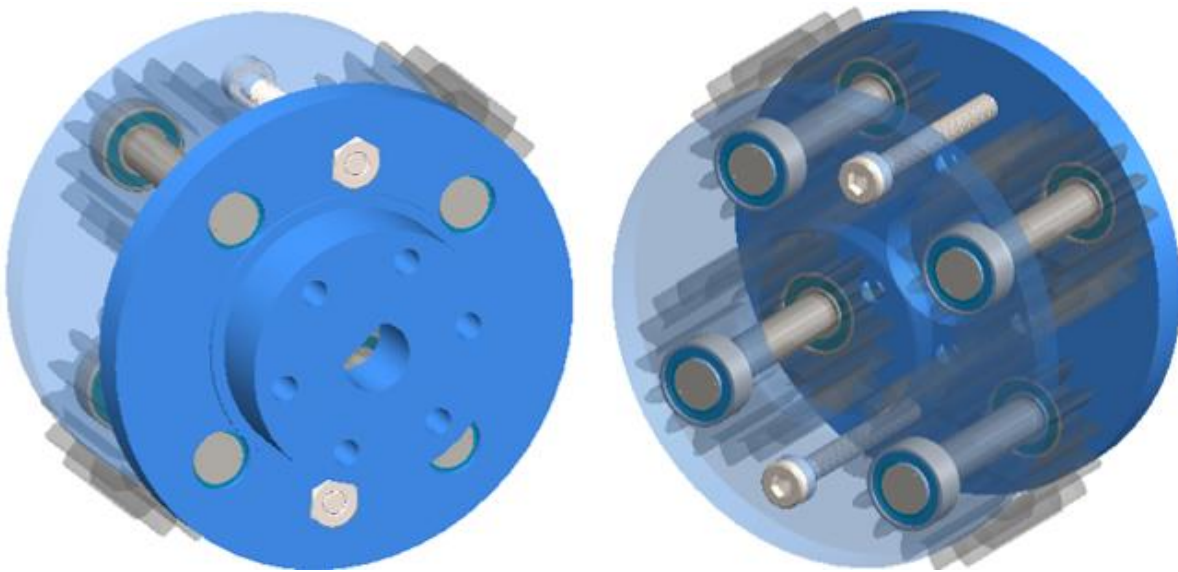
Donde:  $S_{yPLA} = 50.8 \text{ MPa}$  representa la resistencia del material. (Prusa Research, 2018)

### Diseño del portaplanetas de la etapa 3

En la Figura 36, se presenta el diseño del portaplanetas de la tercera etapa, dicho elemento posee rodamientos para los ejes de los engranajes planetarios.

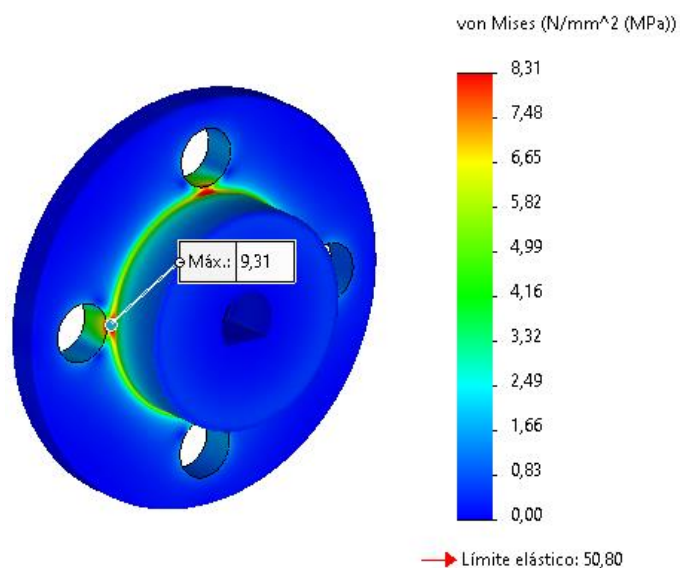
Figura 36

#### ***Porta planetas de la etapa 3***



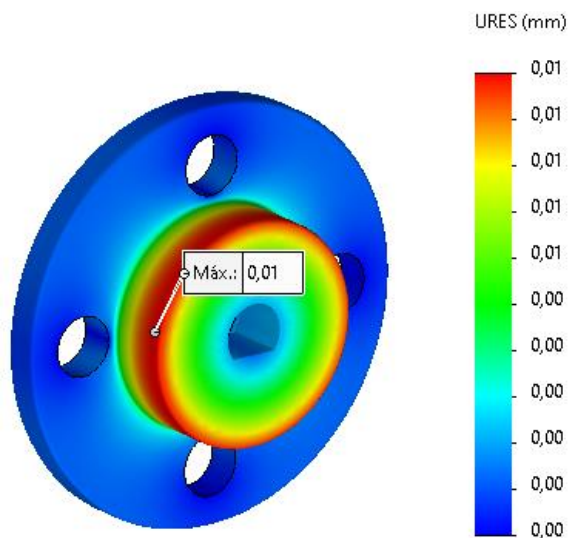
Se realizó el análisis estático de la portaplanetas y en la Figura 37 se muestra el espectro de tensiones del elemento, el esfuerzo máximo que soporta es  $\sigma = 9.31 \text{ MPa}$ , valor que se encuentra por debajo del límite elástico del PLA.

Figura 37

**Análisis estático del porta planetas de la etapa 3**

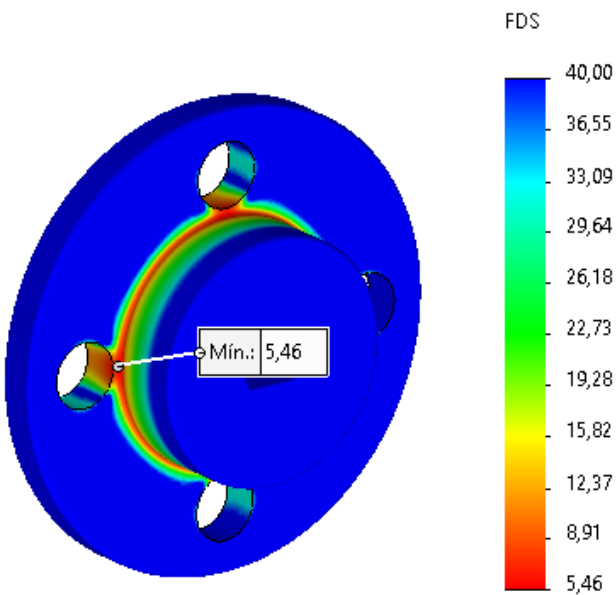
La deflexión máxima arrojada por el estudio de tensiones es de 0.01 [mm]. El gráfico de deflexiones se muestra en la Figura 38.

Figura 38

**Gráfico de deflexiones del portaplanetas del sistema Reductor Planetario**

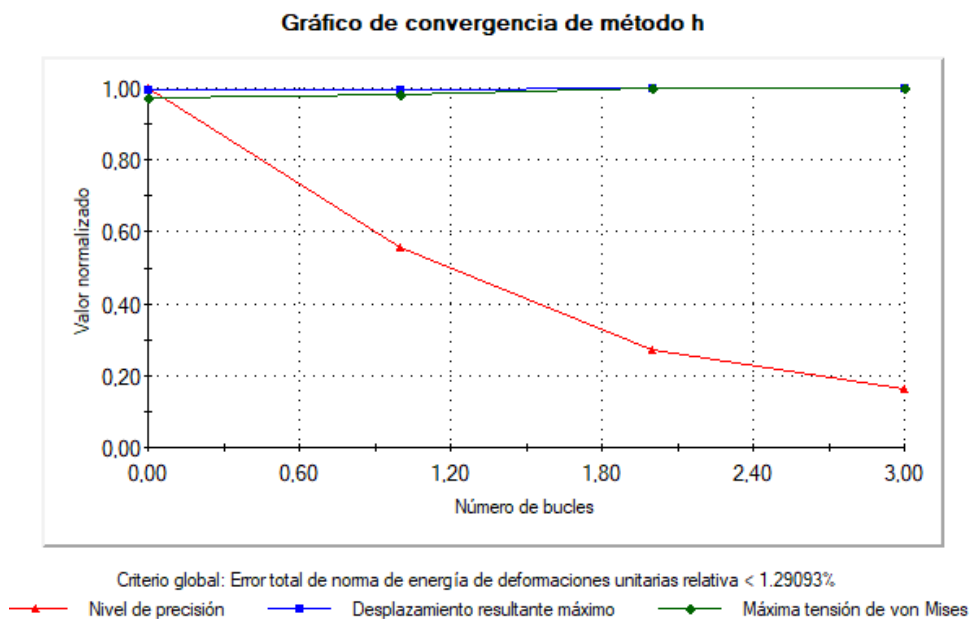
En la Figura 39, se muestra el factor de seguridad del elemento analizado, donde se observa un FS mínimos de 5.46, que indica que el portaplanetas soporta la carga a la que se encuentra sometido

Figura 39

**Factor de seguridad del portaplanetas de la etapa 3**

En la Figura 40 se puede observar la gráfica de convergencia de la pieza analizada, claramente se observa que la tensión máxima de Von Mises llega a la convergencia mediante el método h.

Figura 40

**Gráfico de convergencia del portaplanetas del Reductor Planetario**

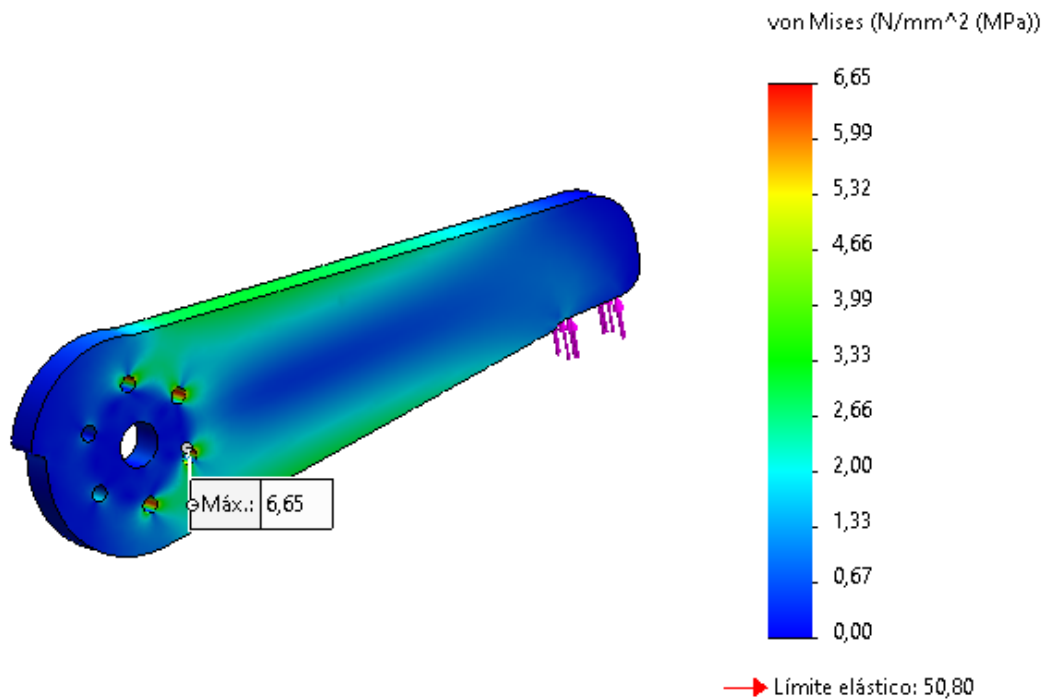


### Diseño del brazo de salida del sistema

El brazo de salida del sistema reductor de velocidad se encargará de aplicar la fuerza a la celda de carga, para su posterior medición, en la Figura 41 se muestra el análisis de tensiones, donde se tiene un esfuerzo máximo de 6.65 [MPa]

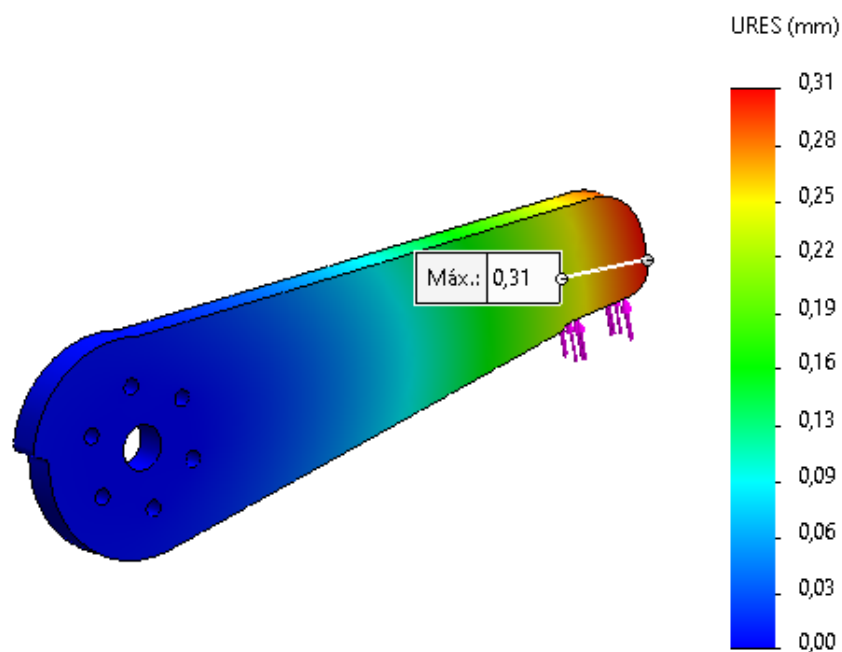
Figura 41

### Análisis estático del brazo de salida del sistema



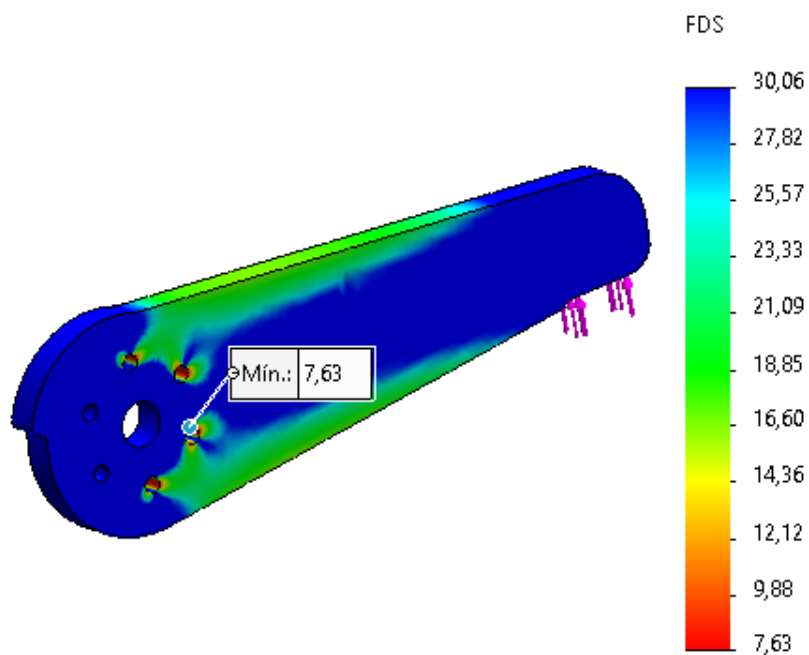
La máxima deflexión que presenta el brazo para la medición de torque del reductor planetario es de 0.31 [mm], en la Figura 42 se muestra el espectro de deflexiones del elemento analizado.

Figura 42

**Gráfico de deflexiones del brazo del sistemas Reductor Planetario**

En la Figura 43 se muestra el factor de seguridad del brazo, con un valor mínimo de 7.63. Se llega a la conclusión que el elemento cumple con el criterio demanda/capacidad.

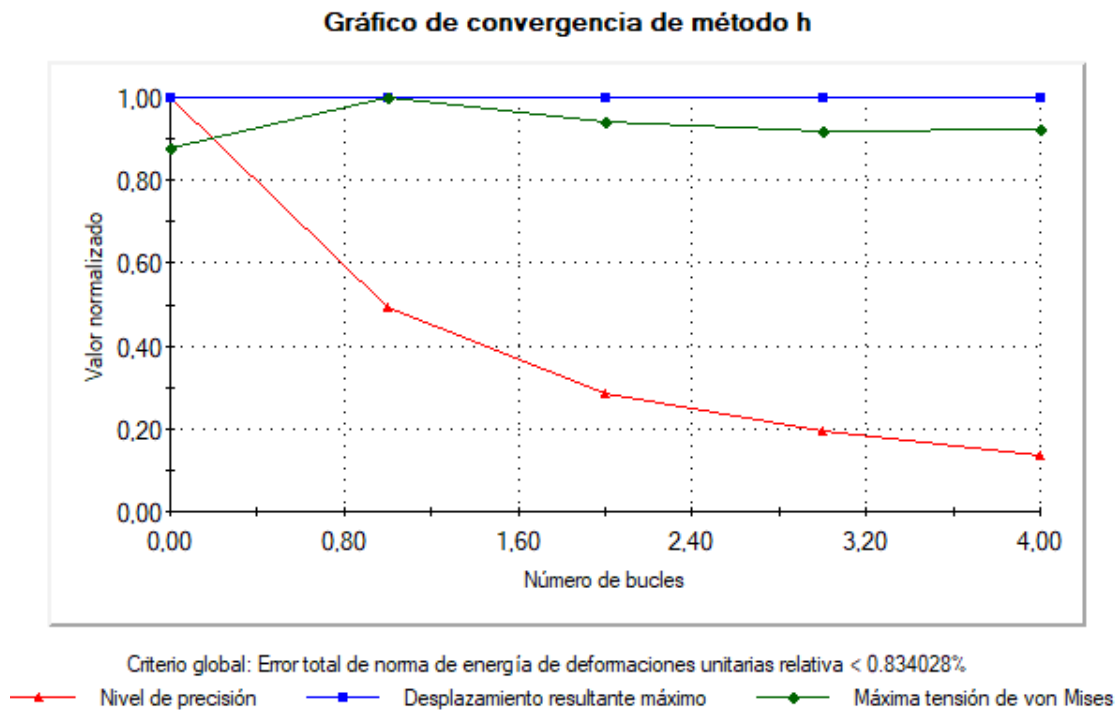
Figura 43

**Factor de seguridad del brazo de salida del sistema**

Para el análisis del brazo del sistema reductor planetario se ha empleado el método h en su mallado. En la Figura 44 se puede apreciar que la curva de tensión de Von Mises llega a la convergencia.

Figura 44

### Gráfico de convergencia del brazo del reductor planetario



### Análisis estático de la corona del reductor planetario

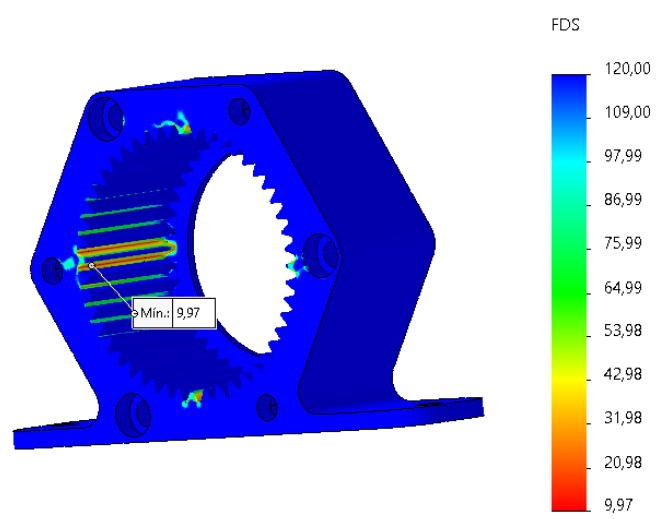
Se realizó el análisis de tensiones en la corona de la tercera etapa del reductor planetario debido a que es la etapa que soporta el mayor torque, como resultado del estudio estático se encontró un esfuerzo máximo de  $\sigma = 5.09 [MPa]$ , dicho valor no supera el límite elástico del material (ver Figura 45).



La corona del reductor planetario tiene un factor de seguridad mínimo de 9.97, lo que garantiza que el elemento funcione sin inconvenientes bajo las cargas a las que está sometido (ver Figura 47)

Figura 47

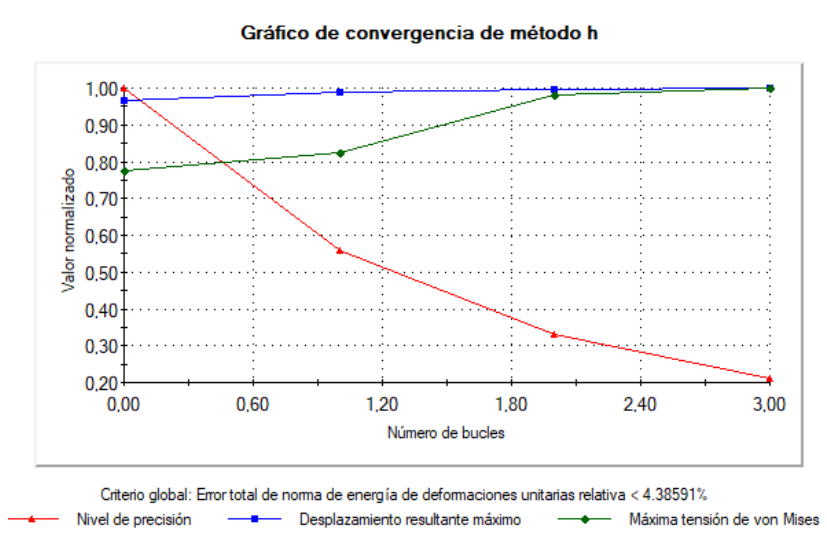
**Factor de seguridad de la corona del reductor planetario**



Para el análisis estático de la corona se utilizó el método h en el mallado. En la Figura 48 se muestra el trazado de convergencia, donde se evidencia que la curva de tensiones de Von Mises converge.

Figura 48

**Gráfico de convergencia de la corona del reductor planetario**

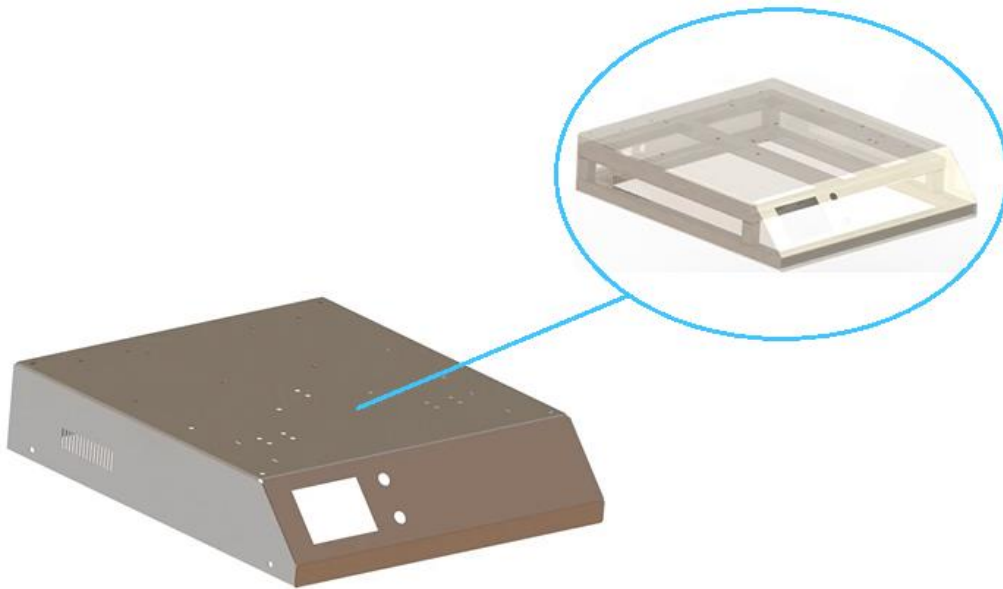


### ***Diseño de la estructura para el montaje de los mecanismos***

Una vez que se han diseñado los componentes mecánicos del sistema Harmonic Drive y el reductor por engranajes planetarios, se procede al diseño de la estructura para el montaje de los mecanismos, componentes electrónicos y la cubierta del banco de pruebas. En la Figura 49 se muestra el diseño de la estructura, la cual se ha realizado utilizando tubería cuadrada de 20 [mm] x 1.2 [mm] de espesor. Asimismo, la cubierta se ha fabricado con acero galvanizado para evitar la oxidación del material.

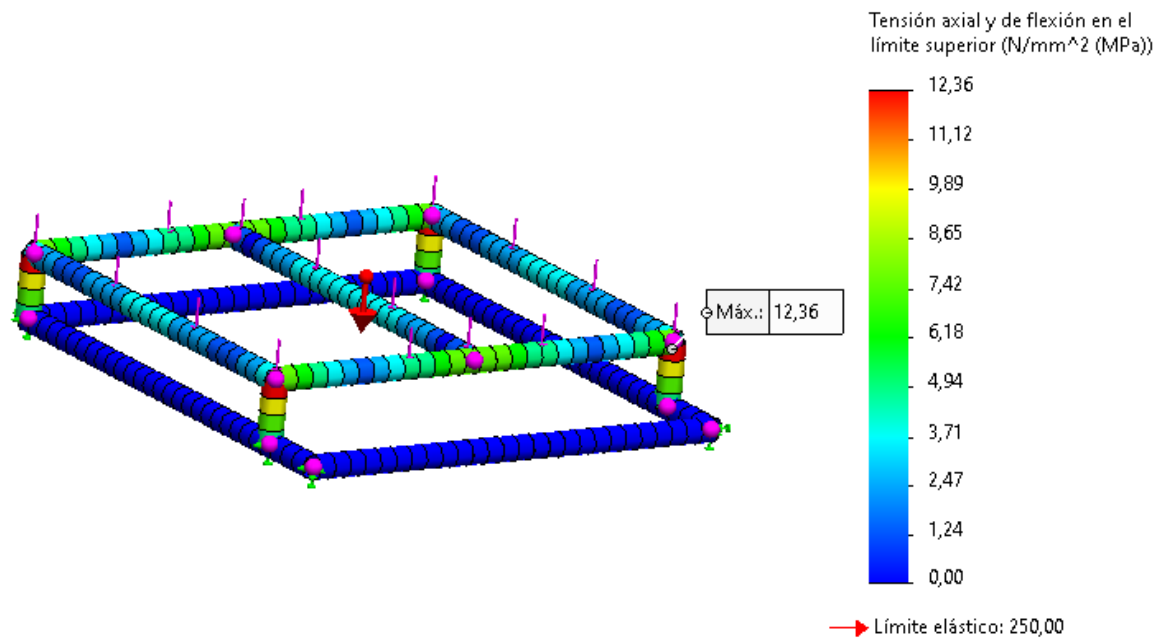
Figura 49

### ***Estructura para el banco de pruebas***



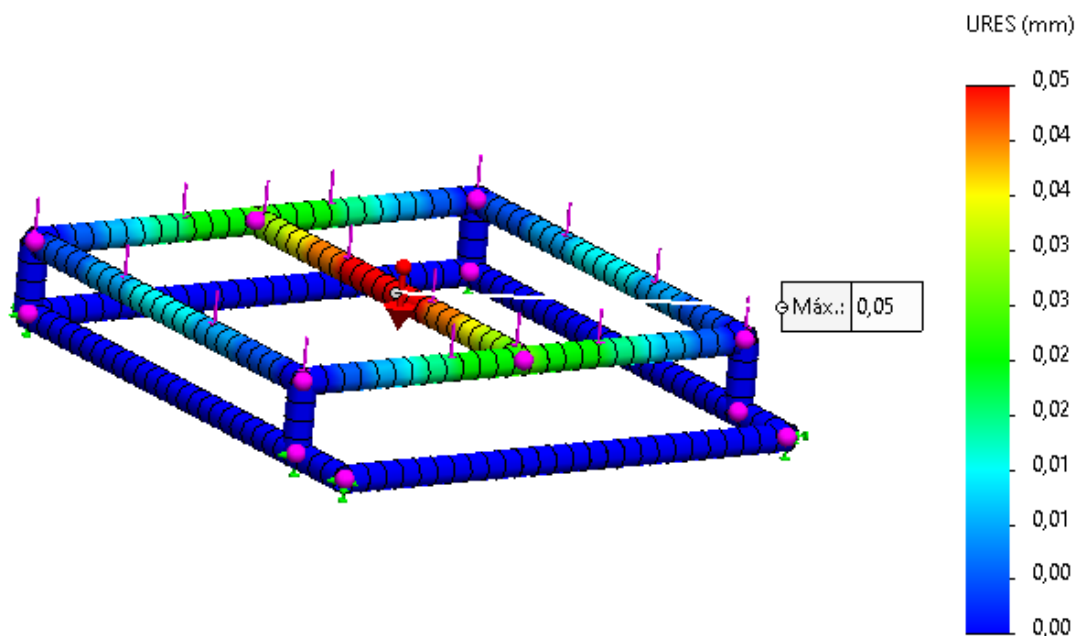
En la Figura 50, se puede observar el espectro de tensiones de la estructura, donde se puede apreciar un esfuerzo máximo de 12.36 [MPa], valor que se encuentra muy por debajo del límite elástico del material.

Figura 50

***Espectro de tensiones de la estructura del banco de pruebas***

En la Figura 51 se muestra el espectro de los desplazamientos de la estructura, donde se puede observar que la deflexión máxima alcanza los 0.05 [mm].

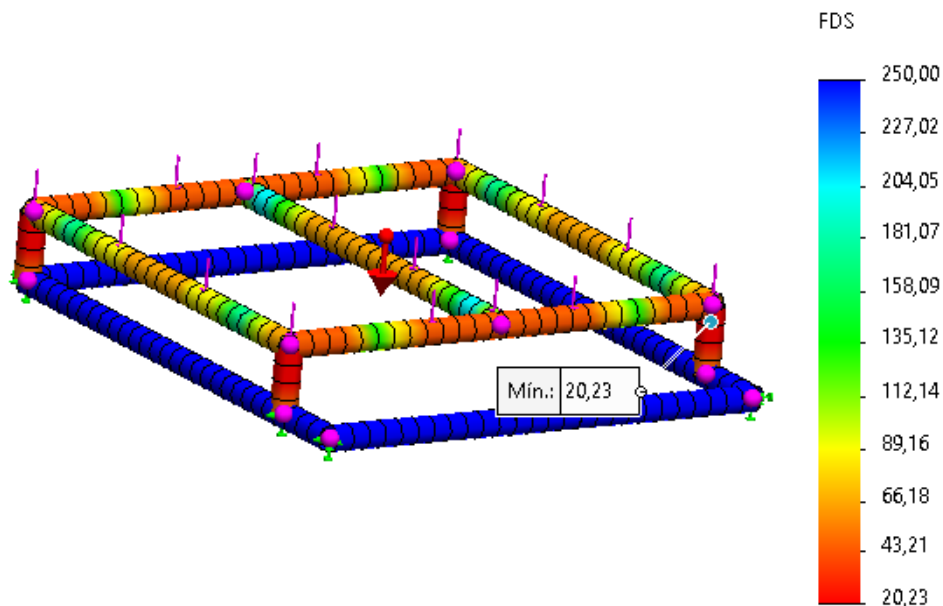
Figura 51

***Gráfico de deflexiones de la estructura del banco de pruebas***

La estructura es capaz de soportar las cargas aplicadas, con un factor de seguridad mínimo de 20.23. En la Figura 52 se muestra el correspondiente espectro.

Figura 52

### ***Factor de seguridad de la estructura de montaje***



### ***Diseño electrónico y de control***

En la presente sección se detalla el diseño, dimensionamiento y selección de los dispositivos electrónicos para el control del banco de pruebas.

#### **Diseño de la HMI**

La interfaz humano - máquina permite realizar cambios de velocidad de entrada de ambos mecanismos, además muestra en pantalla los valores de velocidad y torque obtenidos en las pruebas de cada sistema. Se ha seleccionado la pantalla Nextion de 2.8 pulgadas (ver Figura 53) que es compatible con Arduino y presenta las siguientes especificaciones técnicas:

- Resolución: 320x240
- Pantalla táctil: Resistiva
- Comunicación: Serial



- Memoria: 4 MB
- RAM: 3584 Byte
- Alimentación: 5 V
- Corriente: 90 mA
- Brillo: 180 nit

Figura 53

***Pantalla Nextion 2.8 pulgadas***



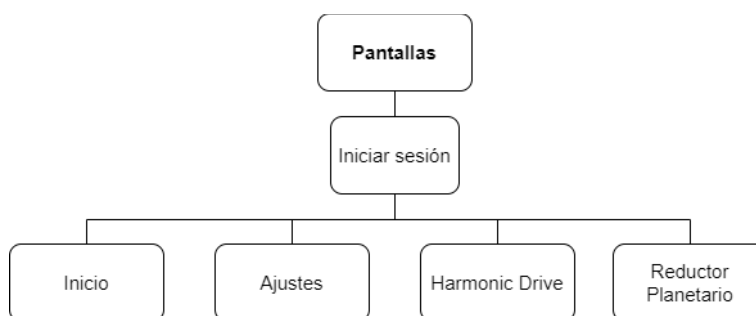
*Nota.* Tomado de “Pantalla Nextion NX3224T028 2.8 inch”, 2020, novatronic  
(<https://novatronic.com/index.php/product/pantalla-nextion-nx3224t028-2-8-inch/>)

Para el diseño de la HMI se ha tomado en cuenta las recomendaciones que establece la guía GEDIS. A continuación, se detalla la arquitectura, distribución de pantalla y navegación.

***Arquitectura***

La arquitectura de la interfaz se compone de las pantallas que se muestran en la Figura 54. Se decidió colocar la pantalla de inicio de sesión a fin de que únicamente la persona capacitada pueda acceder al banco de pruebas y realizar la práctica.

Figura 54

**Pantallas de la interfaz****Distribución de pantalla**

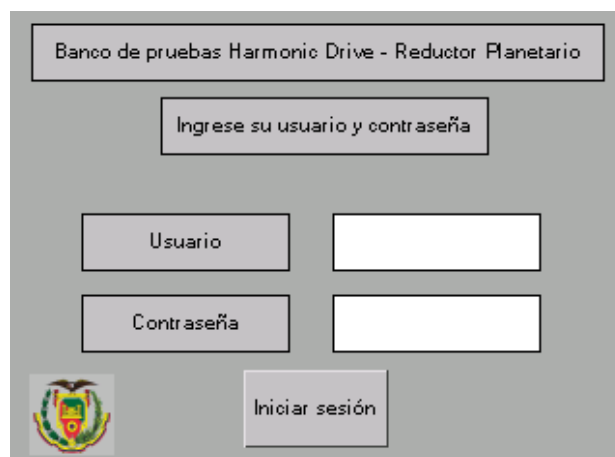
La distribución de pantalla se muestra en la Figura 55, en la parte superior se encuentra el encabezado, seguido del sinóptico en la zona central y en la parte inferior el logo y el menú de navegación para acceder a las diferentes pantallas.

Figura 55

**Distribución de pantalla de la interfaz****Pantalla: Iniciar sesión**

La pantalla que se muestra en la Figura 56, presenta el inicio de sesión, donde se solicita al operario ingresar el usuario y contraseña para acceder a la pantalla de inicio y visualizar las opciones disponibles para realizar la práctica en el banco de pruebas.

Figura 56

**Pantalla de inicio de sesión****Pantalla: Inicio**

Luego de haber iniciado sesión, se accede a la pantalla de inicio, en la cual se muestra el gráfico representativo del banco de pruebas y el menú de navegación para acceder al resto de pantallas. Además, sobre el logo se encuentra el botón para cerrar sesión y el botón que da acceso al modo manual (ver Figura 57), el cual permite realizar pequeños desplazamientos en los motores a fin de ubicar en una posición cómoda para desacoplarlos en el caso de requerir reemplazarlos o realizar un mantenimiento al equipo.

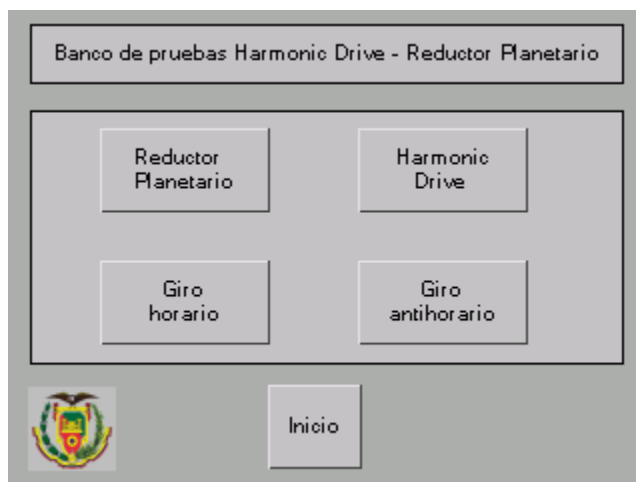
Figura 57

**Pantalla de inicio**

**Pantalla: Modo manual**

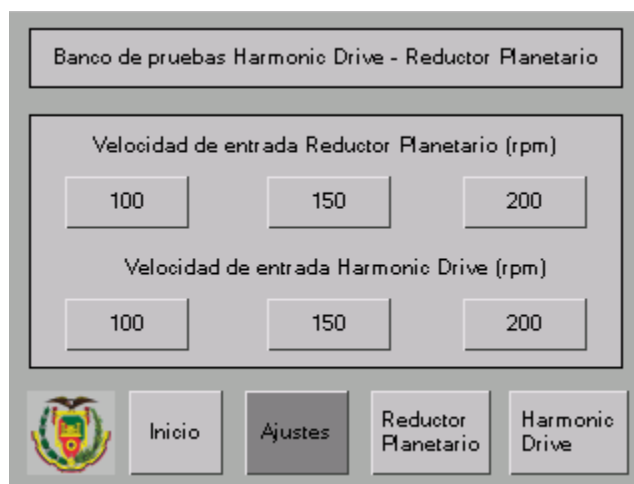
En la pantalla denominada "Modo Manual" que se puede observar en la Figura 58, se da acceso a la activación de los motores con el objetivo de ubicarlos en una posición que permita el desmontaje de los mismos, ya sea para realizar tareas de mantenimiento o reemplazo de algún componente.

Figura 58

**Pantalla de modo manual****Pantalla: Ajustes**

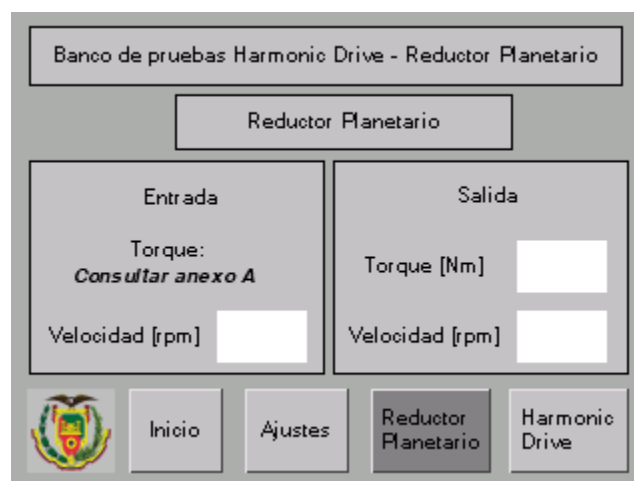
En la pantalla de ajustes (ver Figura 59) se puede asignar la velocidad de entrada de los sistemas Harmonic Drive o Reductor Planetario. Se tienen 3 opciones de velocidad (100, 150 y 200 rpm), una vez que se elija las velocidades de los sistemas se puede dirigir hacia las pantallas de los mecanismos para iniciar la prueba, de no seleccionar una velocidad, el equipo no ejecutará la prueba.

Figura 59

**Pantalla de ajustes****Pantalla: Reductor Planetario**

Finalmente, en la pantalla del mecanismo Reductor Planetario (ver Figura 60) se muestran los valores correspondientes a velocidad y torque de entrada y salida.

Figura 60

**Pantalla del sistema Reductor Planetario**

### ***Pantalla: Harmonic Drive***

La pantalla del mecanismo Harmonic Drive muestra los valores de velocidad y torque, tanto de entrada como de salida (ver Figura 61).

Figura 61

### ***Pantalla del sistema Harmonic Drive***



### **Algoritmo**

La plataforma Arduino utiliza una estructura de programación basada en un bucle infinito. Por esta razón, es importante definir correctamente las funciones y estructuras, de manera que los eventos puedan ejecutarse en los momentos adecuados sin interferir entre sí. Esto asegurará que las acciones se realicen oportunamente y sin conflictos que puedan derivar en un funcionamiento errático.

El proceso de regulación del voltaje para variar el torque se excluye de la programación debido a que se realizará de forma manual mediante un regulador de voltaje variable.

### ***Controlador principal (maestro)***

La estructura principal se basa en un bucle que selecciona páginas y eventos utilizando los datos proporcionados por la HMI. En cada ejecución del bucle principal, se verifica si hay nuevos datos en el puerto serial asociado a la interfaz. En caso de existir, se actualizan los parámetros que corresponden a la página, velocidad y reductor seleccionado.

Las pruebas se realizan únicamente después de seleccionar una velocidad y asegurando de que la HMI se encuentre en la ventana correspondiente al mecanismo reductor en el que se desea llevar a cabo la prueba.

Al iniciar la prueba, se actualiza el dataset del convertidor analógico-digital correspondiente a la celda de carga para obtener una nueva lectura. A continuación, se envían los parámetros del tipo de reductor y la velocidad seleccionados al controlador esclavo encargado del movimiento de los motores, mientras que el controlador principal entra en un bucle de lectura de la celda de carga. En el modo manual, solo se envían los parámetros del reductor y el sentido de giro seleccionados.

Dentro del bucle para medir el torque, el dato se actualiza únicamente cuando se registra un valor superior al previamente guardado, es decir, se mantiene siempre el dato de la lectura más alta. El bucle de lectura finaliza cuando se recibe el dato devuelto por el controlador esclavo, el cual corresponde a la velocidad registrada durante la prueba.

Después de completar la prueba, se activa la función diseñada para enviar los datos a la HMI. Esta función determina en qué ventana de texto se mostrarán los datos y la información requerida.

### ***Controlador secundario (esclavo)***

Al igual que el controlador principal, el controlador esclavo también está a la espera de un evento, en este caso, enviado por el controlador maestro. Una vez que se produce un evento, se ejecuta una estructura de selección de tipo switch, que determina la secuencia de acciones a realizar por los motores.

Según la selección realizada, la función responsable del desplazamiento de los motores configura los pines de dirección, habilitación y pulsos del motor correspondiente. También se ha programado una función adicional para realizar los desplazamientos en modo manual.

Al iniciar la secuencia seleccionada, se lleva a cabo la medición de velocidad mediante el uso de los pulsos registrados por los encoders y la función "millis()", que calcula el tiempo

transcurrido sin verse afectado por pausas u otros eventos. Los pulsos se leen a través de los pines de interrupción del controlador, lo que evita que la lectura interfiera con la ejecución de la función de desplazamiento en los motores. Las interrupciones se configuran de tal manera que se registre cada cambio en el nivel de voltaje, lo que permite obtener una mayor resolución.

### ***Pantalla HMI***

Las pantallas Nextion utilizan un entorno de programación propio que consiste en un conjunto de instrucciones para crear elementos interactivos como botones, imágenes y texto. Además, se pueden programar eventos para controlar la lógica del funcionamiento del algoritmo.

La comunicación entre la pantalla y el controlador Maestro se establece a través del puerto serial, utilizando caracteres alfabéticos que indican las acciones requeridas en la secuencia del algoritmo.

El resultado de la programación de los controladores (maestro y esclavo) y la pantalla da como resultado la secuencia que se muestra en la Figura 62 y la Figura 63 para el reductor planetario y Harmonic Drive respectivamente, el proceso que realiza cada mecanismo reductor del banco de pruebas es el siguiente:

1. Desplazamiento rápido hacia el fin de carrera para ubicar el brazo en la posición deseada
2. Avance a una velocidad media para permitir que el motor arranque correctamente
3. Desplazamiento a la velocidad seleccionada en la HMI
4. Avance lento para medir el torque de manera más precisa
5. Retroceso rápido para eliminar la carga en la celda.



Figura 62

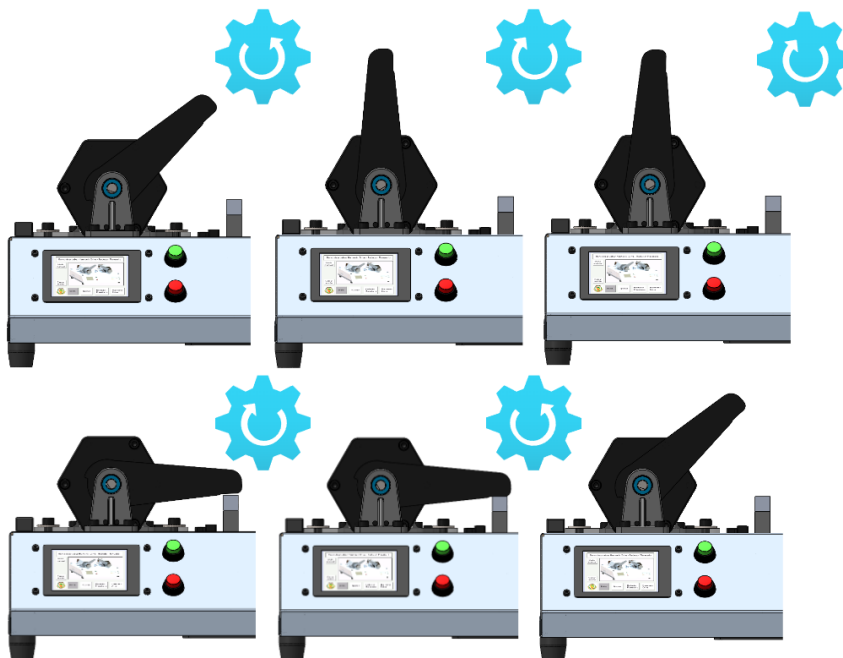
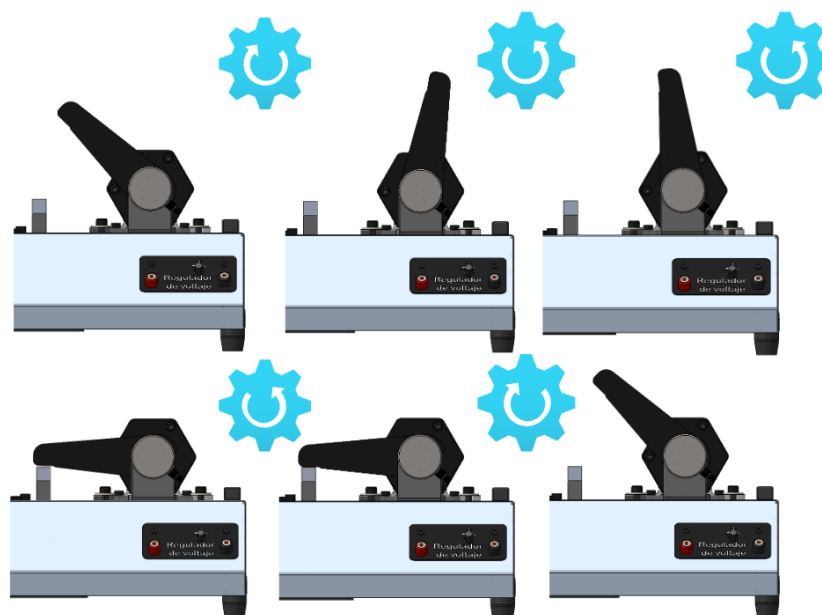
**Secuencia durante la ejecución para el reductor planetario**

Figura 63

**Secuencia durante la ejecución para el reductor Harmonic Drive**

## Diseño de las PCB

Después de establecer el uso de la comunicación maestro-esclavo, se tomó la decisión de crear un circuito impreso individual para cada controlador, junto con sus respectivos componentes. Para el diseño de las placas, se han tenido en cuenta las recomendaciones proporcionadas por la norma IPC-2221.

### ***Cálculo del ancho de pista***

Como punto de partida, se elaboró un listado de componentes para determinar la corriente consumida por el circuito, con el objetivo de dimensionar el ancho de las pistas de la placa PCB, dicho listado se encuentra resumido en la Tabla 8.

Tabla 8

### ***Consumo de corriente de elementos electrónicos***

<b>CONSUMO DE CORRIENTE</b>					
<b>No</b>	<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Voltaje [V]</b>	<b>Corriente [A]</b>	<b>Corriente Total [A]</b>
1	Motor a pasos	1	24	2.0000	2.000
2	Ventilador	3	12	0.0900	0.270
3	Arduino Mega	1	12	0.0620	0.062
4	HMI	1	5	0.0900	0.090
5	Celda de carga	1	5	0.0100	0.010
6	Pulsador	2	5	0.0005	0.001
7	Fin de carrera	2	5	0.0005	0.001
8	Encoder	2	5	0.0800	0.160
<b>Total</b>					<b>2.594</b>

Conociendo el valor máximo de corriente que atraviesa por el circuito, se puede determinar el área de la sección de la pista mediante la formulación proporcionada por la norma IPC-2221:

$$A = \left( \frac{I}{k \cdot \Delta T^b} \right)^{\frac{1}{c}}$$

Donde:  $I$  : corriente máxima

$\Delta T$  : aumento de temperatura

$k = 0.048$ ,  $b = 0.44$  y  $c = 0.725$  (constantes para pistas en capas externas)

$A$  : área de la sección de la pista

$$A = 31.088 [\text{mil}^2]$$

Una vez que se ha determinado el área, se puede calcular el ancho de pista:

$$W = \frac{A}{t \cdot 1.378}$$

Donde  $W$  : ancho de pista

$t$  : espesor de pista

$$W = 22.56 [\text{mil}]$$

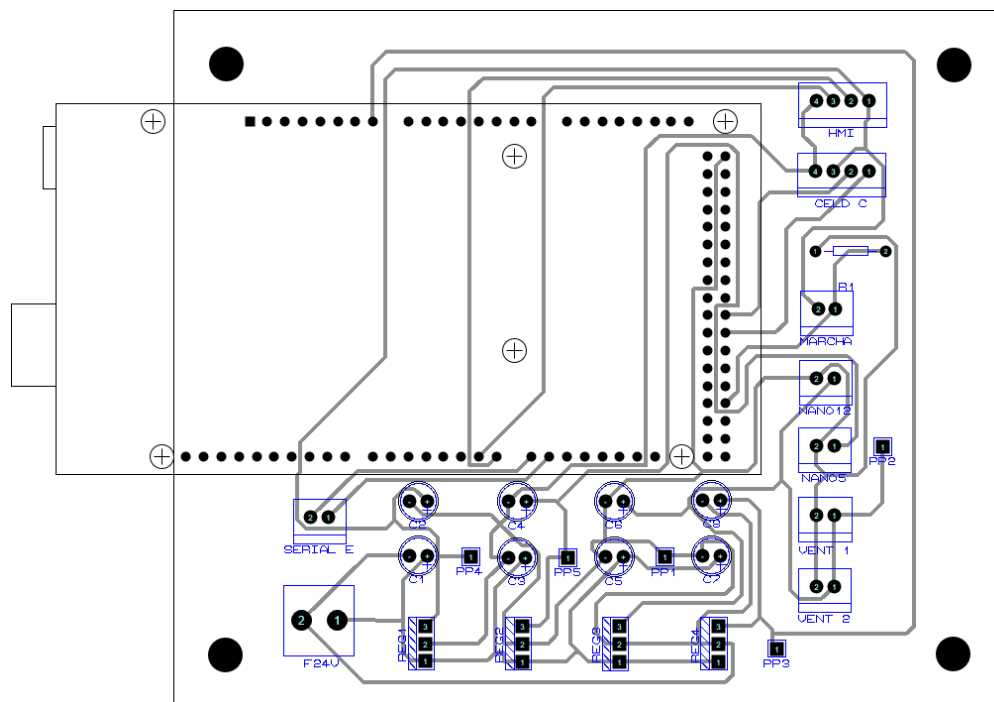
Para la alimentación adecuada de los elementos electrónicos se utilizan reguladores de voltaje LM7805 y LM7812 para obtener puntos de alimentación de 5 [V] y 12 [V] respectivamente

El voltaje de alimentación para los motores a pasos se regulará a través de un módulo elevador de voltaje con el fin de variar el torque de entrada y por consiguiente el torque de salida.

### ***Placa PCB para el controlador maestro***

Conociendo el valor del ancho de pista para los circuitos impresos, se realiza la distribución de componentes (ver Figura 64 y Figura 65). Teniendo en cuenta la necesidad de refrigeración de los reguladores de voltaje, han sido colocado juntos para aprovechar el flujo de aire, de manera que solo se requiera un ventilador para su enfriamiento.

Figura 64

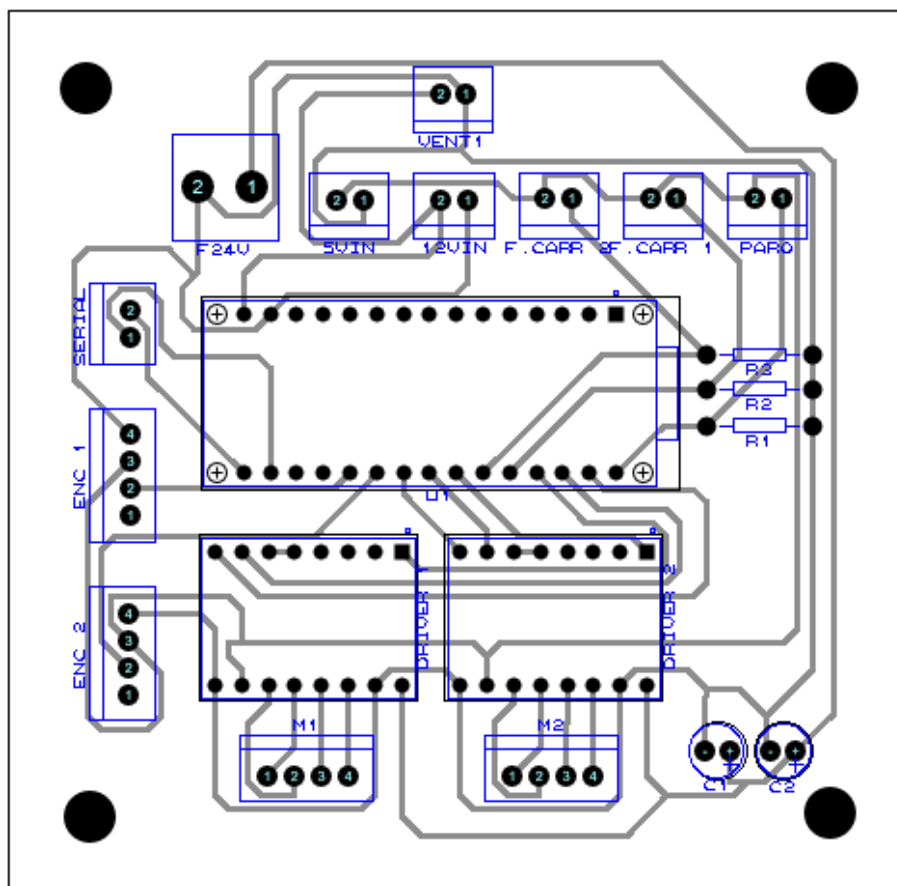
**Distribución de componentes y enrutamiento de la placa PCB maestro**

Otra consideración de suma importancia es la colocación de la máscara de componentes, para la fácil ubicación de los mismos, y en caso de que el circuito requiera mantenimiento estos sean detectados sin mayor inconveniente.

**Placa PCB para el controlador esclavo**

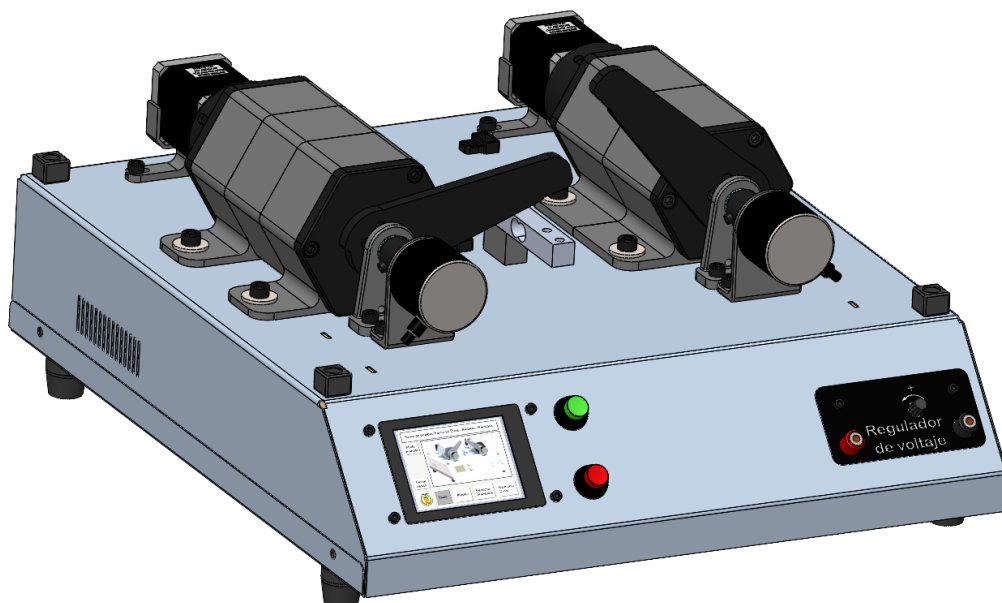
Los componentes principales del controlador esclavo son: Arduino nano, drivers para los motores a pasos, puertos de comunicación serial y alimentación del circuito. Considerando la facilidad de montaje y desmontaje de los elementos en los circuitos, se colocaron conectores molex de 2 y 4 pines.

Figura 65

**Distribución de componentes y enrutamiento de la placa PCB esclavo****Integración de sistemas**

La integración de sistemas consiste en combinar los elementos mecánicos, electrónicos, de instrumentación y control en un único conjunto para crear el banco de pruebas. En la presente sección, se describe el montaje de los componentes con el objetivo de facilitar la conexión y desconexión de los subsistemas, lo que permite obtener un producto modular (ver Figura 66).

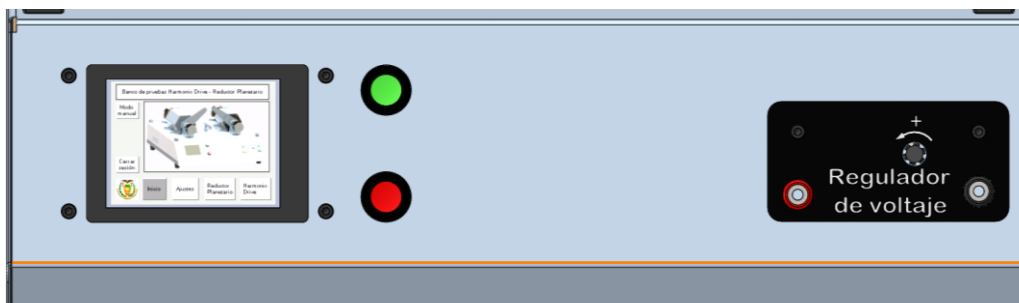
Figura 66

**Modelo CAD del banco de pruebas**

En la parte frontal se encuentra la HMI como se muestra en la Figura 67, la cual se sujeta utilizando una pieza impresa en 3D y cuatro tornillos. Junto a ella, se encuentran los botones de marcha y paro, los cuales están identificados por su color verde y rojo, respectivamente.

El regulador de voltaje también se fija utilizando dos tornillos en la parte exterior. Dicho regulador se puede ajustar mediante una perilla y se mide la tensión entre los terminales tipo banana con ayuda de un multímetro.

Figura 67

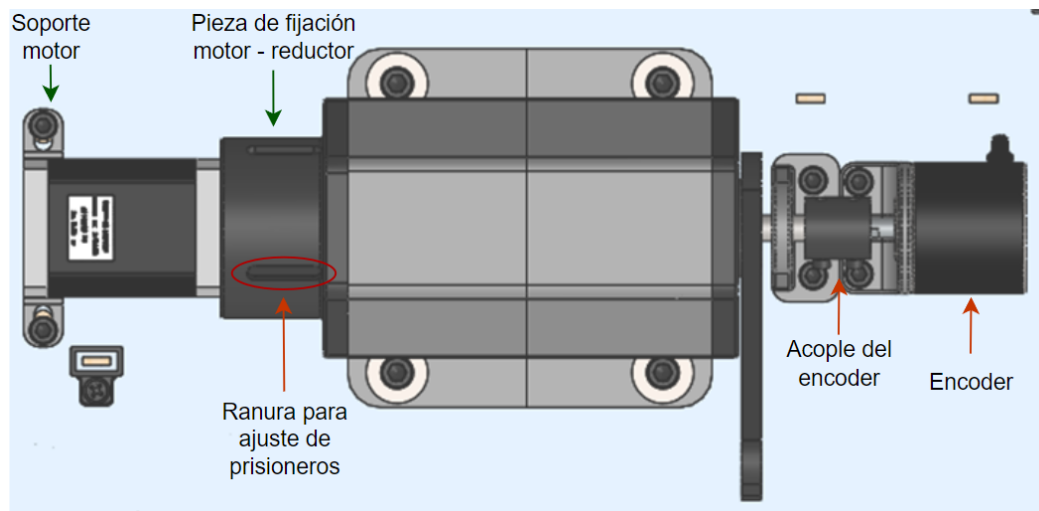
**Vista frontal de la cubierta metálica**

Cada mecanismo reductor cuenta con un encoder en la parte frontal que se conecta al eje de salida. Es importante destacar que el propósito principal del eje es transmitir el giro de los reductores al encoder, es decir, no soporta ninguna carga de torsión significativa.

En la parte posterior de cada mecanismo, el motor se acopla mediante una pieza que ayuda a fijarlo al reductor. El eje del motor se conecta al eje de entrada mediante un acople flexible, lo que permite compensar cualquier pequeño desalineamiento. Además, para facilitar el ajuste del acople, es necesario ubicar los prisioneros en una posición cómoda utilizando el modo manual en la HMI. Luego, se procede a desatornillar a través de la ranura que se muestra en la Figura 68. Adicionalmente, se utiliza un soporte en la base del motor para evitar que el peso del mismo pueda dañar la pieza de fijación.

Figura 68

### ***Distribución de elementos de los mecanismos reductores***



El conector de energía, el botón de encendido y el portafusibles se encuentran en la parte posterior del prototipo (ver Figura 69).

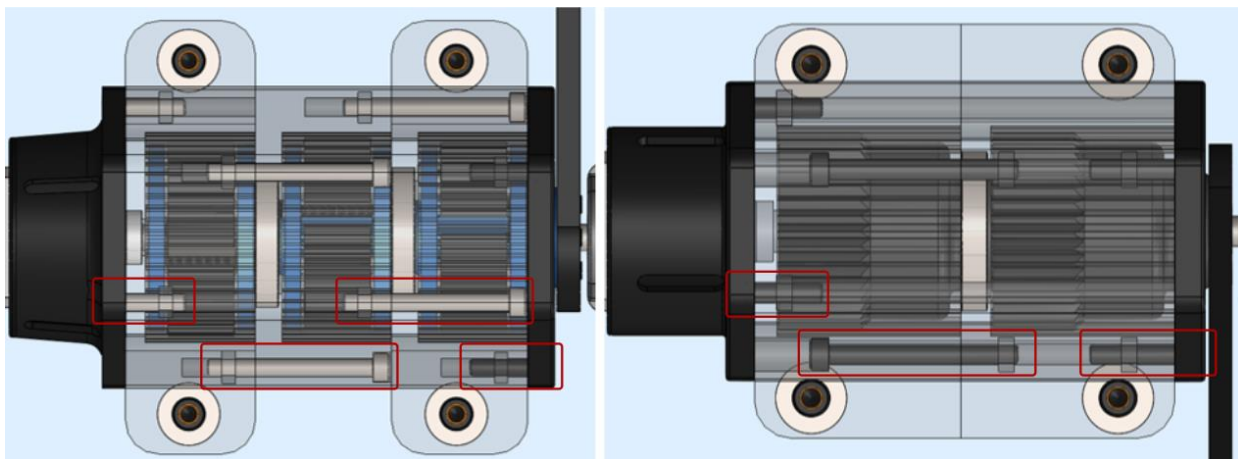
Figura 69

***Vista posterior del prototipo***

Para conectar las etapas de los mecanismos, se utilizan pernos Allen distribuidos uniformemente, con un total de 3 tornillos por cada conexión (ver Figura 70).

Durante la impresión, las tuercas se insertan de manera que forman parte integral de la pieza. Este método facilita y agiliza el montaje de las etapas, lo cual permite un montaje muy práctico.

Figura 70

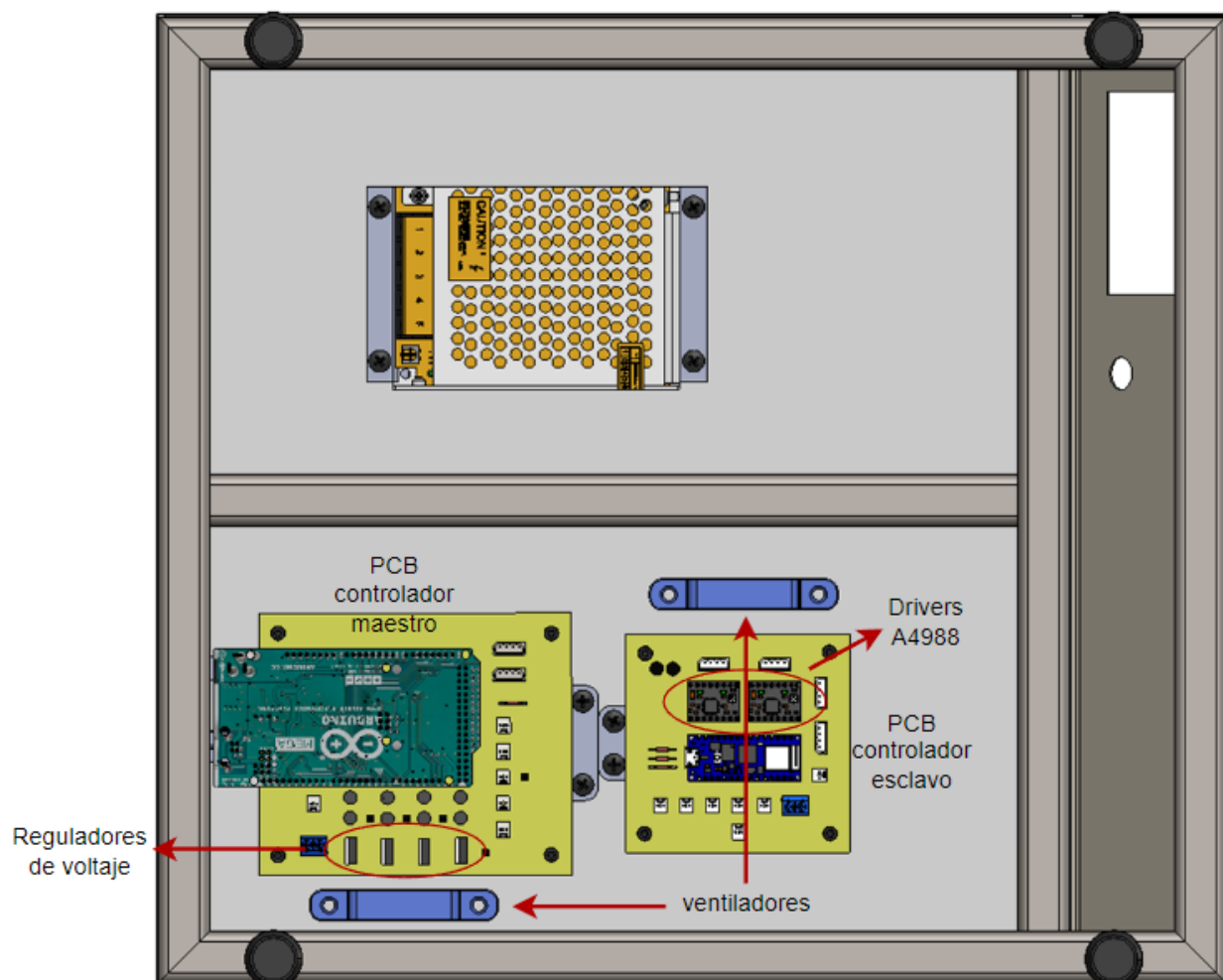
***Vista de elementos de conexión entre etapas de los reductores***



La fuente de alimentación y las placas PCB se encuentran ubicadas dentro de la estructura. Se han diseñado soportes específicos para estos elementos, facilitando su montaje. Además, los ventiladores encargados de la refrigeración están ubicados para generar un flujo de aire sobre los reguladores de voltaje y los controladores de los motores. Dicha distribución de elementos se muestra en la Figura 71.

Figura 71

***Distribución de circuitos impresos y fuente de alimentación***



## Capítulo IV

### Construcción, pruebas y resultados

En el capítulo construcción, pruebas y resultados se presenta la implementación del sistema, que incluye el proceso de montaje, calibración de los drivers y sensores, pruebas de funcionamiento y la definición de los parámetros necesarios para ejecutar las pruebas de manera óptima. Además, se proporciona información complementaria sobre las pruebas de torque realizadas para tabular los valores esperados en función de los voltajes configurados.

#### Construcción del banco de pruebas

En primera instancia se abordará la manufactura y montaje de los subsistemas que conforman el proyecto, se describe brevemente el procedimiento y se indica las observaciones que se consideran importantes.

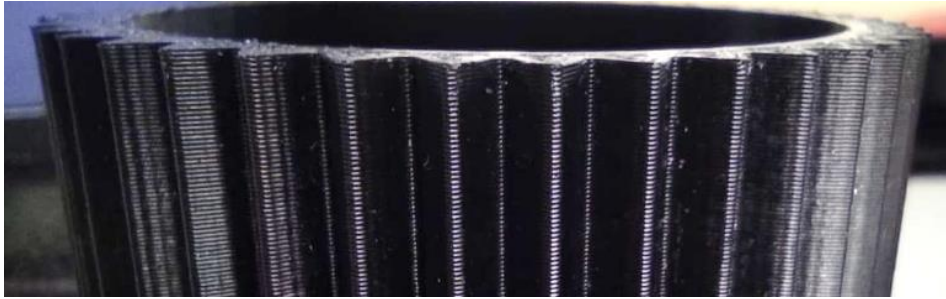
#### *Mecanismos reductores*

La fabricación de los mecanismos reductores se realizó mediante manufactura aditiva FFF. Los parámetros de impresión utilizados son:

- Materiales: PLA, TPU
- Altura de capa: 0.16 [mm]
- Resolución XY: 0.4 [mm]
- Temperatura de impresión: 212 [°C]

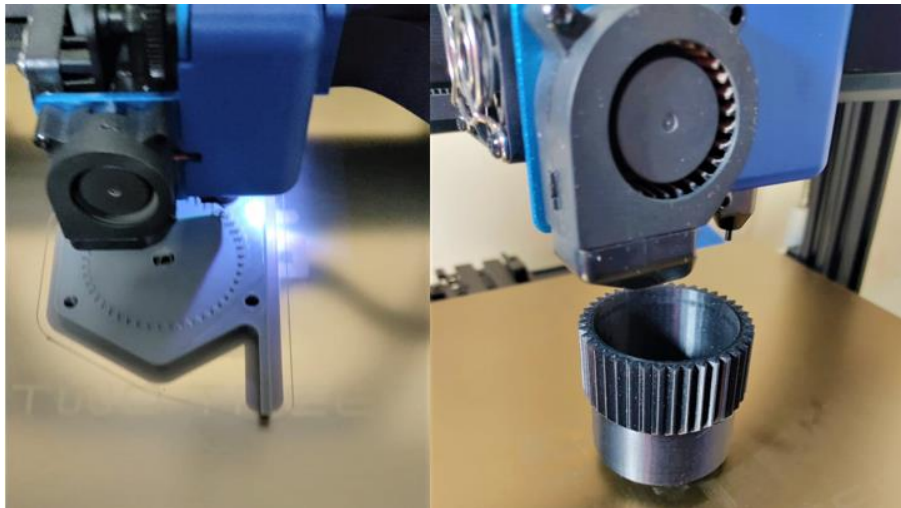
El sentido de laminado seleccionado permite que los dientes de los engranajes presenten una mayor resistencia en comparación con otros sentidos de impresión posibles. En la Figura 72, se puede apreciar el sentido de las capas en un engranaje impreso realizado para el proyecto.

Figura 72

***Dirección de laminado de los engranajes impresos***

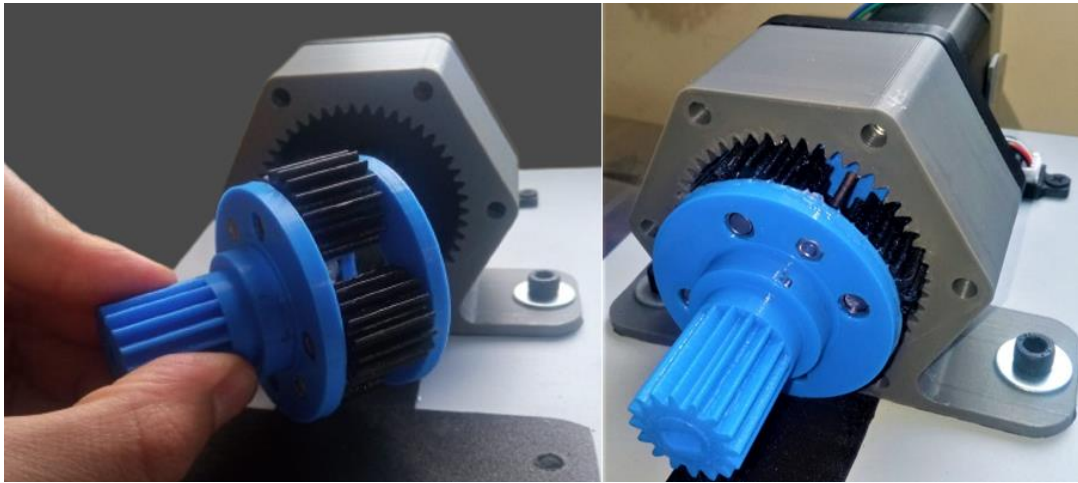
En la Figura 73 se muestra el proceso de impresión de dos piezas. A la izquierda, se encuentra la corona, mientras que a la derecha se muestra el engranaje flexible del reductor Harmonic Drive.

Figura 73

***Impresión de corona y engranaje flexible***

Posterior a la fabricación de las piezas se realiza el montaje correspondiente con los elementos previamente lubricados (ver Figura 74).

Figura 74

**Montaje de los mecanismos reductores****Estructura**

La estructura principal se construye utilizando tubos cuadrados de 20x20 [mm] con un espesor de 1.2 [mm] de acero ASTM A36. Los tubos están soldados mediante el proceso de soldadura SMAW, utilizando un electrodo 6011. En la Figura 75 se muestra la estructura después de ser soldada y pintada para evitar la oxidación.

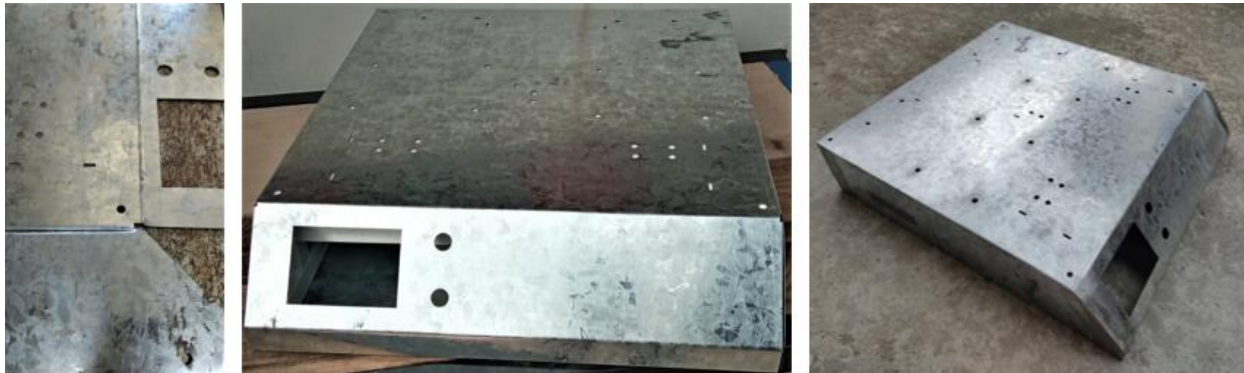
Figura 75

**Construcción de la estructura de soporte**

Se utiliza chapa metálica galvanizada de 0.7 [mm] de grosor para realizar la cubierta. Primero, se corta utilizando una cortadora láser de fibra, luego, se pliega y se verifica que ajuste correctamente con la estructura. Por último, se suelda la cubierta utilizando el proceso de soldadura GMAW para asegurar su firmeza. Los resultados posteriores a cada proceso se muestran en la Figura 76.

Figura 76

### ***Construcción de la cubierta metálica***



### ***Circuitos impresos***

Las placas PCB tanto del controlador Maestro como esclavo se realizaron bajo el proceso de grabado químico, además se colocó una capa UV para proteger las pistas de los circuitos. También se ha colocado la máscara de componentes con la finalidad de ubicar los componentes electrónicos con mayor facilidad. En la Figura 77 y Figura 78 se muestran los circuitos impresos del controlador Maestro y Esclavo respectivamente.



Figura 77

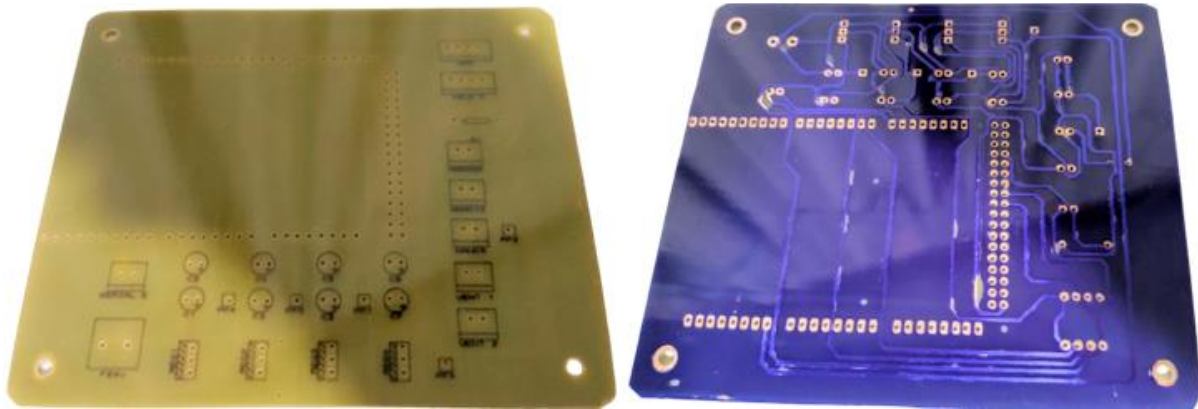
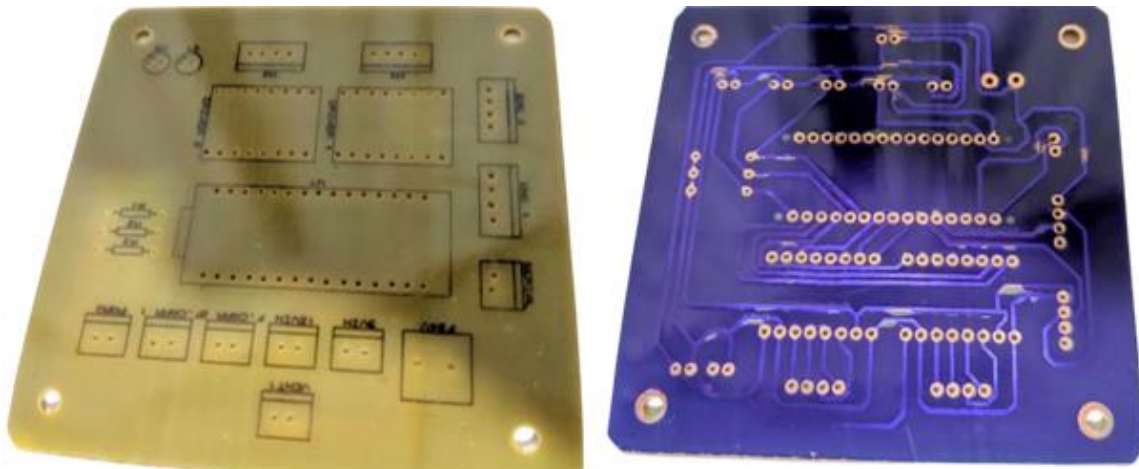
**Vista superior e inferior de la PCB "Maestro"**

Figura 78

**Vista superior e inferior de la PCB "Esclavo"**

El siguiente paso es el montaje de componentes y la soldadura de los mismos. En la Figura 79 y Figura 80 se muestra la comparación entre el modelo 3D y la placa construida en su totalidad.

Figura 79

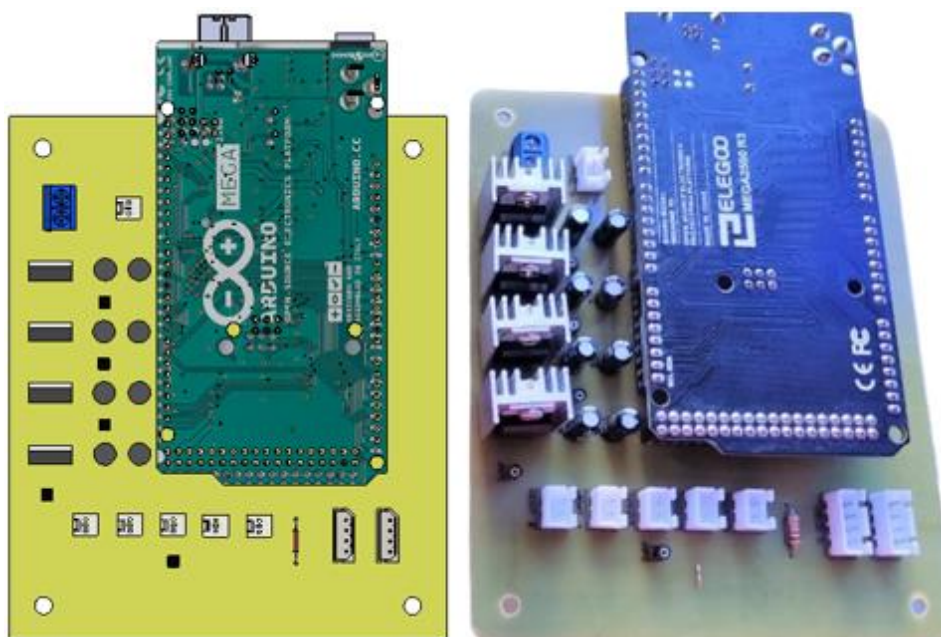
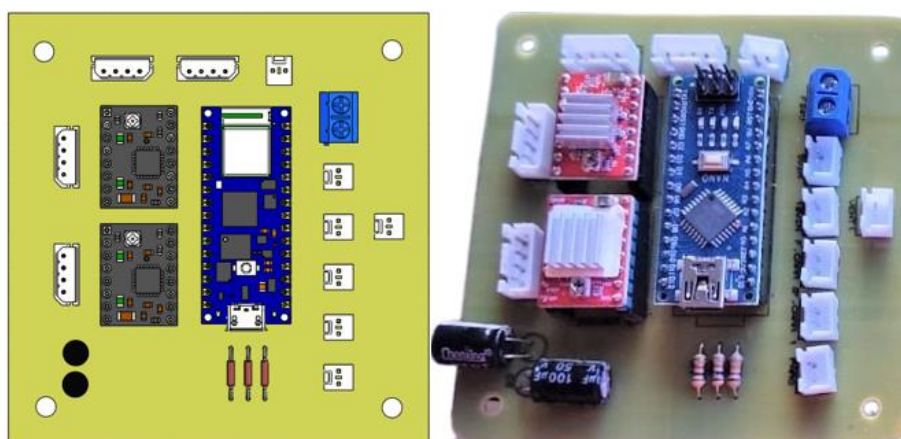
**Modelo CAD y circuito implementado del controlador "Maestro"**

Figura 80

**Modelo CAD y circuito implementado del controlador "Esclavo"**

Una vez que se han soldado todos los componentes en las dos placas, se realizaron pruebas de continuidad en los circuitos antes de energizarlos.

Como etapa final, una vez que todos los subsistemas han sido construidos, se procede a integrarlos en la construcción final del banco de pruebas. El resultado se muestra en la Figura 81, en la cual se compara una imagen renderizada del modelo CAD con el prototipo completamente implementado.

Figura 81

***Modelo CAD renderizado y prototipo construido***



**Pruebas y resultados**

Con el fin de evaluar el rendimiento del equipo y la consistencia de los datos medidos por el subsistema de instrumentación, se han llevado a cabo las pruebas necesarias y se ha configurado la secuencia de ejecución para cada mecanismo. Dichas pruebas se han realizado para asegurar que las mediciones se realicen de la manera más eficiente posible, a la vez que se restringen los rangos de los parámetros de entrada con el objetivo de evitar comportamientos incorrectos y, por consiguiente, lecturas inconsistentes.

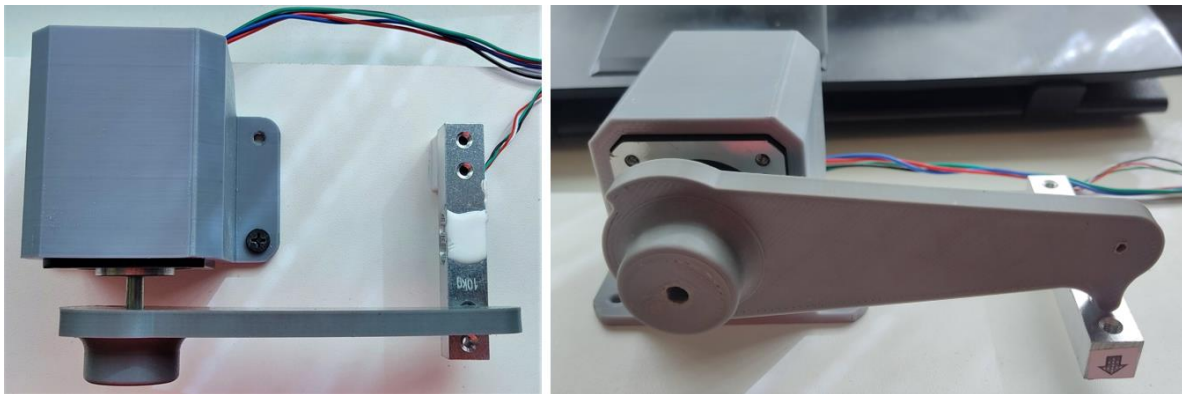


### ***Prueba de torque***

Dado que no se mide el torque de entrada en el equipo, se realizaron pruebas para determinar el torque que se puede obtener en función del voltaje configurado. Para ello, se fijó uno de los motores y se utilizó una celda de carga para registrar los valores máximos de torque. La configuración utilizada se muestra en la Figura 82. Para el segundo motor se repitió la prueba en condiciones similares.

Figura 82

### ***Montaje utilizado para pruebas de torque en la entrada***



Conociendo que el sensor requiere un tiempo de respuesta mecánica y un tiempo de estabilización, especialmente para cargas súbitas, lo ideal es medir el torque con el motor en estado de retención. Para lograr esto, se aproxima el brazo de medición a la celda de carga utilizando avances relativamente pequeños, con el objetivo de obtener un valor medido lo más cercano posible al valor real.

Con el fin de que el avance sea lo más uniforme posible, se utilizó la configuración de 1/4 de paso en el controlador del motor. Durante las pruebas, se observó que incluso mínimas variaciones de posición en la fijación del motor cuando se usa la configuración de paso completo podrían causar una fluctuación de hasta 0.015 [Nm] en la lectura de entrada, lo que se traduciría en una variación de hasta 0.96 [Nm] en el resultado final, afectando significativamente la precisión de la medición en la salida.

Al implementar las medidas para reducir las variaciones en los valores leídos, se logró obtener fluctuaciones inferiores a 2 [mN·m] en la entrada. Esto significa que ahora es posible obtener una medida más precisa en la salida.

Dadas las observaciones descritas, se ha establecido un procedimiento para realizar las pruebas de torque de entrada que permiten obtener resultados consistentes y que se pueden replicar.

### ***Procedimiento para determinar el torque de entrada***

Se ha desarrollado un procedimiento para llevar a cabo pruebas de torque de un motor a pasos utilizando una celda de carga. El procedimiento cumple con las siguientes condiciones:

- Se coloca el brazo de palanca en posición perpendicular a la celda de carga.
- La longitud del brazo de palanca es de 10 cm, desde el centro del reductor hasta el centro de la zona de contacto con la celda de carga.
- Se verifica la calibración previa de la celda de carga para asegurarse de que no haya variaciones mayores a  $\pm 0.002$  [kg] entre las mediciones.
- Se configura el motor a pasos para funcionar a  $\frac{1}{4}$  de paso, lo que equivale a 800 micropasos por revolución. Esta elección aumenta la resolución angular, reduciendo vibraciones y ruido.
- La razón de avance para la prueba en el reductor Planetario es de 1 micropaso por cada 375 [ms]. Para avances más lentos no se registró variaciones significativas de torque.
- Se ajusta la potencia eléctrica suministrada por los drivers para lograr un torque en el actuador de  $110 \pm 2$  [mN·m] a  $12 \pm 0.5$  [V] (dentro del rango indicado los resultados de eficiencia no presentan cambios significativos), en el caso del reductor planetario.

Nota: Para las pruebas en el reductor Harmonic Drive, que tiene una relación de transmisión muy alta (400:1), no es posible aplicar la misma velocidad de entrada que en el reductor planetario debido al tiempo que requeriría la prueba. Por lo tanto, después de realizar varias pruebas, se determinó que una velocidad de 1 micropaso por milisegundo proporciona resultados consistentes.

Los resultados de las mediciones del torque de salida realizadas se presentan en la Tabla 9, cuando se aplica un voltaje de 12.03 [V] en la entrada.

Tabla 9

***Datos de entrada del reductor planetario con 12 V de alimentación***

<b>Voltaje de entrada = 12.03 [V], Voltaje en la bobina 341 [mV]</b>				
<b>No.</b>	<b>Torque de entrada [mN·m]</b>	<b>Torque de salida teórico [Nm]</b>	<b>Torque de salida medido [Nm]</b>	<b>Eficiencia [%]</b>
1	108.04	6.914	6.24	90.24
2	108.10	6.918	6.21	89.76
3	108.96	6.973	6.25	89.63
4	108.73	6.958	6.22	89.38
5	109.09	6.981	6.23	89.23
6	109.17	6.986	6.22	89.02
7	109.58	7.013	6.24	88.98
8	108.92	6.097	6.21	89.08
9	108.26	6.992	6.22	88.95
10	109.73	7.022	6.23	88.71

El procedimiento se repitió con voltajes de entrada de 20.02 [V]. En la Tabla 10 se presenta los resultados promedio obtenidos.

Tabla 10

**Datos promedio de torque del reductor planetario**

<b>Voltaje de entrada</b> <b>[V]</b>	<b>Torque de salida</b> <b>[Nm]</b>	<b>Eficiencia</b> <b>[%]</b>	<b>Desviación estándar</b> <b>[mN· m]</b>
12.03	6.227	89.30	13.4
20.02	5.846	90.50	11.7

Para estimar un valor de torque de entrada a una velocidad más alta para el reductor Harmonic Drive, dado que no es posible medirlo directamente debido a las características del sensor, se utilizó el reductor planetario, el cual permite obtener una mejor aproximación del torque de entrada basándonos en la eficiencia calculada.

Aunque los resultados se trataron de la misma forma que se hizo con el reductor planetario, como se muestra en la Tabla 11 y la Tabla 12, en las pruebas se observó una clara pérdida de torque al aumentar la velocidad. Por lo tanto, considerando además la característica de que el reductor presenta fluctuaciones en cuanto al torque de entrada requerido para producir desplazamiento en ciertas posiciones de las levas, es posible esperar que la eficiencia real sea aún mayor a la calculada.

Tabla 11

**Datos de entrada del reductor Harmonic Drive con 12 V de alimentación**

<b>Voltaje de entrada = 12.04 [V], Voltaje en la bobina 248 [mV]</b>				
<b>No.</b>	<b>Torque de entrada</b> <b>[mN·m]</b>	<b>Torque de salida</b> <b>teórico [Nm]</b>	<b>Torque de salida</b> <b>medido [Nm]</b>	<b>Eficiencia</b> <b>[%]</b>
1	82.28	32.912	9.42	28.62
2	84.84	33.936	9.43	27.79
3	85.71	34.284	9.38	27.36
4	84.32	33.728	9.35	27.72

<b>Voltaje de entrada = 12.04 [V], Voltaje en la bobina 248 [mV]</b>				
<b>No.</b>	<b>Torque de entrada [mN·m]</b>	<b>Torque de salida teórico [Nm]</b>	<b>Torque de salida medido [Nm]</b>	<b>Eficiencia [%]</b>
5	84.97	33.988	9.31	27.39
6	83.85	33.540	9.41	28.06
7	84.63	33.852	9.39	27.74
8	83.00	33.200	9.41	28.34
9	83.73	33.492	9.36	27.95
10	83.09	33.236	9.33	28.07

El procedimiento se repitió con voltajes de entrada de 20.01 [V], en la Tabla 12 se presenta un resumen de los resultados promedio, eficiencia y desviación estándar obtenidos.

Tabla 12

***Datos promedio de torque del reductor Harmonic Drive***

<b>Voltaje de entrada [V]</b>	<b>Torque de salida [Nm]</b>	<b>Eficiencia [%]</b>	<b>Desviación estándar [mN· m]</b>
12.04	9.379	27.90	40.4
20.01	8.996	30.91	20.7

La precisión de los valores medidos de torque no puede garantizarse, ya que no ha sido posible realizar mediciones utilizando un sensor del cual se dispongan datos confiables, como su nivel de precisión, tiempo de respuesta y característica estática. No obstante, al desarrollar el protocolo para llevar a cabo las mediciones de torque, el mismo ha sido ajustado de la manera más adecuada posible, de modo que los datos se recopilen en condiciones ideales dentro del contexto de las pruebas.

***Resolución en la medición del torque***

Para determinar la resolución en la medición de torque, se considera inicialmente que la resolución está condicionada por el conversor analógico digital usado de 24 [bits], es

decir que, se puede apreciar valores de fuerzas incluso menores al 1 [g].

Considerando que la longitud del brazo es de 10 [cm], el torque mínimo que se puede registrar es inferior a  $1 \times 10^{-3}$  [Nm]. Sin embargo, por cuestiones de distribución en pantalla y que para fines prácticos no es necesaria una resolución demasiado alta, se ha decidido mostrar únicamente 2 decimales, por lo que, la resolución con la que se muestra el torque en la HMI es de 0.01 [Nm].

### ***Pruebas de velocidad***

La velocidad, al igual que el torque se mide únicamente en la salida de los reductores, por ello, se ha acondicionado el algoritmo de control para obtener la velocidad de entrada deseada, debido a que se debe considerar los tiempos de ejecución para las instrucciones que ejecuta el controlador y que afectan la velocidad del motor. Por lo cual, se presenta a continuación el procedimiento utilizado.

### ***Procedimiento para determinar la velocidad de entrada***

El proceso para realizar las pruebas de velocidad de manera consistente sigue estos pasos:

- Calcular el tiempo ideal necesario de las pausas entre cada paso del motor que permitan alcanzar la velocidad angular deseada. Para ello, se considera el número de pasos por revolución del motor (800 pasos en la configuración de  $\frac{1}{4}$  de paso).
- Desarrollar un algoritmo que permita estimar el tiempo que toma la ejecución de las instrucciones en cada ciclo. Para lograrlo, se aísla el bucle responsable del movimiento del motor, se ejecuta el bucle 10000 veces asignando un valor de cero a las pausas entre cada paso, y se registran los tiempos antes y después de la ejecución usando la función "micros()".

- Se ajusta los tiempos de las pausas necesarias para alcanzar la velocidad deseada. Para este fin, se resta el tiempo calculado en el paso anterior al tiempo ideal calculado inicialmente, obteniendo como resultado el tiempo real que se debe usar en cada pausa entre pasos para obtener la velocidad deseada.

En la Tabla 13, se muestran los datos obtenidos en la lectura de la velocidad de salida cuando se utiliza velocidades de 100, 150 y 200 [RPM] en la entrada del reductor planetario.

Se ha decidido trabajar con valores de velocidad comprendidos entre 100 y 200 [RPM] debido a que, a velocidades superiores, los motores pueden experimentar dificultades en el arranque debido al bajo torque en la entrada. Por otro lado, al utilizar valores inferiores, el tiempo de ejecución de la prueba se eleva considerablemente.

Tabla 13

***Lectura de velocidades de salida del reductor planetario***

No.	Entrada: 100 [rpm]	Entrada: 150 [rpm]	Entrada: 200 [rpm]
	Salida [rpm]	Salida [rpm]	Salida [rpm]
1	1.55	2.35	3.14
2	1.56	2.35	3.16
3	1.57	2.36	3.15
4	1.56	2.35	3.14
5	1.57	2.35	3.15
6	1.56	2.36	3.15
7	1.55	2.35	3.15
8	1.55	2.35	3.16
9	1.57	2.36	3.15
10	1.56	2.37	3.16

Con los valores medidos se obtienen las estadísticas que se presentan en la Tabla 14, lo cual muestra que el equipo proporciona resultados consistentes y confiables.

Tabla 14

**Datos promedio de velocidad del reductor planetario**

<b>Velocidad de entrada [rpm]</b>	<b>Velocidad de salida teórica [rpm]</b>	<b>Velocidad de salida [rpm]</b>	<b>Desviación estándar [rpm]</b>	<b>Error [%]</b>
100	1.56	1.562	0.0078	0.12
150	2.34	2.355	0.0070	0.64
200	3.12	3.151	0.0073	1.00

De igual forma se tomó los valores de velocidad correspondientes al reductor Harmonic Drive. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 15 y Tabla 16.

Tabla 15

**Lectura de velocidades de salida del reductor Harmonic Drive**

<b>No.</b>	<b>Entrada: 100 [rpm]</b>	<b>Entrada: 150 [rpm]</b>	<b>Entrada: 200 [rpm]</b>
	<b>Salida [rpm]</b>	<b>Salida [rpm]</b>	<b>Salida [rpm]</b>
1	0.25	0.38	0.49
2	0.24	0.37	0.48
3	0.25	0.37	0.48
4	0.25	0.37	0.48
5	0.24	0.38	0.49
6	0.24	0.37	0.48
7	0.25	0.37	0.48
8	0.24	0.37	0.48
9	0.25	0.37	0.48
10	0.25	0.37	0.49



Tabla 16

**Datos promedio de velocidad del reductor Harmonic Drive**

<b>Velocidad de entrada [rpm]</b>	<b>Velocidad de salida teórica [rpm]</b>	<b>Velocidad de salida [rpm]</b>	<b>Desviación estándar [rpm]</b>	<b>Error [%]</b>
100	0.25	0.246	0.0051	1.60
150	0.37	0.372	0.0042	0.54
200	0.50	0.483	0.0048	3.40

**Resolución en la medición de velocidad**

Para establecer la resolución en la medida de velocidad, debido a que es una variable derivada de dos magnitudes, se debe considerar la resolución con la que se mide dichas magnitudes.

La resolución del encoder encargado de medir el desplazamiento angular es de 600 pasos por revolución, es decir que la mínima detección de desplazamiento angular es de 0.0017 revoluciones.

Por otro lado, la resolución con la que se mide el tiempo se ve limitado por la frecuencia con la que mide el dispositivo encargado de la adquisición de datos. Para este caso es de 1 [ms] o  $1.667 \times 10^{-5}$  [min].

Tomando en cuenta las resoluciones indicadas la apreciación con la que se mide la velocidad se ve limitada por el elemento con menor resolución, es decir, la resolución en teoría es de 0.0017 [RPM]. Sin embargo, debido a que el dato se envía del controlador esclavo al maestro con un tamaño de 8 bits, se ha realizado un ajuste para escalar el dato a un valor entre 0 a 256, esto limita a 0.01 [RPM] la resolución mostrada en pantalla para las mediciones de velocidad.

## **Usabilidad**

Se llevaron a cabo pruebas de usabilidad para evaluar la experiencia de los usuarios al interactuar con el prototipo. El objetivo principal de estas pruebas fue identificar fortalezas y debilidades en términos de facilidad de uso, eficiencia y satisfacción de los usuarios.

Las preguntas planteadas para la evaluación de usabilidad son:

1. Creo que usaría este sistema con frecuencia
2. Encuentro el sistema innecesariamente complejo
3. Considero que el sistema es fácil de usar
4. Creo que necesitaría el apoyo de una persona con experiencia para utilizar el sistema
5. Encuentro que las diferentes funciones del sistema están bien integradas
6. Experimentaste problemas mientras usaste el equipo
7. La información mostrada te indica claramente los resultados de la prueba
8. Encuentro que el sistema es muy engorroso de utilizar
9. Te parece que el botón de paro de emergencia es confiable y actúa de forma oportuna
10. Necesitaría aprender muchas cosas nuevas antes de poder utilizar el sistema

Cada pregunta en la evaluación se califica en una escala de Likert de 5 puntos, que va desde "Totalmente en desacuerdo" con un valor de 1, hasta "Totalmente de acuerdo" con un valor de 5.

En la Tabla 17 se presentan los resultados obtenidos en las pruebas de usabilidad realizadas a 10 personas, donde el puntaje mínimo porcentual obtenido para la escala de usabilidad de sistemas (SUS) fue de 70%, con un promedio de 80.5%.

Tabla 17

***Puntaje de la evaluación del test de usabilidad***

<b>Usuario</b>	<b>P1</b>	<b>P2</b>	<b>P3</b>	<b>P4</b>	<b>P5</b>	<b>P6</b>	<b>P7</b>	<b>P8</b>	<b>P9</b>	<b>P10</b>	<b>SUS</b>
1	4	2	4	2	5	1	4	2	5	3	80.0
2	5	3	5	3	4	2	5	2	5	4	75.0
3	5	1	5	1	5	1	4	1	5	1	97.5
4	4	3	5	2	5	1	5	1	5	2	87.5
5	4	1	3	1	5	2	4	3	3	4	70.0
6	5	4	5	2	5	1	5	1	5	2	87.5
7	2	3	4	3	4	1	5	2	4	2	70.0
8	4	3	5	3	4	1	4	2	4	3	72.5
9	4	1	5	5	4	3	2	1	5	3	70.0
10	4	1	5	2	5	1	5	1	5	1	95.0
<b>Promedio</b>											<b>80.5</b>

El Valor mínimo promedio considerado como aceptable es de 68%, por consiguiente, el equipo tiene un índice de usabilidad adecuado.

## Capítulo V

### Conclusiones y recomendaciones

#### Conclusiones

Se diseñó y construyó el banco de pruebas para medir velocidad y torque con los sistemas Harmonic Drive de tipo flexible y por engranajes planetarios, cumpliendo con los requerimientos de diseño mínimo establecidos, alcanzando un torque de 6.22 [Nm] con una reducción de 64:1 en el reductor planetario y un torque de 9.37 [Nm] con una reducción de 400:1 en el reductor Harmonic Drive con un torque de entrada inferior a 0.11 [Nm].

Se diseñó y construyó los mecanismos reductores del banco de pruebas. Para ello, se consideraron las recomendaciones de diseño de diferentes autores. Como resultado, se logró que el banco de pruebas sea modular, agrupando los elementos como planetas y portaplanetas con sus respectivos elementos complementarios, lo que facilita las reparaciones y el mantenimiento en caso de ser necesario. Además, el método de manufactura utilizado en su construcción permite fabricar piezas de reemplazo en poco tiempo y con un costo accesible.

Se diseñó y construyó la estructura de montaje del banco de pruebas teniendo en cuenta todas las cargas que actúan sobre ella. Se logró un factor de seguridad superior a 20, lo que garantiza que la estructura pueda soportar tanto las cargas propias de los mecanismos como posibles cargas externas aplicadas durante la manipulación del banco de pruebas. Además, cumpliendo con los requerimientos planteados, el peso del banco de pruebas es de 9.3 [kg] y tiene un tamaño de 37 x 42 x 25 [cm].

Se diseñó y construyó el circuito de control utilizando la configuración Maestro – esclavo en los controladores, además se dimensionaron de forma adecuada todos los componentes electrónicos del banco de pruebas, lo que permitió medir las variables de interés con una resolución de 0.01 [Nm] para el torque y 0.01 [RPM] para la velocidad.

Se diseñó e implementó un algoritmo que permite ejecutar de forma correcta las pruebas de velocidad y torque. El algoritmo implementado permite la acción de paro de emergencia a través de un botón, en el caso de presentarse un imprevisto, dicho botón actúa de forma oportuna deshabilitando los motores de manera inmediata. Además, la función del modo manual resulta muy útil para posicionar los motores, lo que facilita las tareas de montaje/desmontaje y mantenimiento.

### **Recomendaciones**

Se recomienda considerar métodos de fabricación que proporcionen una mejor resolución (como la impresión 3D en resina), especialmente para el mecanismo Harmonic Drive, lo cual permite trabajar con módulos menores al utilizado para obtener una mayor eficiencia y reducir el torque de arranque requerido.

Se recomienda tener en cuenta la simplicidad de las geometrías al diseñar los elementos, así como la disposición de las piezas al crear los archivos G-code para la impresión 3D. La orientación de las capas es de suma importancia para el rendimiento mecánico de la pieza, especialmente al considerar que la resistencia será menor para esfuerzos en el sentido perpendicular a la orientación de las capas.

Se recomienda la implementación de sensores de torque dinámico para obtener mediciones más adecuadas y precisas del torque. Al incorporar dichos sensores, será posible medir en tiempo real tanto el torque de entrada como el de salida. Además, permitirá llevar a cabo pruebas con diferentes tipos de motores y caracterizar el comportamiento de los reductores en cuanto al torque de entrada requerido.

**Trabajos futuros**

Se propone el diseño de un subsistema que permita realizar la regulación electrónica del voltaje para los motores. De esta manera, esta variable podrá ser integrada en el algoritmo y controlada electrónicamente.

Se propone llevar a cabo estudios para optimizar el diseño del perfil del diente del mecanismo Harmonic Drive, ya que la información pública disponible se limita al diseño original proporcionado en la patente del modelo. Los estudios propuestos permitirán obtener modelos más compactos y eficientes, los cuales podrán ser utilizados por los estudiantes en sus proyectos.

## Bibliografía

- Budynas, R., & Nisbett, K. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Novena ed.). McGraw Hill.
- Castejón, C., García, J., & Lara, O. (5 de febrero de 2009). *Universidad Nacional de Educacion a Distancia*. Obtenido de Universidad Nacional de Educacion a Distancia:  
<https://www.uned.es/universidad/dam/facultades/industriales/RIBIM/volumenes%20hasta%202019/Vol13N1Abril2009/V13N1A05-2009-Castejon.pdf>
- Castillo Rodriguez , F. (2018). *UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO*. Obtenido de UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO:  
[http://olimpia.cuautitlan2.unam.mx/pagina\\_ingenieria/mecanica/mat/mat\\_mec/m9/IMPRESION%203D\\_UNA%20INTRODUCCION.pdf](http://olimpia.cuautitlan2.unam.mx/pagina_ingenieria/mecanica/mat/mat_mec/m9/IMPRESION%203D_UNA%20INTRODUCCION.pdf)
- Deutscher Ingenieure , V. (2004). *Norma DOC*. Obtenido de Norma DOC:  
<https://www.normadoc.com/spanish/vdi-2206-2004-06.html>
- Direccion del Trabajo de Chile. (07 de Octubre de 2021). *Direccion del Trabajo*. Obtenido de  
<https://www.dt.gob.cl/portal/1628/w3-article-99188.html>
- ERASMUS. (2017). *E3dplusvet*. Obtenido de E3dplusvet: <https://www.e3dplusvet.eu/wp-content/docs/O1A1-ES-RES.pdf>
- Harmonic Drive. (s.f.). *Harmonic Drive*. Obtenido de technology:  
<https://www.harmonicdrive.net/technology>
- Jeacock Cana, C. J. (Julio de 2019). Aplicación de ingeniería inversa para el estudio, diseño y comprobación de una reductora de engranajes planetarios. *[Tesis de pregrado, Universidad Politécnica de Valencia]*.
- Ministerio del Trabajo de Ecuador. (22 de Enero de 1969). *CVN 127*. Obtenido de  
<https://www.trabajo.gob.ec/wp-content/uploads/2012/10/CVN-127-PESO-MAXIMO-QUE-PUEDA-TRANSPORTAR-UN-TRABAJADOR.pdf?x42051>
- Musser, W. (1955). *EEUU Patente nº 459479*.

Navarro Vásquez, J. E. (2021). *USS*. Obtenido de USS:

<https://repositorio.uss.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12802/9517/Navarro%20V%c3%a1squez%20Jos%c3%a9%20Eusebio.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Norton, R. (2009). *Diseño de maquinaria síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*.

McGrawHill.

Norton, R. (2011). *Diseño de máquinas, un enfoque integrado*. Pearson.

Novatronic. (2020). *Pantalla Nextion NX3224T028 2.8 inch*. Obtenido de

<https://novatronicec.com/index.php/product/pantalla-nextion-nx3224t028-2-8-inch/>

Prusa Research. (20 de Septiembre de 2018). *Prusament*. Obtenido de Prusament:

[https://prusament.com/media/2020/01/PLA\\_TechSheet\\_SPA.pdf](https://prusament.com/media/2020/01/PLA_TechSheet_SPA.pdf)

Prusa Research. (2023). *Materiales*. Obtenido de Prusa Research:

<https://www.prusa3d.com/es/>

Raj, G., Saludheen, A., Arumugham Achari, A., George, N., & Chacko, T. (24 de Julio de 2022).

*ResearchGate*. Obtenido de ResearchGate:

[https://www.researchgate.net/publication/363764658\\_Simulations\\_for\\_mechanical\\_properties\\_of\\_polymer\\_composites\\_investigations\\_into\\_suitability\\_of\\_numerical\\_models\\_for\\_TPU-CNT\\_with\\_Mooney-](https://www.researchgate.net/publication/363764658_Simulations_for_mechanical_properties_of_polymer_composites_investigations_into_suitability_of_numerical_models_for_TPU-CNT_with_Mooney-)

[Rivlin\\_N1documentclass12ptminimal\\_usepackageamsmath\\_usepackage](https://www.researchgate.net/publication/363764658_Simulations_for_mechanical_properties_of_polymer_composites_investigations_into_suitability_of_numerical_models_for_TPU-CNT_with_Mooney-Rivlin_N1documentclass12ptminimal_usepackageamsmath_usepackage)

Tuttle, T. D. (mayo de 1990). *MIT Libraries*. Obtenido de Massachusetts Institute of Technology:

<https://dspace.mit.edu/bitstream/handle/1721.1/6803/AITR-1365.ps?sequence=1&isAllowed=y>



## Apéndices