

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

Diseño e implementación de un sistema de adquisición de datos y control
de fuerza de un mecanismo de junta de rodillos

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero en Mecatrónica

Presentado por:

Fernando David Troya Toro

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2022

DEDICATORIA

El presente trabajo se lo dedico a mi madre y a mi padre que a través de sus diferentes esfuerzos a lo largo de su vida siempre han buscado darme una mejor educación que a la vez me ha empoderado a poder lograr mis sueños y metas.

Fernando David Troya Toro

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mis padres por su apoyo y brindarme todas las herramientas para conseguir mis metas incondicionalmente.

Adicionalmente quiero agradecer Ph.D. Junhyoung Ha por darme la oportunidad de formar parte de este proyecto y por esta experiencia.

Finalmente quisiera agradecer al Ph.D. Carlos Saldarriaga y al Ph.D. Marcelo Fajardo por apoyarme en mis dudas y retroalimentación a lo largo del proyecto.

Fernando David Troya Toro

DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, me corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Fernando David Troya Toro* doy mi consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"



Fernando David
Troya Toro

EVALUADORES

Marcelo Rodolfo Fajardo Pruna, Ph.D.

Carlos Xavier Saldarriaga Mero, Ph.D.

PROFESOR DE LA MATERIA

PROFESOR TUTOR

RESUMEN

Los mecanismos hiper redundantes son una alternativa potencial para una nueva generación de instrumentos quirúrgicos, sin embargo, estos son difíciles de modelar y controlar de forma clásica por lo cual en este trabajo se propone una plataforma de accionamiento y adquisición de datos de un MHR con el fin de a futuro emplear estos datos en modelamiento del mecanismo. En el presente trabajo se realizó un modelo mecánico con motores, bandas síncronas y sensores de fuerza para accionar y obtener datos a su vez, al mismo tiempo se modelo el sistema de motores y correas usando el modelo de fricción de Lugre y un algoritmo genético, de esta forma se obtuvo un modelo fidedigno del sistema para realizar una compensación en FeedForward. Finalmente se obtuvo un controlador de fuerza para cada tendón del mecanismo que logra operar de manera estable con hasta 0.1 N de precisión en su SetPoint debido a la fricción del mecanismo y la necesidad de mayor resolución en el encoder.

Palabras Clave: Mecanismo Hiper Redundante, Modelo de fricción de LuGre, Control PID, Algoritmo Genético

ABSTRACT

Hyper-redundant mechanisms are a potential alternative for a new generation of surgical instruments; however, these are difficult to model and control in a classical way, which is why in this work, an HRM drive and data acquisition platform is proposed in order, use these data in modeling the mechanism in future works. In the present work, a mechanical model was made with motors, synchronous bands, and force sensors to actuate and obtain data, at the same time the system of motors and belts was modeled using the LuGre friction model and a genetic algorithm, a reliable model of the system was obtained to implement a FeedForward compensation. Finally, a force controller was obtained for each tendon of the mechanism that manages to operate stably with up to 0.1 N precision in its SetPoint due to the friction of the mechanism and the need for higher resolution in the encoder.

Keywords: *Hyper Redundant Mechanism, LuGre Friction Model, PID Control, Genetic Algorithm*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
<i>ABSTRACT</i>	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS	VI
SIMBOLOGÍA	VII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS	X
ÍNDICE DE PLANOS	XI
CAPÍTULO 1	
1. Introducción	1
1.1 Descripción del problema	2
1.2 Justificación del problema.....	2
1.3 Objetivos.....	3
1.3.1 Objetivo General	3
1.3.2 Objetivos Específicos	3
1.4 Marco teórico	4
1.4.1 Modelado de MHR	4
1.4.2 Modelado del tendón.....	5
1.4.3 Modelo de fricción de LuGre	7
1.4.4 Estado del Arte.....	8
CAPÍTULO 2	
2. Metodología.....	13
2.1 Selección de Alternativas.....	13
2.2 Proceso de diseño	15

2.3	Requerimientos del sistema.....	15
2.4	Diseño de conceptual	16
2.5	Diseño del sistema mecánico	17
2.5.1	Selección del motor.....	17
2.5.2	Selección de la banda sincrónica.....	18
2.5.3	Diseño de la estructura	19
2.6	Diseño del sistema electrónico	21
2.6.1	Selección del sensor de fuerza	21
2.6.2	Acondicionamiento de la señal del sensor	21
2.7	Diseño del sistema de control.....	23
2.7.1	Modelamiento del sistema.....	24
2.7.2	Identificación de constantes	26
2.7.3	Implementación del Lazo de control.....	28
2.7.4	Sintonización del controlador PID	30
 CAPÍTULO 3		
3.	Resultados Y ANÁLISIS	32
3.1	Resultados del diseño Mecánico	32
3.1.1	Diseño de las piezas del sistema	32
3.1.2	Diseño de sistema de transmisión de potencia	34
3.1.3	Diseño del sistema de control	35
3.1.4	Sintonización del controlador	39
3.1.5	Implementación del Controlador	44
3.2	Análisis de los costos del sistema	45
 CAPÍTULO 4		
4.	Conclusiones Y Recomendaciones	47
	Conclusiones	47

Recomendaciones 48

BIBLIOGRAFÍA

APÉNDICES

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
MHR	Mecanismo Hiper Redundante
LA	Lazo Abierto
LC	Lazo Cerrado
LGR	Lugar Geométrico de las raíces
SISO	Single input Single Output (Sistema de entrada y salida única)
MIMO	Multi Input Multi Output (Sistemas de entradas y salidas)

SIMBOLOGÍA

m	metro
H	Henry
N	Newton
A	Amperio
Rad	Radian
s	segundo
Hz	Hercio

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Mecanismo de juntas de rodillo básico	4
Figura 1.2 Método de minimización de Momentos	5
Figura 1.3 Modelo modificado de agrupación de parámetros	7
Figura 1.4 Modelo del sistema de transmisión de tendones	7
Figura 1.5 Descripción grafica del modelo de LuGre	8
Figura 1.6 Curva de Fricción vs Velocidad	8
Figura 1.7 Transmisión por cuerdas enredadas	9
Figura 1.8 Sistema de control de fuerza de Palli et al.	10
Figura 1.9 Sistema de control de fuerza de Kwon et al.	10
Figura 1.10 Sistema de control de fuerza de Lei et al.	11
Figura 1.11 Mecanismo de transmisión de Lei et al.	11
Figura 1.12 MJR usado por Kim et al.	12
Figura 1.13 Mecanismo de transmisión usado por Kim et al.	12
Figura 2.1 Etapas de diseño	15
Figura 2.2 Vista lateral del boceto.....	17
Figura 2.3 Diseño del ensamble horizontal.....	20
Figura 2.4 Vista superior de estructura para el ensamble del sistema.....	20
Figura 2.5 Diagrama de conexiones del indicador a los sensores de fuerza.	23
Figura 2.6 Gráfico del modelo matemático de fricción	24
Figura 2.7 Diagrama de bloques del modelo de fricción	24
Figura 2.8 Gráfico del modelo matemático del sistema	25
Figura 2.9 Diagrama de bloques del sistema.....	26
Figura 2.10 Proceso de optimización de parámetros.....	28
Figura 2.11 Esquema de control a ser implementado.....	29
Figura 2.12 Observador de fricción.....	30
Figura 3.1 Ensamblaje del mecanismo diseñado.....	33
Figura 3.2 Vista frontal de la implementación del sistema	34
Figura 3.3 Vista lateral de la implementación del sistema	34
Figura 3.4 Selección de perfiles para banda síncrona	35
Figura 3.5 Identificación de parámetros del motor	36

Figura 3.6 Identificación de parámetros de fricción estable	37
Figura 3.7 Identificación de parámetros de fricción de LuGre.....	38
Figura 3.8 Fuerza vs desplazamiento del tendón	38
Figura 3.9 LGR del Sistema no compensado	39
Figura 3.10 LGR del sistema con polo en el origen	40
Figura 3.11 Respuesta a escalón unitario del sistema con controlador de posición ..	41
Figura 3.12 LGR del sistema compensado.....	41
Figura 3.13 LGR del sistema en cascada no compensado.....	42
Figura 3.14 LGR del sistema en cascada con polo en el origen	42
Figura 3.15 LGR del sistema en cascada compensado.....	43
Figura 3.16 Respuesta a la entrada escalón unitario del controlador final.....	43
Figura 3.17 Interfaz Gráfica diseñada.....	44
Figura 3.18 Respuesta al escalón del sistema en cascada implementado.....	45

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Criterios de selección de alternativas	14
Tabla 2.2 Conclusión de elección de alternativas	15
Tabla 2.3 Requerimientos del diseño.....	16
Tabla 2.4 Parámetros del motor.....	18
Tabla 2.5 propiedades del sensor UMMA-2kgf.....	21
Tabla 2.6 Propiedades del indicador DN-130L	22
Tabla 2.7 Parámetros de algoritmo genético	26
Tabla 3.1 Costos de los elementos del sistema.....	46

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Ensamble del sistema
PLANO 2	Módulo Inferior
PLANO 3	Módulo Lateral
PLANO 4	Módulo Posterior
PLANO 5	Tensionador

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

Los mecanismos hiper-redundantes (MHR) actuados por tendones son de principal interés actual debido a sus aplicaciones en instrumentos para cirugía mínimamente invasiva (MIS)[1] , con el propósito de causar menor trauma en un paciente. Su potencial para sobrepasar la cirugía laparoscópica tradicional ha sido comprobado por Thompson et al. [2] al llevar a cabo varias maniobras con este tipo de mecanismo. Una característica de este tipo de actuación es la existencia de un menor número de tendones, en comparación con los grados de libertad del mecanismo, esta característica causa que el modelado de estos no sea un problema trivial, en el caso de los robots flexibles, se deben de tomar consideraciones con respecto a las propiedades elásticas del material para derivar un modelo del sistema, sin embargo debido a las variables presentes en el mismo, se carece de precisión, lo cual es de vital importancia para una aplicación quirúrgica.

Por ello otra alternativa estudiada involucra mecanismos de junta de rodillos actuados por tendones, este tipo de mecanismo al ser compuesto por eslabones rígidos simplifica los problemas de complejidad por las propiedades del material, sin embargo en los modelos usados para este tipo de sistema posiciones de los eslabones interactúan entre sí y se asume cero deslizamiento relativo entre los eslabones, también se experimentan muchos problemas no lineales como la histéresis, contragolpe y la falta de tensión en el tendón, además de que resulta complicado modelar el efecto de fuerzas externas sobre las posiciones finales de los eslabones [3]. Es por ello por lo que cada modelo derivado debe de ser probado experimentalmente, para evaluar y cuantificar la precisión y confiabilidad de este, para esta evaluación del mecanismo es necesario accionar el mecanismo con fuerzas precisas, además, de medir de manera confiable las cargas y desplazamientos presentes en el mismo.

Este tipo de mecanismo también debe de ser controlado y accionado no solo con respecto a su posición y cargas, sino también con respecto a su rigidez ya que en

la aplicación del campo quirúrgico se requiere de una rigidez baja al insertar el instrumento en cavidades o navegarlo dentro del cuerpo de un paciente, a la vez de que se requiere una rigidez alta al llevar a cabo una disección de un tejido.

1.1 Descripción del problema

En amplio estudio en el aérea de actuadores de juntas de rodillos, debido a su potencial uso como instrumentos quirúrgicos, tradicionalmente los métodos de investigación con respecto a este tema radican en el desarrollo de un modelo dinámico o cinemático de forma analítica para después ser probados de forma experimental.

Para la prueba experimental de los mismos, se suelen accionar los mecanismos de forma manual, ya sea a través de la aplicación de una carga o del desplazamiento medido de un tendón, lo cual disminuye la productividad del investigador ya que además del tiempo tomado en la derivación del modelo, también debe de concentrar parte de su tiempo a hacer mediciones precisas, sin introducir error en el sistema. Adicionalmente presenta limitaciones en el tipo de pruebas y resultado que se pueden obtener.

Este proyecto propone el diseño de una plataforma de pruebas para uno de estos casos, la cual, a través del uso de motores, encoders y sensores de fuerza, sea capaz de accionar un mecanismo de juntas de rodillos

1.2 Justificación del problema

Actualmente existe un método empleado por el usuario para la prueba experimental del modelo matemático, que es capaz de producir información para evaluar la posición final real del mecanismo vs la posición prevista, sin embargo, este método consume mucho tiempo y no es capaz de presentar resultados en tiempo real ya que los datos recolectados requieren post procesamiento para finalmente ser evaluado, por lo cual no se pueden hacer cambios rápidos a las condiciones del experimento.

Las limitaciones de este método radican en la facilidad de aplicación de cargas, ya que no se pueden aplicar de forma continua, y también en la cantidad de información producida, ya que no existe información de la fuerza o posición que se produzca de forma continua, estas desventajas del método limitan el alcance de la investigación en este tipo de mecanismos ya que no resulta posible la implementación o estudio de un control de rigidez del sistema, además de que falta de datos también limita el estudio o implementación futura de algoritmos de modelación a base de datos.

En consecuencia, el presente proyecto busca crear un sistema de actuación para el mecanismo presente, que sea capaz de aplicar una fuerza específica dentro del rango de 0-1.5 KgF, mientras a la vez sea capaz de medir las entradas y salidas del sistema con el fin de implementar un control elemental de rigidez.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Implementar un sistema mecatrónico para la adquisición de datos y simultánea actuación de fuerza de un mecanismo de juntas de rodillos, a través del control de motores y uso de sensores de fuerza.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Diseñar una estructura mecánica y sistema de acoplamiento entre los motores, sensor de fuerza y mecanismo de juntas, que permita la actuación y adquisición de datos con precisión y resolución de por lo menos 2.5 g fuerza.
- Modelar el sistema mecánico y eléctrico a través de métodos de identificación, con el fin de sintonizar un controlador diseñado.
- Diseñar un sistema de control que produzca una respuesta de fuerza con menos de 5% de sobre nivel porcentual, basado en la retroalimentación del sensor de fuerza y la actuación del motor.

1.4 Marco teórico

Según Zhang et al. [4] Un mecanismo de junta de rodillos en su forma más fundamental está compuesto por dos levas que tienen contacto entre sí, estas dos levas actúan como rodillos y rotan entre sí, con la importante distinción que el eje de rotación de los eslabones cambia de posición continuamente, como muestra la Figura 1.1.

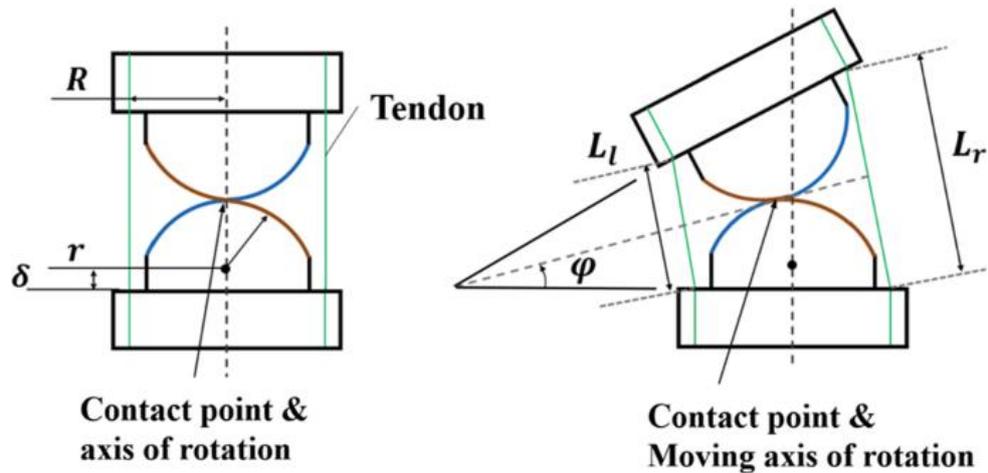


Figura 1.1 Mecanismo de juntas de rodillo básico [4]

Este mecanismo puede ser extendido al uso de cualquier número de juntas, además de que para obtener un desplazamiento en el espacio tridimensional se deberán de situar los demás eslabones en serie con un ángulo de rotación presente en otro eje.

La dirección y movimiento de cada eslabón es dependiente del punto de contacto de este y del ángulo de contacto con el eslabón previo, además de la geometría de cada junta [4].

1.4.1 Modelado de MHR

Según Kwon et al. [5] los modelos puramente cinemáticos de MHR, como el desarrollado por Lei y Du [6], muestran falta de precisión ya que no son capaces de tomar en consideración las deflexiones o cambios de posición causados por la presencia de cargas externas sobre el mecanismo por lo cual un modelo para los MHR debe de tomar en consideración la estática además de la cinemática.

Los modelos estudiados para los MJR se concentran en aquellos con juntas de forma circular y uniforme, los mismos se desarrollan estudiando la estática y cinemática del mecanismo de forma conjunta para estimar la posición en equilibrio. En un modelo propuesto por Kwon et al. [5] se propone un método iterativo para la solución de la cinemática del mecanismo a través de la minimización de los momentos de cada junta como se muestra en la Figura 1.2.

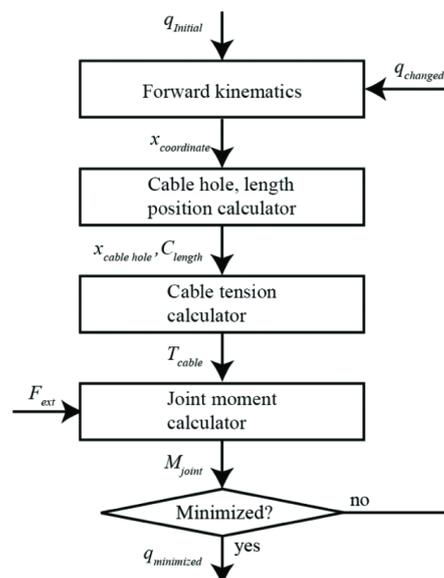


Figura 1.2 Método de minimización de Momentos [5]

1.4.2 Modelado del tendón

Además del modelado del mecanismo como tal, también es relevante el modelado del accionamiento de los tendones y la fuerza o tensión presente en estos, una metodología para el modelado de mecanismo accionados por tendones explorado por Palli et al. [7] para el control de rigidez de un mecanismo de este tipo.

En el análisis de la estática del mecanismo se define como la variación de fuerza entre los extremos del mismo tendón a la ecuación (1.1) – ((1.3)[7].

$$\frac{df_{out}}{df_{in}} = e^{-\eta}; \nu > 0 \quad (1.1)$$

$$\frac{df_{out}}{df_{in}} = e^{\eta}; v < 0 \quad (1.2)$$

$$\eta = \frac{\mu}{R} L_p = \mu \theta_p \quad (1.3)$$

En el análisis de la dinámica afecta el material del tendón y su comportamiento viscoelástico por lo cual el modelo para la fricción y fuerzas de viscosidad que afectan al tendón se describen (1.4) - (1.6) [7].

$$\dot{f}_s = \sigma \left(v - \frac{f_s}{f_n \mu} |v| \right) \quad (1.4)$$

$$\mu = \mu_d + (\mu_s - \mu_d) e^{-\frac{|v|}{\omega}} \quad (1.5)$$

$$f_f = f_s + f_v = f_s + bv \quad (1.6)$$

En la ecuación f_s y f_v corresponden a las fuerzas de fricción estáticas y viscosas respectivamente, además μ_d y μ_s corresponden a los coeficientes de fricción cinética y estática respectivamente, ω corresponde a la velocidad de Strickbeck y σ a la rigidez de cuerda del tendón.

Mientras que el modelo simplificado del tendón puramente corresponde a la función de transferencia en la ecuación (1.7) [7].

$$G_d(s) = \frac{f_t(s)}{\epsilon(s)} = \frac{b_2(k_1 + k_2)s + k_1k_2}{b_2s + k_2} \quad (1.7)$$

Palli et al. [7] presentan un modelo modificado de agrupación de parámetros que se muestra en la Figura 1.3, en este modelo el tendón se resume como una serie de masas acopladas por fuerzas viscoelásticas definidos en la ecuación (1.7), a la vez estos elementos del modelo están sometidos a las fricciones viscoelásticas definidas en la ecuación (1.6), como se ilustra en la Figura 1.4.

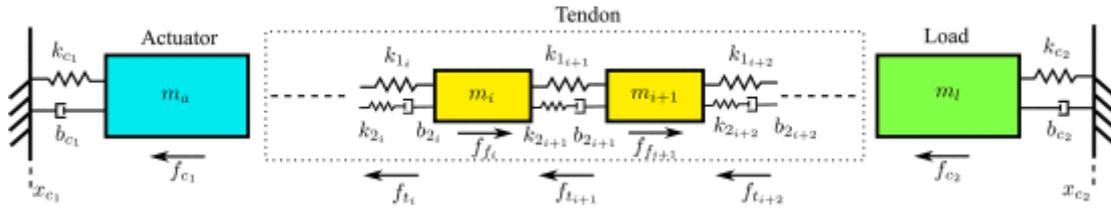


Figura 1.3 Modelo modificado de agrupación de parámetros [7]

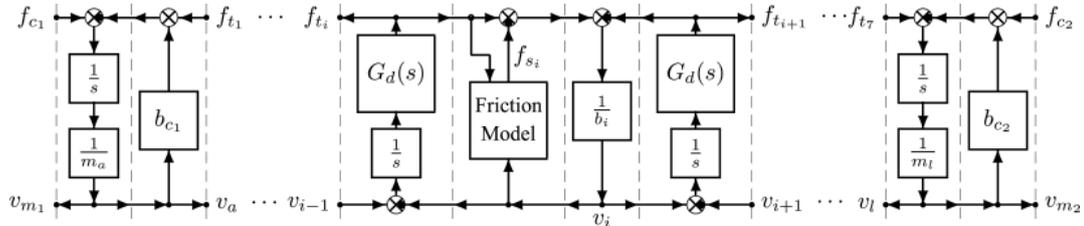


Figura 1.4 Modelo del sistema de transmisión de tendones [7]

1.4.3 Modelo de fricción de LuGre

El modelo de fricción de luGre es un modelo de espacio de estados que describe y predice el comportamiento de la fricción entre dos superficies, este se describe por las ecuaciones (1.8) - (1.10) [8].

$$F_{fr} = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 V \quad (1.8)$$

$$\dot{z} = V - \frac{|V|}{g(V)} z \quad (1.9)$$

$$\sigma_0 g(V) = f_c + (f_s - f_c) e^{-\left(\frac{V}{V_s}\right)^2} \quad (1.10)$$

El modelo de fricción propone que las superficies tienen escobillas microscópicas las cuales se deforman y disipan la energía del movimiento relativo entre las dos superficies, esto se muestra de forma gráfica en la Figura 1.5.

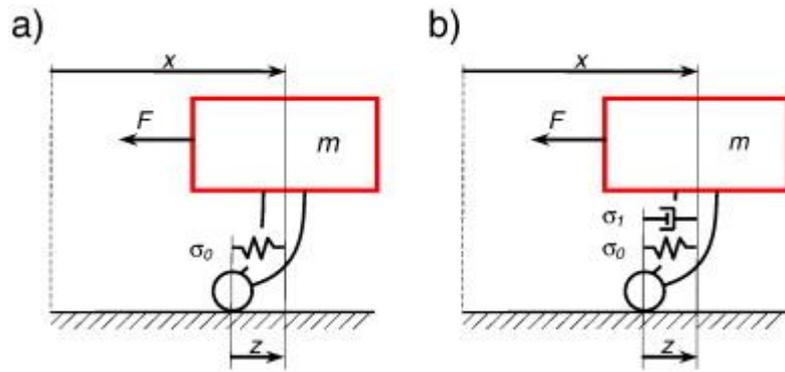


Figura 1.5 Descripción grafica del modelo de LuGre [8]

La variable de estado del modelo es z , la cual representa la deflexión promedio de las escobillas de la superficie, σ_1 es la constante de elasticidad de las escobillas, σ_2 es la constante de amortiguamiento de la escobilla, σ_3 es la constante de amortiguamiento viscoso de las superficies, f_s es la fricción estática máxima del sistema, f_c es la fricción de Coulomb del sistema y finalmente V_s es la velocidad a la cual se da la transición de la fricción estática a la cinética. El modelo de LuGre modela la fricción con los efectos que se muestran en la Figura 1.6.

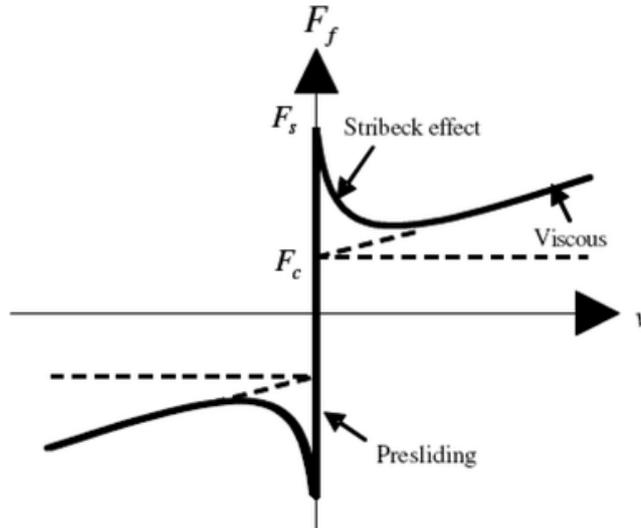


Figura 1.6 Curva de Fricción vs Velocidad [9]

1.4.4 Estado del Arte

En trabajos anteriores se han visto diferentes diseños de mecanismos de actuación para los tendones, la mayoría de estos comparten tres

características principales: Uso de sensores de fuerza, linealización de movimiento de motores y uso de encoders.

Un mecanismo propuesto por Palli et al. [10] hace uso de un motor acoplado a dos cuerdas que al girar se enrollan entre sí, como consecuencia la longitud efectiva de la cuerda se disminuye de forma proporcional a la rotación del motor como lo muestra la Figura 1.7. Al otro extremo de la cuerda se encuentra un sensor de fuerza que a la vez está ensamblado en un deslizador lineal, como se observa en la Figura 1.8.

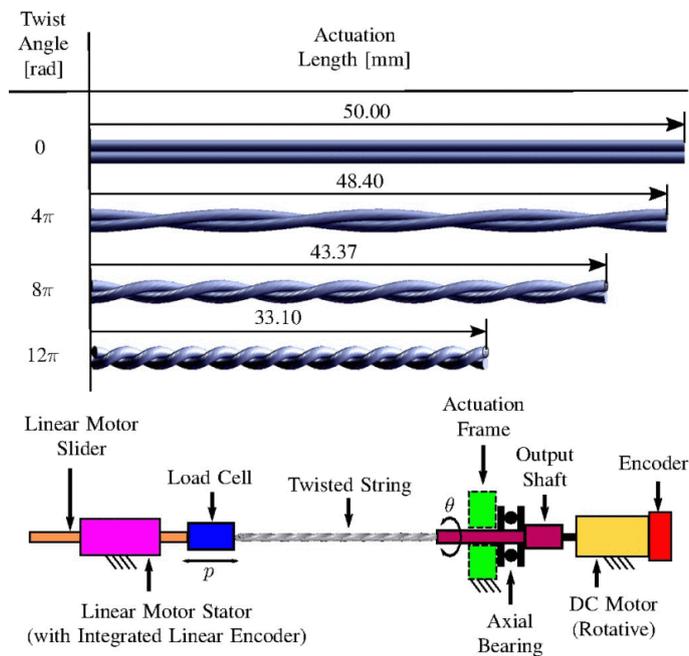


Figura 1.7 Transmisión por cuerdas enredadas [10]

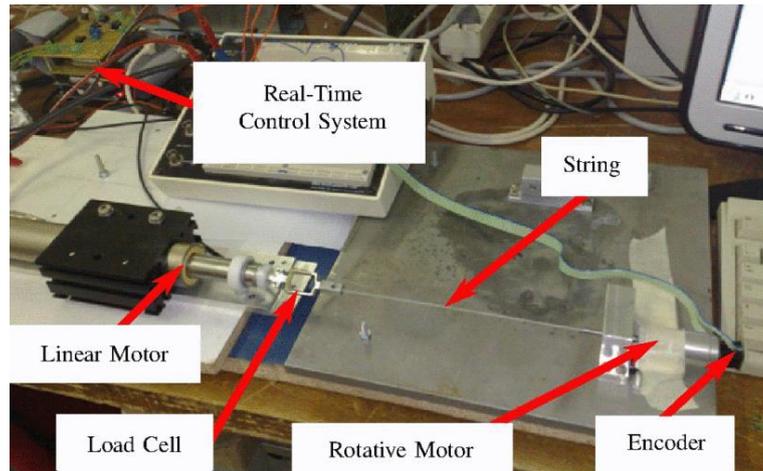


Figura 1.8 Sistema de control de fuerza de Palli et al. [10]

En otro sistema de control de fuerza, usado para un MHR de juntas de resortes, Kwon et al. [5] hace uso de un motor acoplado a un tornillo sin fin para desplazar un sensor de fuerza que a su vez se encuentra acoplado a un tendón. Para el control de la tensión o fuerza presente en el mecanismo se utiliza un motor con encoder que controla la posición del sensor de fuerza, adicionalmente se usa una cámara para obtener información de los experimentos. El sistema se puede apreciar en la Figura 1.9.

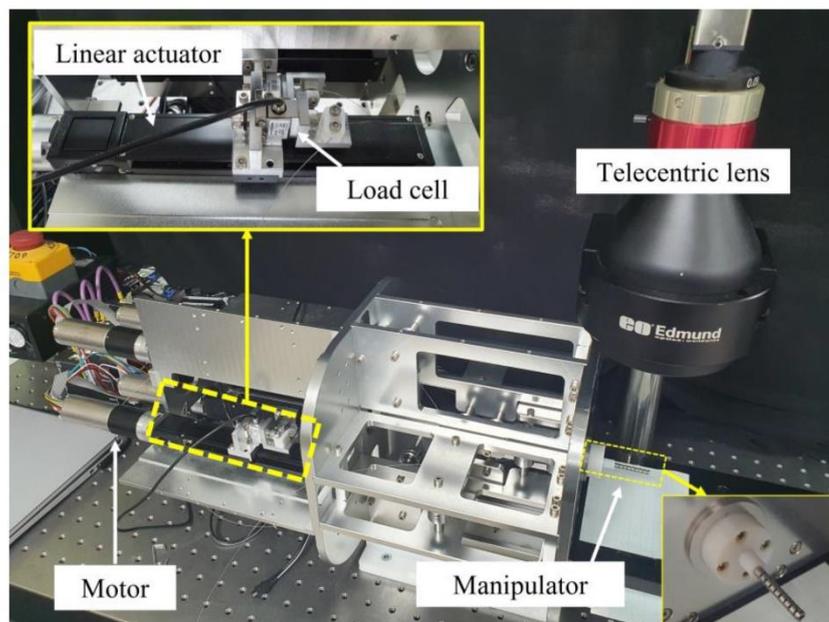


Figura 1.9 Sistema de control de fuerza de Kwon et al. [8 Fig. 2]

Similar al sistema de Kwon et al., Lei et al. [11] desarrolló un sistema de control para un MHR de 24 grados de libertad, que se observa en la Figura 1.10, a partir del uso de sensores de fuerza montados en rieles lineales que son desplazados bajo la acción de un motor con un tornillo sin fin, como se muestra en la Figura 1.11.

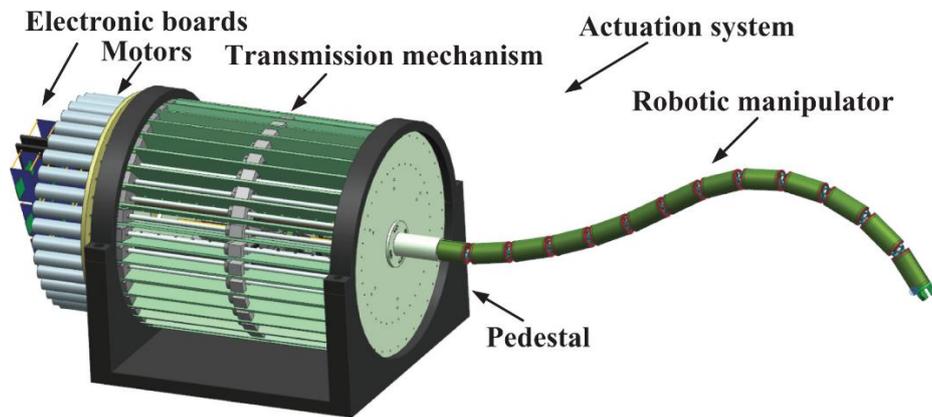


Figura 1.10 Sistema de control de fuerza de Lei et al. [11]

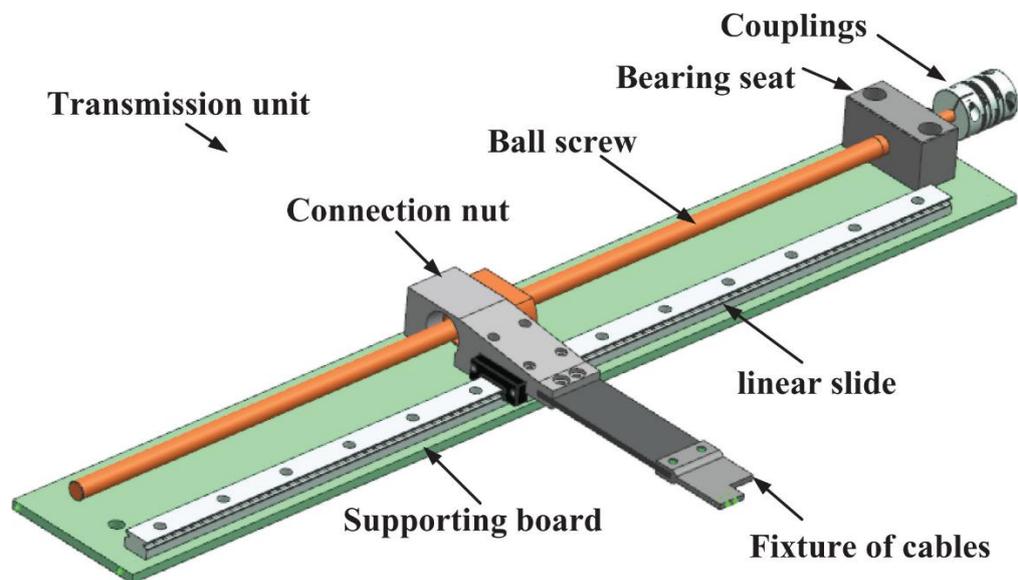


Figura 1.11 Mecanismo de transmisión de Lei et al. [11]

Otro sistema diferente a los propuestos anteriormente es el diseñado por Kim et al. [12], este sistema fue diseñado para un mecanismo de juntas de rodillos que se observa en la Figura 1.12, la mayor diferencia entre este sistema y los propuestos anteriormente se nota en la Figura 1.13, donde se

puede apreciar que el sistema hace uso de un solo motor para controlar dos tendones ya que uno es agonista y el otro es antagonista.

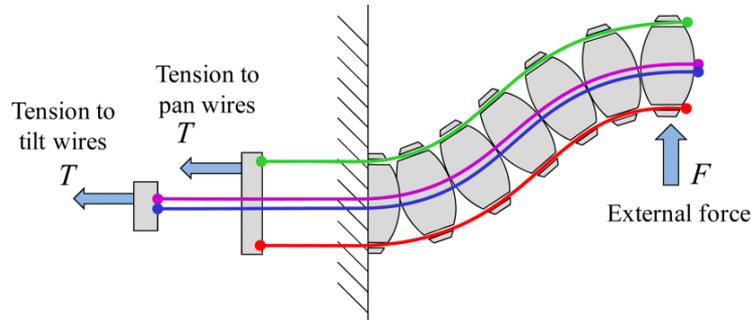


Figura 1.12 MJR usado por Kim et al. [12]

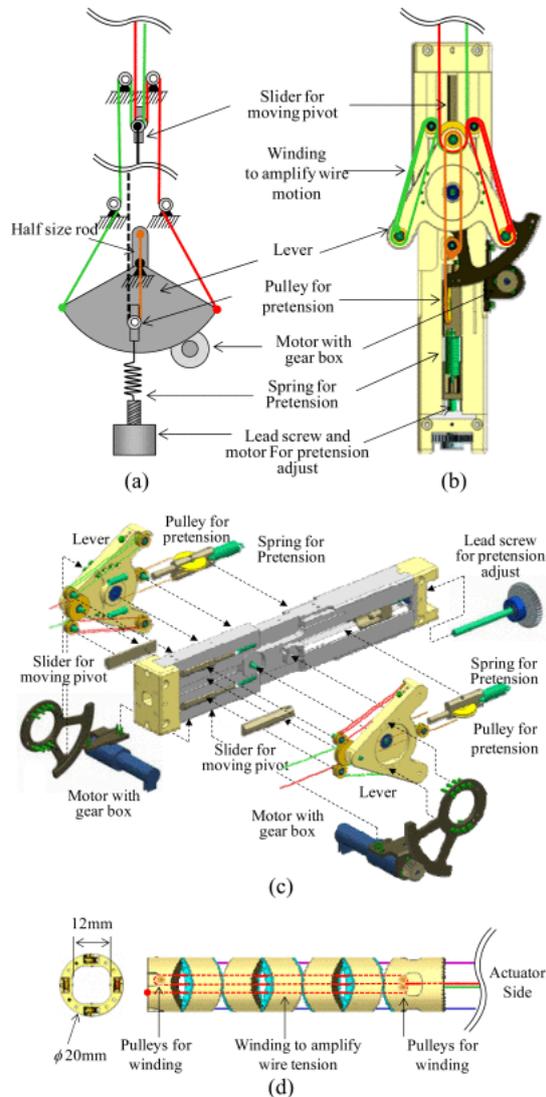


Figura 1.13 Mecanismo de transmisión usado por Kim et al. [12]

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

En el presente capítulo se detalla el procedimiento que fue empleado para el diseño, construcción e implementación de este proyecto. Se exponen la selección de alternativas con el potencial de satisfacer los objetivos planteados, posteriormente se procede a explicar el proceso de identificación de requerimientos y finalmente la selección de los componentes mecánicos, electrónicos y de control para la implementación del sistema.

2.1 Selección de Alternativas

A partir de la problemática y estado del arte descrito en el capítulo 1, se propusieron las siguientes alternativas para el diseño e implementación de un sistema de actuación y adquisición de datos.

Alternativa 1:

Uso de cuerdas enredadas como mecanismo de transmisión y sensores de fuerza para la adquisición de datos.

Alternativa 2:

Uso de tornillos sin fin como mecanismo de transmisión de potencia y control de posición de los motores.

Alternativa 3:

Uso de tornillos sin fin, control de posición y sensores de fuerza.

Alternativa 4:

Uso de un solo motor por par de tendones, combinado con resortes para mantener tensión.

Alternativa 5:

Uso de Correas sincrónicas, control de fuerza y sensores de fuerza.

Para la selección de la alternativa a implementar se realizó una comparación entre diferentes criterios que poseen las alternativas. Estos criterios se exponen en la Tabla 2.1, donde se expone la importancia de cada criterio en el proceso de selección, además del porcentaje de prioridad de este.

Los criterios usados fueron los siguientes:

Precisión en actuación de fuerza: Qué tan bajo es el error de la fuerza accionada vs la fuerza deseada en la actuación.

Simplicidad Mecánica: En cuanto menos partes móviles tenga el sistema se lo considera más simple y tiene menos fuentes de posible error.

Simplicidad de Control: Hace referencia a qué tan complejo resultaría la implementación de un lazo de control en el sistema.

Número de fuentes de posible error en la medición: Las fuentes de error de la medición pueden venir de los elementos mecánicos o electrónicos del sistema por lo cual hay que tomar este aspecto en consideración.

El orden de prioridad que se le dio a los criterios fue el siguiente:

Precisión>Fuentes de Error>S. Mecánica>S. Control

Tabla 2.1 Criterios de selección de alternativas

	Precisión	S. Mecánica	S. Control	Fuentes de Error	sum+1	pondera
Precisión		1	1	1	4	0.4
S. Mecánica	0		1	0	2	0.2
S. Control	0	0		0	1	0.1
Fuentes de Error	0	1	1		3	0.3
					10	1

Cada una de las alternativas propuestas fue evaluada y comparada considerando los criterios expuestos anteriormente, buscando principalmente un diseño que permita tener precisión en la medición de la fuerza puesta en el mecanismo. Así se determinó que la alternativa más adecuada fue la número 5, como se muestra en la Tabla 2.2, ya que el uso de una correa sincrónica introduce menos fricción en comparación a el uso de un tornillo de potencia, además de que es mecánicamente simple debido a la relación directamente proporcional entre la rotación del motor y el desplazamiento del sensor de fuerza.

Tabla 2.2 Conclusión de elección de alternativas

Conclusión	Precisión	S. Mecánica	S. Control	Fuentes de Error	sum	Prioridad
Alternativa 1	0.08	0.03	0.01	0.02	0.13	5
Alternativa 2	0.10	0.05	0.03	0.05	0.23	2
Alternativa 3	0.05	0.05	0.03	0.05	0.18	4
Alternativa 4	0.05	0.01	0.01	0.11	0.18	3
Alternativa 5	0.13	0.05	0.03	0.06	0.27	1

2.2 Proceso de diseño

Para conseguir el diseño del sistema final se tuvieron que emplear varias etapas, que se ilustran en la Figura 2.1, durante el diseño mecánico, electrónico y del sistema de control, con el fin de progresivamente alcanzar una solución viable que pudiera satisfacer los objetivos planteados en este trabajo.



Figura 2.1 Etapas de diseño

2.3 Requerimientos del sistema

Se tuvieron que plantear e identificar los requerimientos dados por el cliente tal que el sistema que se produjera fuera capaz de satisfacer todos los requerimientos durante su uso, los requerimientos identificados se plantean en la Tabla 2.3.

Tabla 2.3 Requerimientos del diseño

		Producto:	Fecha inicial: 12/02/22	
		Página		
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	12/2/2022	D	R	Capaz de ejercer una fuerza en cada tendón con precisión y registrar los datos
Capacidad	12/3/2022	D+C	R	Fuerza máxima de 2 Kg
Precisión	12/4/2022	D	R	Precisión de 2.5 gf
Costos	12/5/2022	C+D	R	Uso de componentes ya disponibles, presupuesto menor de 2000 USD
Interfaz	12/5/2022	C+D	R	Desarrollo de interfaz gráfica
Tamaño	12/6/2022	C	R	Tamaño menor a 20 cm
Escalabilidad	11/22/2022	C	R	Se desea que el sistema pueda ser usado para mecanismos futuros de diferentes tamaños
Manufactura	11/25/2022	C	R	Uso de manufactura aditiva de bajo costo.

2.4 Diseño de conceptual

El diseño de conceptual del sistema se realizó a través del diseño de un boceto CAD del sistema deseado que se puede observar en la Figura 2.2, en el cual se hacen uso de los elementos principales de la solución expuestos en la alternativa número 5.

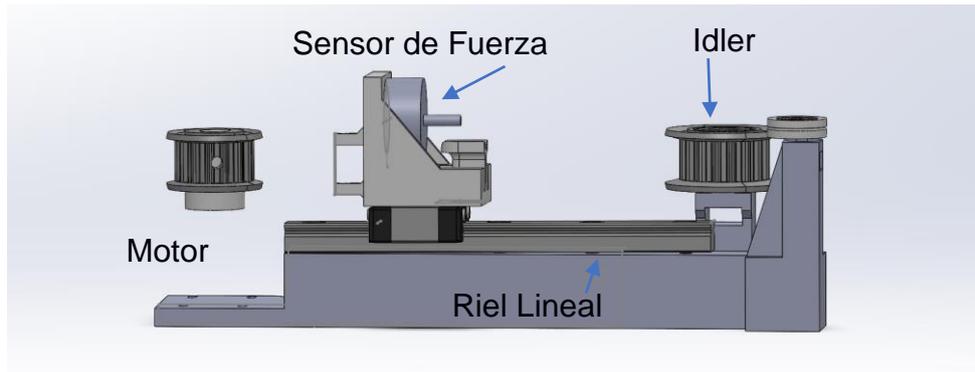


Figura 2.2 Vista lateral del boceto

Para el sistema se planteó usar un motor (que se encuentra en el extremo izquierdo de la figura) el cual a través de bandas síncronas se conecte a un elemento móvil que se encuentra montado en un riel lineal y posea un sensor de fuerza, el sistema tiene el objetivo de colocar el tendón al cual se le aplicara la fuerza, directamente en el sensor de fuerza y mover el sensor de fuerza con el motor.

2.5 Diseño del sistema mecánico

Para el correcto diseño del sistema mecánico se deben de dimensionar correctamente las cargas que va a manejar el sistema, lo cual se logró con el uso de la Tabla 2.4, ya que se estableció que la fuerza máxima ejercida en el tendón será de 2 Kg f, bajo este parámetro se seleccionó la correa sincrónica a ser empleada.

Primero se estimó la potencia máxima que se podrá transmitir en la correa sincrónica, para lograr esto se debió de conocer la potencia que será transmitida por el motor.

2.5.1 Selección del motor

El motor se seleccionó en base a la disponibilidad de este y a su facilidad de control como se mencionó en los criterios de selección de alternativas. El cliente del proyecto ya disponía de motores extras de proyectos antiguos que deseaba reutilizar para el ahorro de costos.

Se evaluó la viabilidad del uso de los motores *Dynamixel XH 430* para ser empleados en este proyecto, las características de estos motores se ven en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4 Parámetros del motor [15]

Item	Specifications
MCU	ARM CORTEX-M3 (72 [MHz], 32Bit)
Position Sensor	Contactless absolute encoder (12Bit, 360 [°]) Maker : ams(www.ams.com), Part No : AS5045
Motor	Coreless(Maxon)
Baud Rate	9,600 [bps] ~ 4.5 [Mbps]
Control Algorithm	PID control
Resolution	4096 [pulse/rev]
Backlash	15 [arcmin] (0.25 [°])
Operating Modes	Current Control Mode Velocity Control Mode Position Control Mode (0 ~ 360 [°]) Extended Position Control Mode (Multi-turn) Current-based Position Control Mode PWM Control Mode (Voltage Control Mode)
Weight	82 [g]
Dimensions (W x H x D)	28.5 x 46.5 x 34 [mm]
Gear Ratio	353.5 : 1
Stall Torque	3.1 [N.m] (at 11.1 [V], 1.2 [A]) 3.4 [N.m] (at 12.0 [V], 1.3 [A]) 4.2 [N.m] (at 14.8 [V], 1.5 [A])
No Load Speed	27 [rev/min] (at 11.1 [V]) 30 [rev/min] (at 12.0 [V]) 37 [rev/min] (at 14.8 [V])
Radial Load	40 [N] (10 [mm] away from the horn)
Axial Load	20 [N]
Operating Temperature	-5 ~ +80 [°C]
Input Voltage	10.0 ~ 14.8 [V] (Recommended : 12.0 [V])
Command Signal	Digital Packet
Physical Connection	RS485 / TTL Multidrop Bus TTL Half Duplex Asynchronous Serial Communication with 8bit, 1stop, No Parity RS485 Asynchronous Serial Communication with 8bit, 1stop, No Parity

$$T_m = Fr \quad (2.1)$$

Con la ecuación (2.1) se confirmó el radio máximo que puede tener la polea del motor para ejercer la fuerza del tendón necesaria y de esta forma se validó que el motor tiene más que suficiente torque para la aplicación.

Adicionalmente el motor ofrece facilidades en el control de este ya que tiene incorporado sensores de posición, velocidad y corriente, por lo cual es ideal para la aplicación de este proyecto.

2.5.2 Selección de la banda sincrónica

$$P = \omega\tau \quad (2.2)$$

Con la ecuación (2.2) y la potencia nominal del motor se dimensiono y selecciono una correa síncrona siguiendo las indicaciones del proveedor *Misumi Kr*.

Se establecieron las siguientes condiciones:

Tipo de máquina: Instrumento de medición

Potencia: 15.6 [W]

Velocidad de operación: 10 RPM

Razón de rotación 1:1

Tiempo de uso: 2h/día

Se siguió el proceso de selección de banda descrito en el manual de selección de correas síncronas de misumi, y empleando la ecuación (2.3).

$$Bw' = \frac{P_d}{P_s K_m} W_p \quad (2.3)$$

Finalmente se validó la selección realizada a través del cálculo de la máxima potencia de transmisión del sistema seleccionado con la ecuación (2.4).

$$P_s K_m K_b = P_t \quad (2.4)$$

Es importante recalcar que el motor y el sistema se diseñó con la potencia nominal del motor con el fin de tener cierto margen de error y de modificaciones futuras ya que, para el uso actual, el motor no operara al 100% de su potencia nominal.

Con la polea seleccionada se tuvo un radio de 1.11 cm, por lo cual según (2.1) el sistema es capaz de ejercer la fuerza necesaria al aplicar 2.25 Nm que corresponde al 70% del torque máximo del motor.

2.5.3 Diseño de la estructura

Para el diseño de la estructura en la cual ensamblar los componentes seleccionados, se partió del boceto de la Figura 2.2 y se hizo un diseño CAD más refinado usando SOLIDWORKS 2021, y para lograr que este sea lo

suficientemente compacto se cambió el diseño vertical a un diseño horizontal que se muestra en la Figura 2.3.

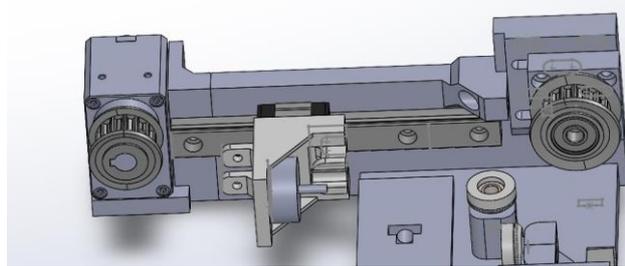


Figura 2.3 Diseño del ensamble horizontal

Adicionalmente se tuvieron que agregar otros elementos al diseño como un mecanismo de tensión para poder ajustar la tensión de la correa síncrona para su correcto funcionamiento.

Además, en la Figura 2.4 se muestra otros aspectos que se realizaron para el diseño de la estructura, como la descomposición del mecanismo en varias secciones ensamblables con el fin de imprimirlo en 3D.

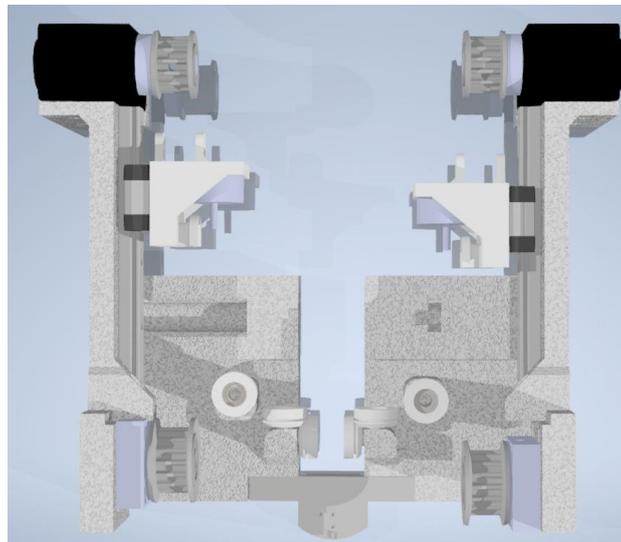


Figura 2.4 Vista superior de estructura para el ensamble del sistema

2.6 Diseño del sistema electrónico

Para el sistema electrónico sólo se consideró la selección del sensor de fuerza y la conexión entre el sensor de fuerza y el sistema de control. El hardware para el control del motor no fue considerado durante esta etapa ya que el motor seleccionado ya posee hardware integrado para su control y accionamiento.

2.6.1 Selección del sensor de fuerza

Para la selección del sensor de fuerza se consideró el tipo de carga a ser ejercida en el sistema (de tensión) además del rango de fuerza a ser medido (0-2Kg) y con estos parámetros se buscaron proveedores locales, finalmente se buscaron sensores del proveedor Dacell y se escogió la celda “UMMA-2kgf cuyas propiedades eléctricas se enlistan en la Tabla 2.5.

Tabla 2.5 propiedades del sensor UMMA-2kgf [13]

Specifications		Accuracy UMM , UMMA
Rate	capacity (R.C)	1kgf, 2kgf, 5kgf, 10kgf, 20kgf, 50kgf, 100kgf, 200kgf, UMMC(10kgf~200kgf)
	output (R.O)	0.7 ~ 1.2mv/v
Nonlinearity		0.1% of R.O.
Hysteresis		0.1% of R.O.
Repeatability		0.1% of R.O.
Zero balance		±2% of R.O.
Temperature effect	on rated output	0.1% of LOAD/10°C
	on zero balance	0.05% of R.O./10°C
Temperature range	compensated	-10 ~ 70°C
	safe	-10 ~ 80°C
Terminal resistance	input	350 ± 30Ω
	output	350 ± 2Ω
Insulation resistance bridge/case		2000MΩ
Excitation recommended		5V
Safe overload		120% R.C
Cable length		Φ3.4core shield cable, 2m

2.6.2 Acondicionamiento de la señal del sensor

Para la lectura de las galgas extensométricas del sensor de fuerza se decidió emplear un DAQ o indicador del proveedor Dacell, para los parámetros de selección de este se consideró que se debían de conectar

dos sensores y la precisión de medición deseada de 2.5g mencionada como uno de los objetivos de este trabajo.

Se escogió el indicador DN-130L cuyas características eléctricas se muestran en la Tabla 2.6.

Tabla 2.6 Propiedades del indicador DN-130L [13]

Specifications	Accuracy
Application sensor	Strain gauge sensor
Sensor authorized voltage	DC 5V
Zero adjustment range	100%F · S (Auto Zero)
Input signal	0.5 ~ 3mV/
Display	-19999 ~ +99999
Character height	7 Segment LED 14mm
A/D converter	24 bit 200 times/sec
D/A converter	16 bit
Zero variation	within 0.5μV/°C
Sensitivity variation	within 0.01%/°C
Voltage output	DC 0~10V (4~20mA : in accordance with customer request)
Cintact capacity	AC 250V 5A
Relay life time	More than 5,000,000 times
Isage temperature range	-10°C ~ 60°C
Humidity	Less than 80% RH (No dew condensation)
Power source used	AC 85 ~ 265V 50/60Hz
Dimensions	97 X 97 X 141mm
Cutting size	92.5 X 92.5mm
Weight	About 1000g

Para validar la resolución de la medición de los datos adquiridos se utilizó la ecuación (2.5), donde n es la cantidad de bits del convertidor A/D, con lo cual se validó una resolución de 0.0001 g f.

$$R = \frac{\text{Capacidad}}{2^n} \quad (2.5)$$

Para las conexiones eléctricas se siguieron las indicaciones de la documentación del indicador, como se muestra en el diagrama de la Figura 2.5.

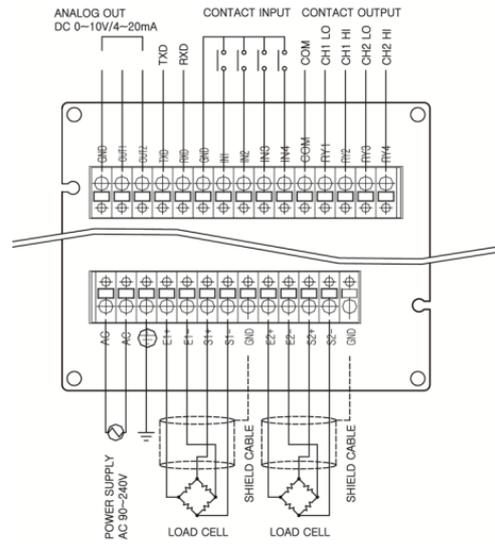


Figura 2.5 Diagrama de conexiones del indicador [13]

2.7 Diseño del sistema de control

Para el diseño sistema de control del mecanismo se planteó un sistema de control de fuerza a través del control de la corriente del motor y la combinación de un control *feedforward* y *feedback* al motor a través del conocimiento de su constante de torque y una estimación del torque requerido a través del uso de la ecuación (2.6).

$$\dot{\omega}(J + mr_2r) = -B\omega - \tau_{Fr} + K_T i - F_T r \quad (2.6)$$

Se despreciaron las inercias en el cálculo para el *feedforward* e inicialmente se despreció la fricción, sin embargo, el efecto de esta no fue despreciable ya que al aplicar tensión en la banda existe una gran cantidad de fricción en el sistema de transmisión de potencia del motor.

2.7.1 Modelamiento del sistema

Para compensar este efecto no lineal de la fricción en el sistema se decidió modelar el sistema no lineal y compensar el término de fricción en tiempo real, para lograr esto se usó el modelo de fricción de LuGre [8], cuyas ecuaciones de estado se pueden observar en (2.7) - (2.9).

$$T_f = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 \omega_m \quad (2.7)$$

$$\dot{z} = \omega_m - \frac{|\omega_m|}{g(\omega_m)} z \quad (2.8)$$

$$\sigma_0 g(\omega_m) = f_c + (f_s - f_c) e^{-\left(\frac{\omega_m}{V_s}\right)^2} \quad (2.9)$$

Donde T_f es el torque de fricción, z es la variable de estado del modelo de fricción que representa una deflexión microscópica de irregularidades de la superficie de contacto, $(\sigma_0, \sigma_1, \sigma_2, f_s, f_c, V_s)$ son constantes que dependen del sistema y ω_m es la velocidad del motor.

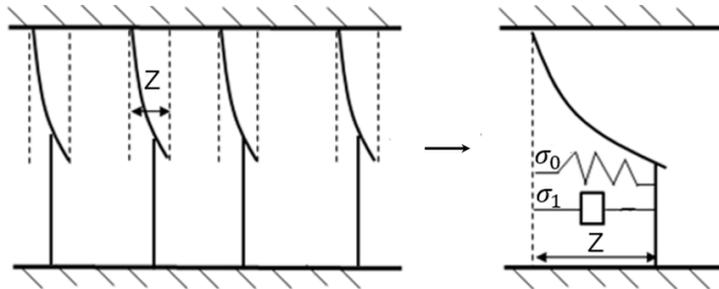


Figura 2.6 Gráfico del modelo matemático de fricción [8]

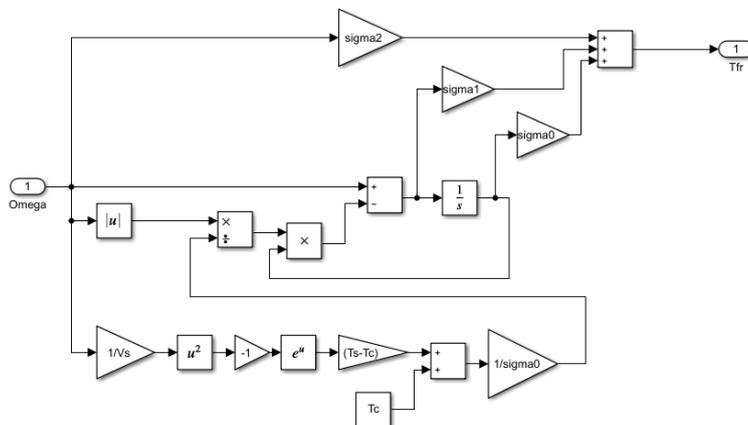


Figura 2.7 Diagrama de bloques del modelo de fricción

El modelo del motor que se usó fueron las ecuaciones de (2.10) y (2.11) del modelo de espacio de estados de un motor DC.

$$\dot{\omega}(J + mr^2) = -B\omega - \tau_{Fr} + K_T i - F_T r \quad (2.10)$$

$$L_a \frac{di}{dt} = -R_a i - K_T \omega_m + V \quad (2.11)$$

Donde (R_a, L_a, K_T, J, B) son constantes dependientes del sistema y motor, mientras que ω_m y i son variables de estado.

El modelo total del sistema posee 3 variables de estado y combina las ecuaciones (2.7) - (2.11), este se resume en la Figura 2.8 y Figura 2.9.

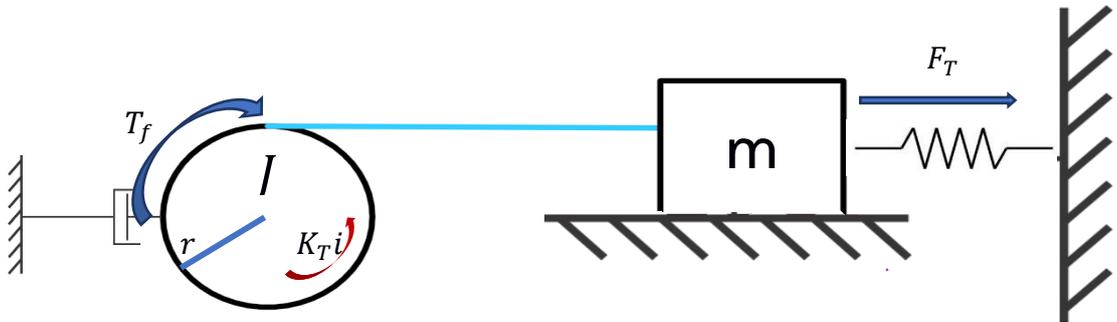


Figura 2.8 Gráfico del modelo matemático del sistema

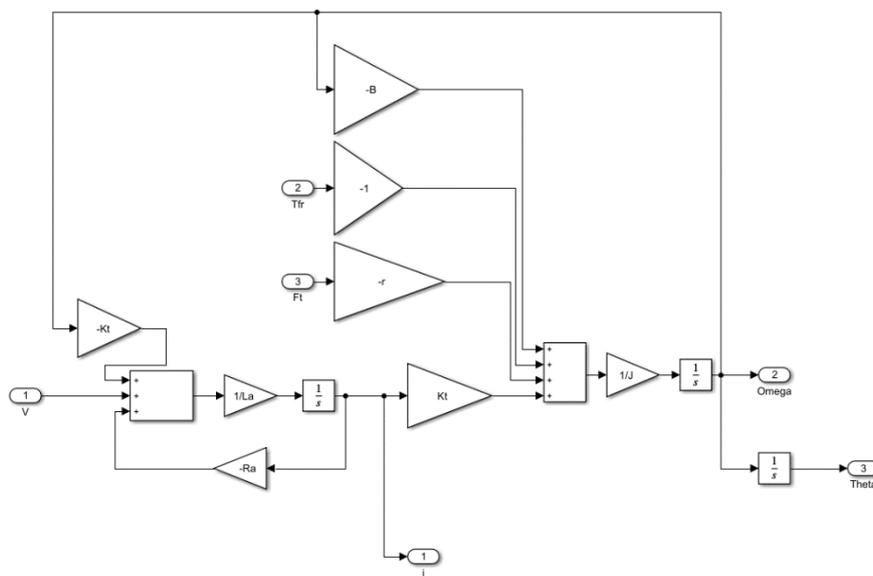


Figura 2.9 Diagrama de bloques del sistema

2.7.2 Identificación de constantes

Para el proceso de identificación de constantes se decidió realizar en base a datos experimentales obtenidos del motor en su operación, el proceso de identificación se realizó usando algoritmos genéticos en Python siguiendo el siguiente esquema: Recopilación de datos, programación de simulación de modelo y finalmente ejecución del algoritmo genético con el fin de producir una respuesta similar o igual a la de los datos experimentales.

2.7.2.1 Algoritmo genético

El algoritmo genético empleado fue implementado en Python a través del uso de la librería *scipy.optimize* con el objetivo de minimizar la función objetivo de la ecuación (2.12), donde N es la cantidad de muestras de datos experimentales, F es el vector de muestras del experimento, f es el modelo simulado y finalmente k es el intervalo de muestreo.

$$Err = \sum_{i=0}^{i=N} (F_i - f(ki))^2 \quad (2.12)$$

Los parámetros del algoritmo genético usados se observan en la Tabla 2.7, es importante recalcar que para el algoritmo se usó un punto inicial de búsqueda y un rango de búsqueda el cual se estimó a través de mediciones, o datos de proveedores de motores similares.

Tabla 2.7 Parámetros de algoritmo genético

Max iteraciones	100
Tamaño de población	50
Probabilidad de Mutación	0.05
Probabilidad de cruce	0.8
Estrategia	Best1bin

2.7.2.2 Experimentos

Para poder identificar las constantes del motor y del modelo de fricción se realizaron tres diferentes experimentos:

En el primer experimento se recolectaron datos alimentando una señal de voltaje como la de la ecuación (2.13) al motor sin que este ensamblado con la correa sincrónica, con el fin de minimizar el efecto de la fricción sobre el motor, y se recompilaron datos de la velocidad vs el tiempo.

En el segundo experimento se recolectaron experimentos con la misma señal de la ecuación (2.13) pero con el motor ensamblado en el sistema y la banda sincrónica con la tensión de uso, con el fin de incluir el efecto de la fricción en los datos, y se recompilaron los datos de la velocidad vs tiempo.

$$\begin{aligned} V(t) \\ = 5 \sin\left(\frac{10}{2\pi}t\right); t: [0,10] \end{aligned} \quad (2.13)$$

Finalmente, el tercer experimento se realizó recolectando datos del motor a velocidades constantes para analizar la fricción en el estado estable de la respuesta ya que en el estado estable la fricción se modela por la ecuación (2.14)[8], por lo cual en este experimento se recolectaron 30 puntos de velocidad constante en cada dirección del motor y se midió la corriente del motor para estimar el torque del motor como muestra la ecuación (2.15).

$$T_{fs} = \left[f_c + (f_s - f_c) e^{-\left(\frac{\omega_m}{V_s}\right)^2} \right] \text{sgn}(\omega_m) + \sigma_2 \omega_m \quad (2.14)$$

$$T_{fs} = K_t i \quad (2.15)$$

Es importante destacar que los datos recopilados debieron de ser filtrados e interpolados para obtener compatibilidad con los datos generados por las simulaciones y obtener comparaciones significativas.

2.7.2.3 Optimización de parámetros

La identificación de constantes se separó en tres etapas: La identificación de constantes del motor, La identificación de las constantes de la fricción en estado estable (2.14) y finalmente la identificación de las constantes de fricción del modelo de LuGre (2.7)-(2.9). Este proceso se observa resumido en la Figura 2.10.

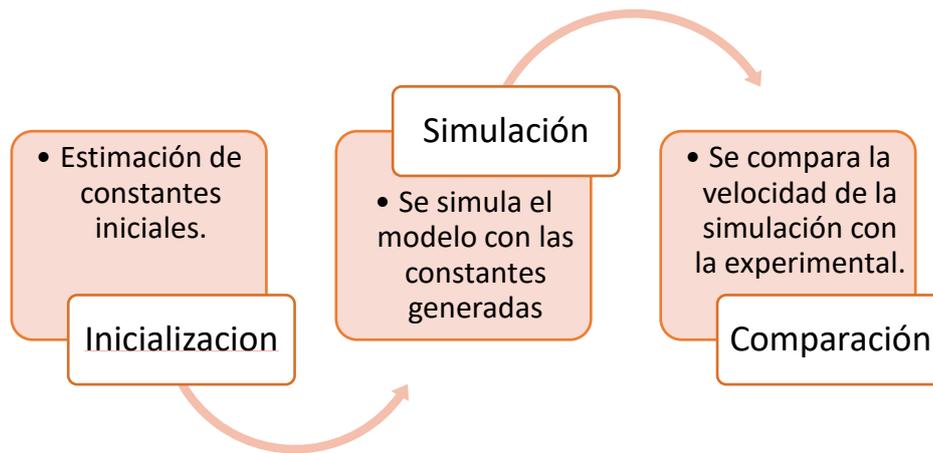


Figura 2.10 Proceso de optimización de parámetros

Para la identificación de las constantes del motor se usaron los datos del primer experimento en conjunto con simulaciones basadas en el modelo de espacio de estados de (2.10) y (2.11), usando del algoritmo genético, se logró converger a un vector de constantes con un error mínimo.

Posterior a la identificación de parámetros del motor se identificaron los parámetros de estado estable del modelo de LuGre usando el experimento número 3.

Finalmente, se realizó la identificación de todas las constantes del modelo de LuGre usando (2.7)-(2.9) y los datos del experimento número 2, empleando como punto inicial de búsqueda las constantes del estado estable.

2.7.3 Implementación del Lazo de control

Para la implementación del lazo de control descrito en la Figura 2.11, se programó la lectura de cada sensor del sistema (encoders y sensor de fuerza) en procesos de Python independientes ya que la lectura de estos se ejecuta a diferentes frecuencias debido a las condiciones del hardware.

Los componentes principales del lazo de control son la lectura del encoder, la lectura del sensor de fuerza, la estimación en tiempo real de torque friccional a través del uso de un observador de fricción con el modelo de LuGre y el controlador de Cascada PID.

La lectura de los datos del encoder se realiza a una frecuencia de 2kHz y se publican los datos de velocidad del motor a una variable compartida a la cual el observador de fricción tiene acceso.

La lectura de los datos del sensor de fuerza se realiza a través de interfaz serial a una frecuencia de 65Hz y de manera similar las lecturas se publican a una variable compartida de la cual el lazo principal tiene acceso.

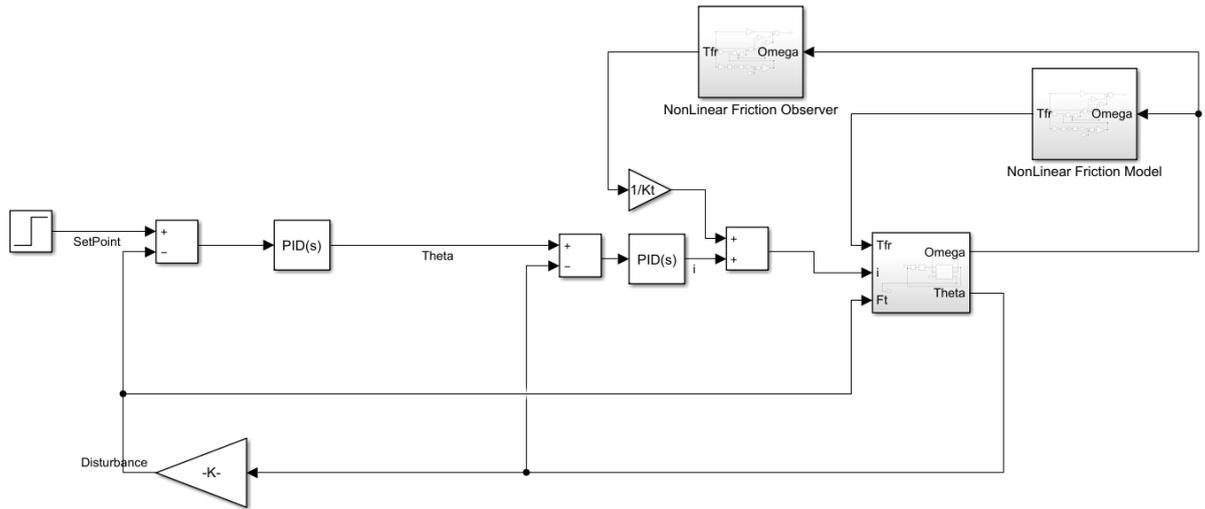


Figura 2.11 Esquema de control a ser implementado

El observador de fricción en tiempo real se implementó a través de las ecuaciones (2.7)-(2.9) a una frecuencia de 10kHz y se estimó numéricamente la fricción en tiempo real usando la velocidad del encoder y el método de Crank-Nicolson (2.16).

$$z_{i+1} = z_i + \frac{h}{2} (\dot{z}(\omega_m, z_i) + \dot{z}(\omega_m, z_{i+1})) \quad (2.16)$$

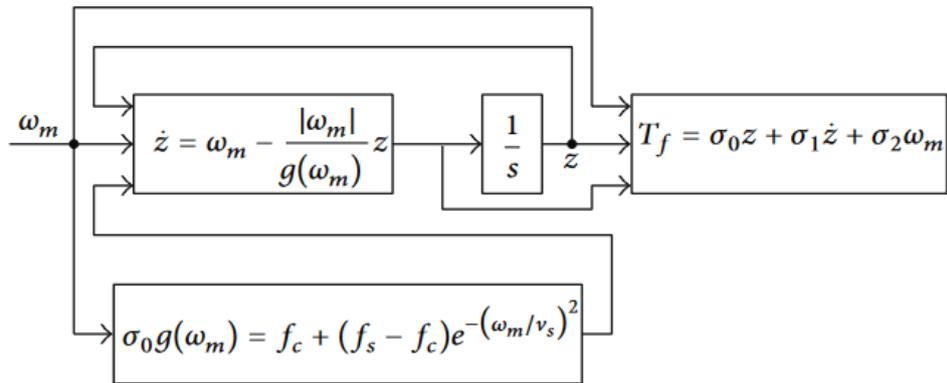


Figura 2.12 Observador de fricción

2.7.4 Sintonización del controlador PID

Para la sintonización del controlador PID se aproximó el mecanismo a un sistema lineal, con cada tendón se asumió un comportamiento de un resorte lineal, a pesar de que en la realidad esto no es real, por lo cual el término de la fuerza del tendón en la ecuación (2.6) se aproximó con la ecuación (2.17)

$$F_T = Kr\theta \quad (2.17)$$

Se asumió una rigidez alta, obtenida de datos experimentales del sistema, y se sintonizó el controlador con los parámetros de desempeño de menor o igual de 5% de sobrenivel porcentual, tratando de minimizar en lo posible el tiempo de respuesta con un tiempo de respuesta menor o igual a 0.5 segundos.

Primero se sintonizó el controlador de posición, con un requerimiento de un tiempo de estabilización de 1 segundo y sin sobre nivel porcentual. través del uso de una función de transferencia simplificada en la ecuación (2.18), en esta función de transferencia se consideró la entrada del motor siendo de corriente con el fin de simplificar el proceso ya que el motor tiene un módulo que permite controlar una salida constante de corriente y el tiempo de respuesta de este módulo es considerablemente más rápido que el tiempo de respuesta en el movimiento del motor.

$$\frac{\theta(s)}{I(s)} = \frac{K_T}{Js^2 + Bs + kr} \quad (2.18)$$

Posterior se desteterminaron los polos deseados del sistema de lazo cerrado analizando el Lugar geométrico de las raíces del sistema.

Luego se determinaron las ganancias del controlador a través del método de igualación de polinomios característicos, como muestra la ecuación (2.19) - (2.22).

$$\frac{\theta(s)}{\theta_s(s)} = \frac{\frac{K_T}{Js^2 + Bs + kr} \frac{K_p s + K_I + K_D s^2}{s}}{1 + \frac{K_T}{Js^2 + Bs + kr} \frac{K_p s + K_I + K_D s^2}{s}} \quad (2.19)$$

$$= \frac{N(s)}{(s - p_1)(s - p_2)(s - p_3)}$$

$$K_p = \frac{-(p_1 * p_2 + p_1 * p_3 + p_3 * p_2) * J - k * r}{K_T} \quad (2.20)$$

$$K_I = \frac{-(p_1 * p_2 * p_3) * J}{K_T} \quad (2.21)$$

$$K_D = \frac{-(p_1 + p_2 + p_3) * J - B}{K_T} \quad (2.22)$$

Para la sintonización del controlador de fuerza se siguió el procedimiento del LGR, se realizó el uso de la función de transferencia de la ecuación (2.23) que muestra el lazo cerrado del controlador PID de posición con el sistema de (2.18).

$$\frac{F_T(s)}{\theta_s(s)} = \frac{\frac{K_T}{Js^2 + Bs + kr} \frac{K_p s + K_I + K_D s^2}{s}}{1 + \frac{K_T}{Js^2 + Bs + kr} \frac{K_p s + K_I + K_D s^2}{s}} * kr \quad (2.23)$$

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

En la presente sección se detallan los resultados obtenidos del diseño y respectiva implementación física de los sistemas mecánico, electrónico y de control del mecanismo de adquisición de datos, es pertinente aclarar que los resultados expuestos en esta sección son los correspondientes al subsistema de uno de los dos lados (un tendón) del proyecto ya que para el otro tendón se dio el mismo proceso y resultados extremadamente similares.

Con respecto al diseño mecánico se detallan los resultados de selección de banda sincrónica y las piezas diseñadas en SolidWorks además de las propiedades del material y método de fabricación. Finalmente, con respecto a el diseño del sistema de control se presentan los resultados obtenidos de la identificación y modelación del sistema, además del controlador sintonizado y código creado para su respectiva implementación, incluyendo la comparación del desempeño con el controlador implementado con el simulado.

3.1 Resultados del diseño Mecánico

3.1.1 Diseño de las piezas del sistema

En el diseño mecánico del sistema de control de fuerza se usaron bandas sincrónicas y se diseñaron un total de 5 piezas ensamblables para el control de cada tendón.

En la Figura 3.1 se puede observar el ensamblaje del sistema propuesto, en este se pueden visualizar elementos como las poleas síncronas, el riel lineal, el servomotor, el sensor de fuerza y las poleas para el tendón.

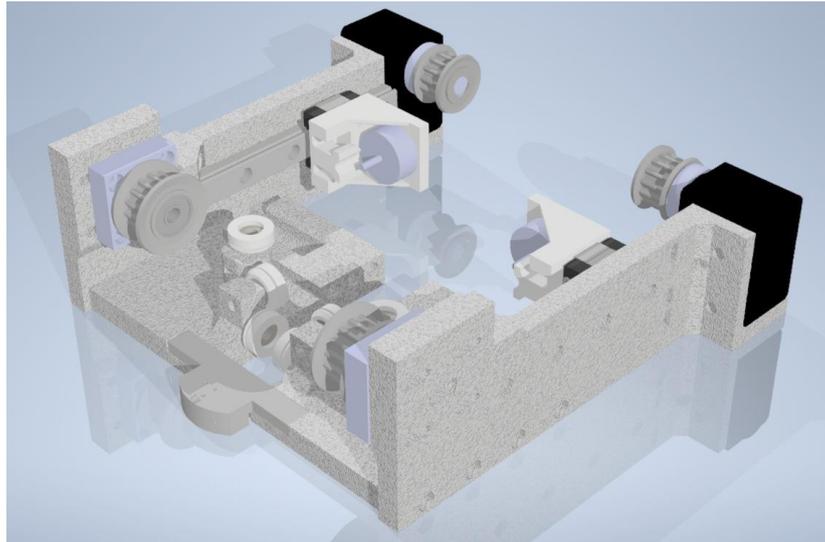


Figura 3.1 Ensamblaje del mecanismo diseñado

El sistema fue diseñado manteniendo una longitud de movimiento del sensor de 8 cm, además de una distancia entre poleas síncronas de 12 cm, adicionalmente en el elemento donde se coloca la polea idler, se diseñó un elemento cuyo movimiento se encuentra restringido en todos los ejes menos en el horizontal, con el fin de poder ser ajustado a través de otro, y así conseguir una tensión apropiada para la correa síncrona.

Adicionalmente se fabricaron las piezas diseñadas a través de impresión 3D, el producto final del ensamblaje y fabricación del sistema se muestra en la Figura 3.2 y Figura 3.3 usando SLS en resina Rigid 4000.



Figura 3.2 Vista frontal de la implementación del sistema



Figura 3.3 Vista lateral de la implementación del sistema

3.1.2 Diseño de sistema de transmisión de potencia

Bajo el uso de la Figura 3.4 se estableció el uso de un perfil S5M, se escogió una polea de 14 dientes y un idler de 16 dientes para obtener una reducción similar a la deseada, además se usó (2.4) para escoger un espesor de banda correspondiente a 10 mm.

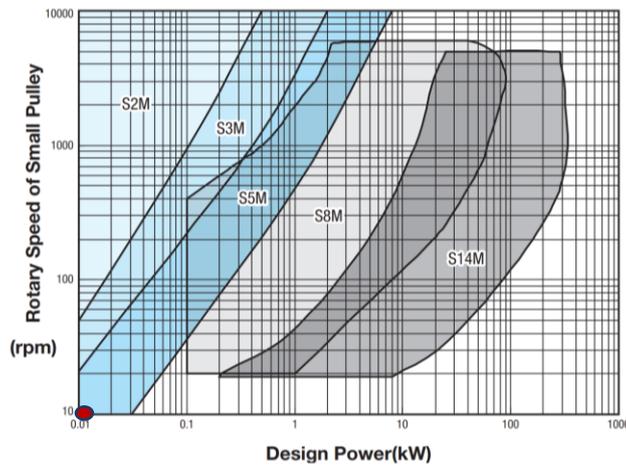


Figura 3.4 Selección de perfiles para banda síncrona [14]

3.1.3 Diseño del sistema de control

En esta sección se describen los resultados obtenidos en el proceso de identificación, sintonización e implementación del sistema de control del proyecto.

En la identificación del modelo del sistema se ajustaron las constantes de parámetros del motor a través del método descrito en el capítulo 2, de esta forma se obtuvo un modelo que se ajusta a los datos experimentales para el motor, incluyendo su fricción en estado estable y en su respuesta dinámica.

Las constantes del motor identificadas fueron las siguientes:

$$\begin{aligned}
 R_a &: 9.25170038 \, \Omega \\
 L_a &: 2.74492995e - 04 \, H \\
 J &: 6.94938581e - 03 \, Kgm^2 \\
 K_T &: 2.68651742 \frac{Nm}{A} \\
 B &: 2.89755777e - 01 \frac{Nm}{\frac{rad}{s}}
 \end{aligned}$$

Los datos experimentales se ajustan al modelo obtenido del motor, como lo muestra la Figura 3.5, con un error cuadrático de 1.053, este error no pudo ser menor ya que a pesar de que en el diseño del experimento se trató de

minimizar la contribución de la fricción en la recolección de datos es imposible eliminarla.

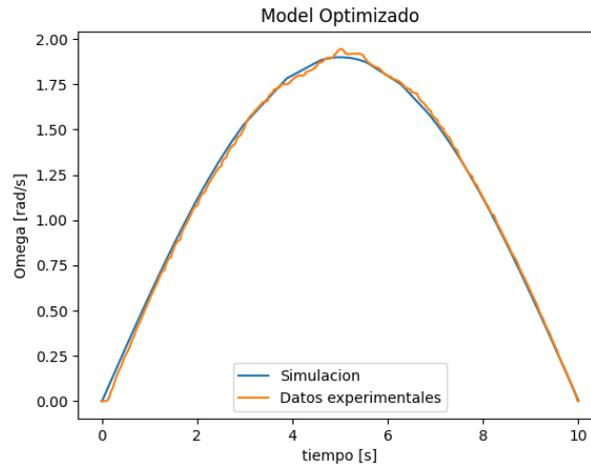


Figura 3.5 Identificación de parámetros del motor

Para el modelo de fricción de estado estable se obtuvieron las siguientes constantes:

$$\sigma_2: 0.02133408 \frac{Nm}{\frac{rad}{s}}$$

$$T_s: 0.0619655 Nm$$

$$T_c: 0.03517353 Nm$$

$$V_s: 0.09698982 \frac{rad}{s}$$

Estas constantes se ajustan a los datos experimentales presentes en la Figura 3.6, reduciendo el error cuadrático descrito en el capítulo 2 hasta 0.0006353, adicionalmente cabe destacar que este ajuste se da para la porción positiva de la velocidad y para la porción negativa en caso de requerir mayor precisión se debería de usar otras constantes, sin embargo, para los propósitos de este trabajo el modelo obtenido se consideró adecuado.

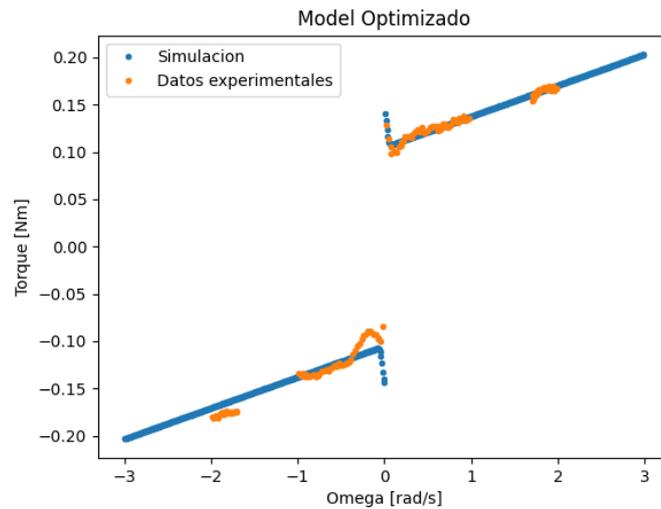


Figura 3.6 Identificación de parámetros de fricción estable

Finalmente se identificaron las constantes de fricción en estado dinámico y se encontraron las siguientes constantes:

$$\begin{aligned} \sigma_0 &: 1.14738950e + 04 \frac{Nm}{rad} \\ \sigma_1 &: 1.53051627e + 02 \frac{Nm}{\frac{rad}{s}} \\ \sigma_2 &: 2.96498566e - 03 \frac{Nm}{\frac{rad}{s}} \\ T_s &: 7.14060911e - 02 Nm \\ T_c &: 5.46016179e - 02 Nm \\ V_s &: 6.13168136e - 02 \frac{rad}{s} \end{aligned}$$

Estas constantes se ajustan a los datos experimentales que muestra la Figura 3.7 con un error cuadrático de 0.5919, en esta grafica se observa no solo el buen ajuste del modelo de fricción sino también el buen ajuste del modelo del motor ya que la simulación se realizó suponiendo una entrada de voltaje variante al motor.

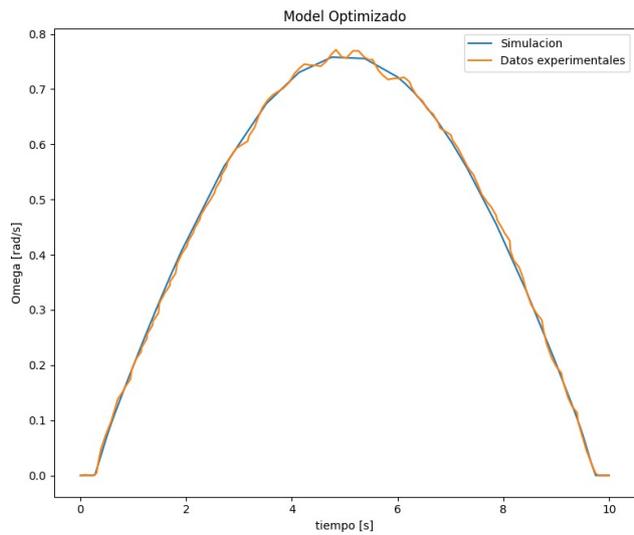


Figura 3.7 Identificación de parámetros de fricción de LuGre

Finalmente, se estimó la rigidez máxima del mecanismo a través de un experimento del cual se registraron los datos de Fuerza vs Posición como se muestra en la Figura 3.8, y se obtuvo una rigidez máxima de 6742.8 N/m.

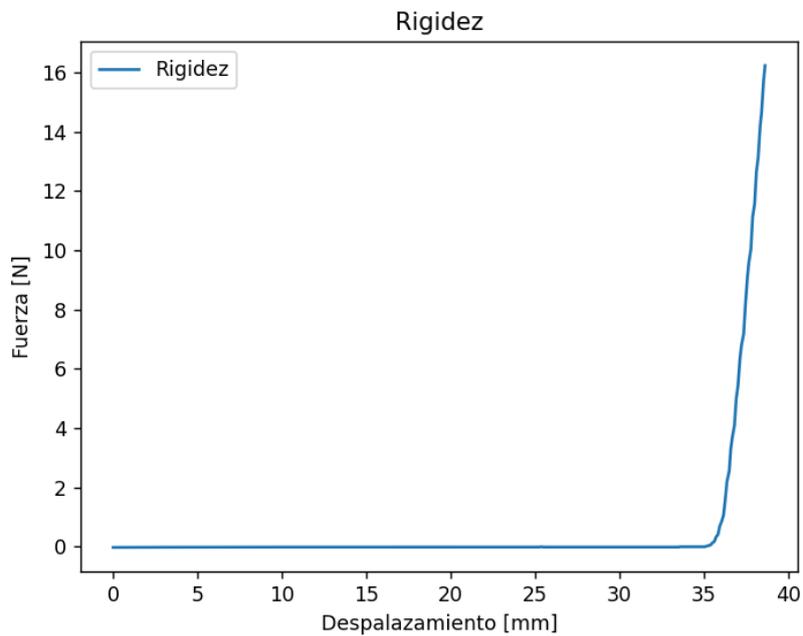


Figura 3.8 Fuerza vs desplazamiento del tendón

3.1.4 Sintonización del controlador

El controlador de posición se sintonizó primero encontrando los polos de lazo cerrado deseados en el LGR del sistema identificado en la ecuación (3.1), cuyos polos no compensados en LA son los de (3.2), como se muestra en la Figura 3.9.

$$\frac{\theta(s)}{I(s)} = \frac{2.684}{0.006955s^2 + 0.2898s + 74.85} \quad (3.1)$$

$$p_{1,2} = -20.83 \pm 101.62j \quad (3.2)$$

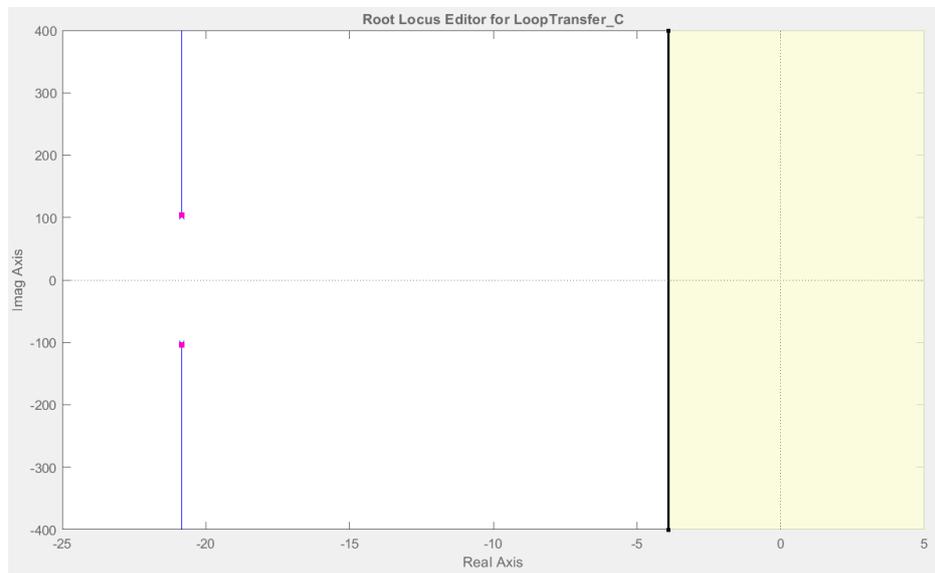


Figura 3.9 LGR del Sistema no compensado

Se identifico el siguiente polo sistema en lazo cerrado que satisfacen los requerimientos planteados para el controlador con un tiempo de estabilización de 1 segundo.

$$\omega_s = \frac{4}{T_s \zeta} = 4 \quad (3.3)$$

$$p_1 = -4 \quad (3.4)$$

Sabiendo que el controlador PID añade dos ceros y un polo en el origen, se vio en la Figura 3.10 que sin importar la posición de los ceros el eje real, el polo deseado se encuentra dentro del LGR mientras exista un cero a la izquierda, por lo cual la posición de este polo solo depende del cumplimiento del criterio de la magnitud.

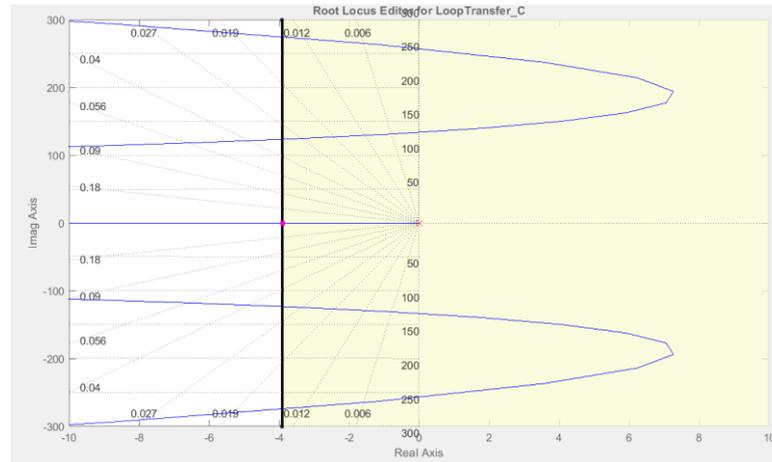


Figura 3.10 LGR del sistema con polo en el origen

Para la ubicación de los ceros se sabe que dependen de la posición deseada de los otros dos polos del sistema. Se busca cumplir el criterio de los polos dominantes siendo la parte real 5 veces mayor en magnitud a la del polo deseado. Se usaron las ecuaciones de (2.20) - (2.22) con los polos de (3.4) y (3.5) para determinar las ganancias del PID de (3.6) - (3.8), adicionalmente se obtuvo la respuesta del sistema con el cero ubicado en la posición deseada y el LGR compensado en la Figura 3.11 y la Figura 3.12.

$$p_{2,3} = -20 \pm 102j \quad (3.5)$$

$$K_p = 0.525 \quad (3.6)$$

$$K_I = 112 \quad (3.7)$$

$$K_D = 0.00606 \quad (3.8)$$

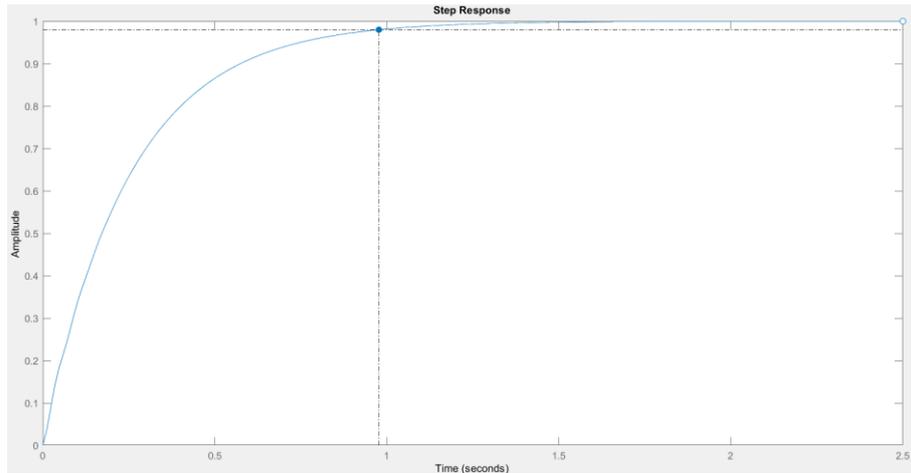


Figura 3.11 Respuesta a escalón unitario del sistema con controlador de posición

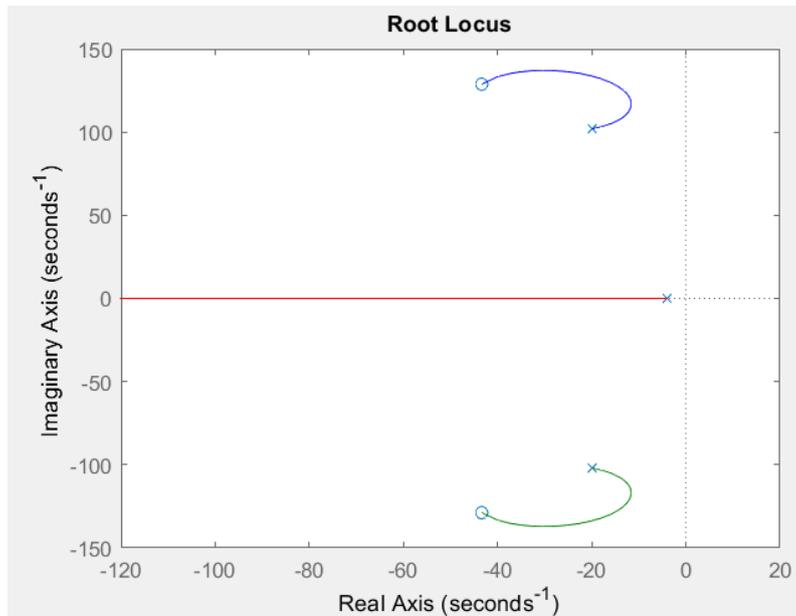


Figura 3.12 LGR del sistema compensado

Para la sintonización del controlador de fuerza se trabajó con el sistema de la ecuación (3.9) que corresponde al sistema de la ec. (2.23) con las ganancias y constantes identificadas.

$$\frac{F_T(s)}{\theta_s(s)} = \frac{1.218s^2 + 105.6s + 2.25E04}{0.006955s^3 + 3.06s^2 + 76.26s + 300.6} \quad (3.9)$$

Se obtuvo el LGR del sistema en la Figura 3.13 y se identificaron las regiones de polos dominantes deseados para cumplir con los parámetros de rendimiento del sistema.

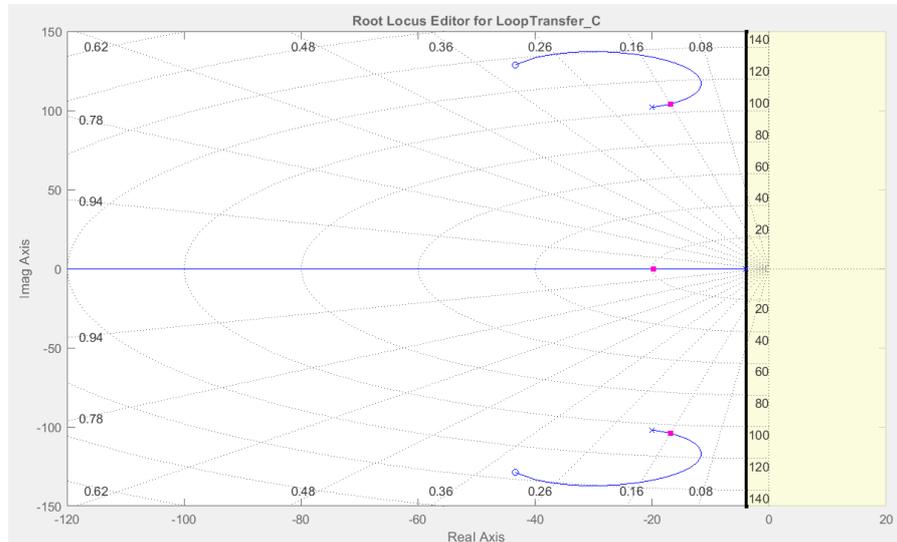


Figura 3.13 LGR del sistema en cascada no compensado

La parte real de los polos dominantes deseados es -7.825 . Se agregó un polo en el origen lo cual cambió el LGR al de la Figura 3.14, y se analizó el LGR considerando sólo relevante la rama cercana al origen ya que las otras ramas del LGR se encuentran lo suficientemente lejos como para considerarse no dominantes.

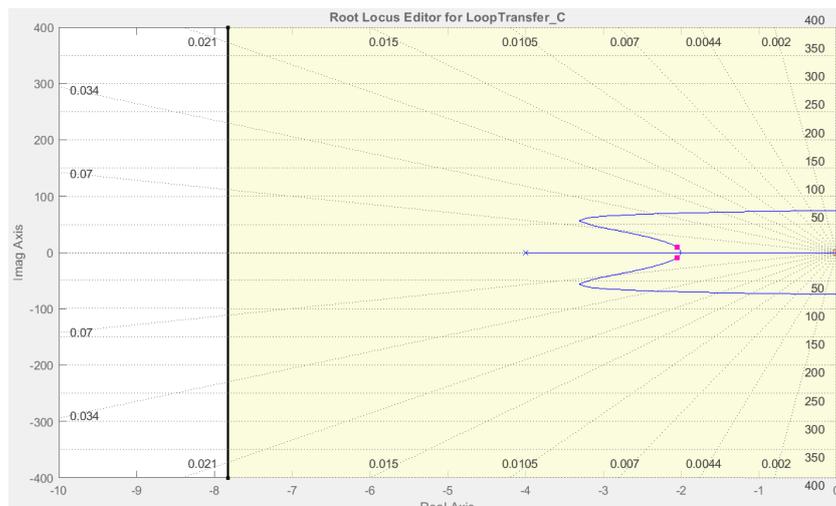


Figura 3.14 LGR del sistema en cascada con polo en el origen

Se colocó un cero a la derecha de la ubicación del polo deseado para que el LGR exista en la región del polo deseado y adicionalmente se desea que el

punto de entrada del LGR coincide con el polo deseado, bajo esta condición se obtuvo la ubicación del primer cero en (3.11) usando (3.10).

$$\frac{d}{d\sigma} \left(\left(\frac{1}{\left(\frac{\sigma + Z_1}{\sigma} \right) \frac{1.218\sigma^2 + 105.6\sigma + 2.25E04}{0.006955\sigma^3 + 3.06\sigma^2 + 76.26\sigma + 300.6}} \right) \right) = 0; \sigma = -7.825 \quad (3.10)$$

$$Z_1 = -5.2665 \quad (3.11)$$

Para que el polo quede en el punto de entrada se debe de usar la ganancia $K=0.039445$.

Finalmente, se ubicó un cero real lejano con el fin de minimizar el efecto de los polos no dominantes, con un $Z_2 = -200$, obteniendo el LGR de la Figura 3.15 y la respuesta a escalón de la Figura 3.16.

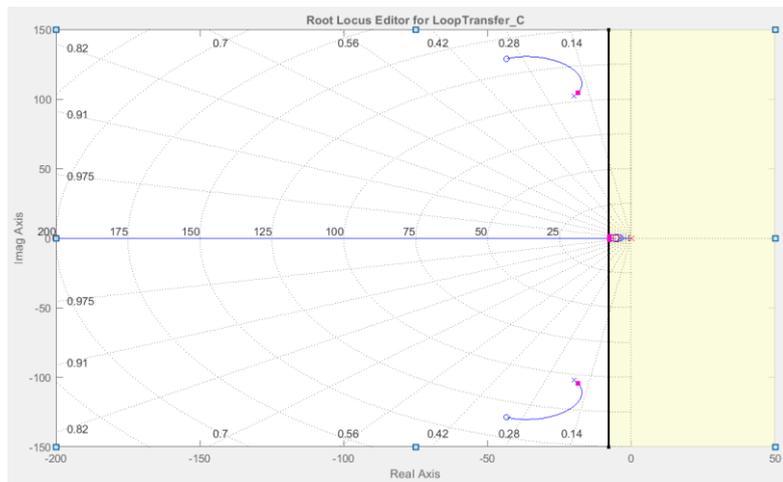


Figura 3.15 LGR del sistema en cascada compensado

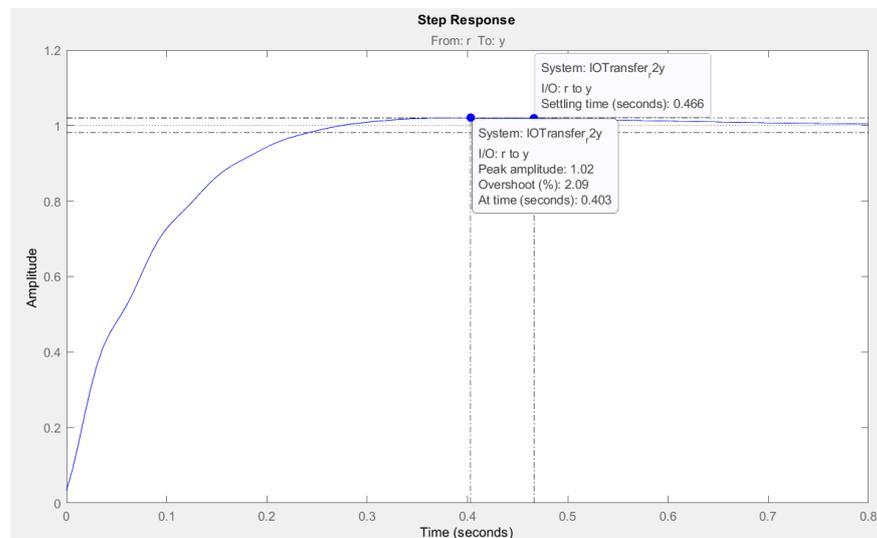


Figura 3.16 Respuesta a la entrada escalón unitario del controlador final

Finalmente se obtuvieron las ganancias PID del controlador diseñado, las cuales se encuentran en (3.12) - (3.14).

$$K_P = 0.0405 \quad (3.12)$$

$$K_I = 0.208 \quad (3.13)$$

$$K_D = 0.000197 \quad (3.14)$$

3.1.5 Implementación del Controlador

Para la implementación del controlador se escribieron algunos módulos de código en Python para poder realizar las siguientes tareas de forma asíncrona: Lectura de sensores, Estimación de fricción, accionamiento de motores, adquisición de datos, y la ejecución del lazo de control. Adicionalmente se diseñó una interfaz gráfica simple, que se muestra en la Figura 3.17 para facilitar el uso del sistema por parte del investigador.

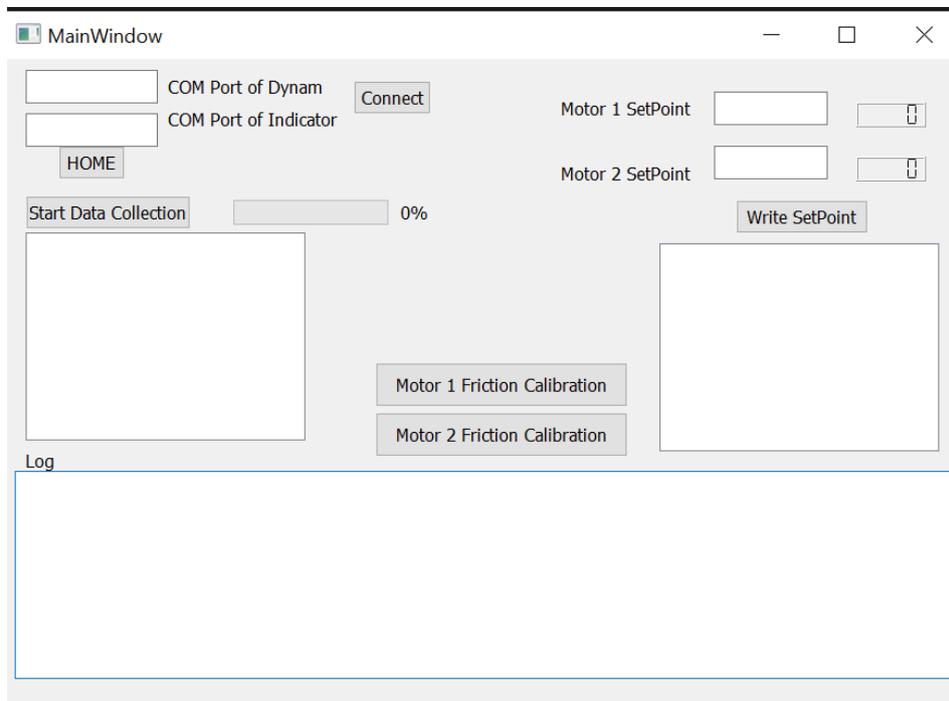


Figura 3.17 Interfaz Gráfica diseñada

Finalmente, se obtuvieron las gráficas de respuesta del sistema de control de fuerza en la Figura 3.18, se muestra una respuesta diferente de la obtenida en las simulaciones por el modelo linealizado, esto se da debido a que el modelo linealizado utiliza la rigidez más alta que puede mostrar el mecanismo, mientras en la realidad esta rigidez no es un valor constante sino uno variable y altamente no lineal, por lo cual el mecanismo real no produce una fuerza alta tan rápidamente como el modelo linealizado. Otro motivo de esta discrepancia es la presencia de una condición inicial en la que los tendones no se encuentran tensionados por lo cual en el mecanismo real existe desplazamiento sin crecimiento de fuerza cuando en el modelo linealizado esto no es posible.

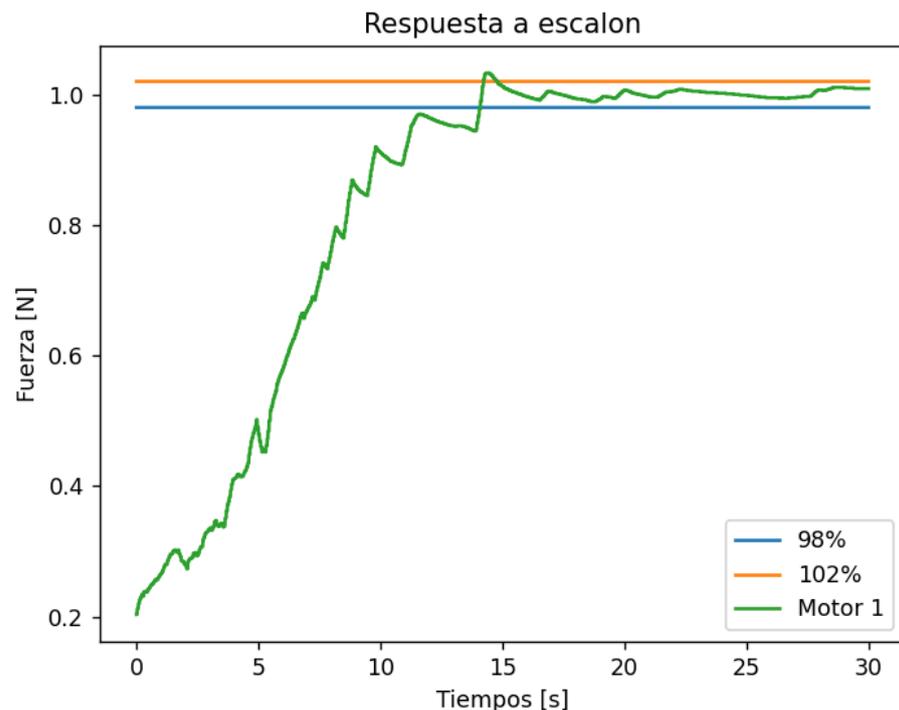


Figura 3.18 Respuesta al escalón del sistema en cascada implementado

3.2 Análisis de los costos del sistema

Debido a que el sistema fue implementado se tuvieron que comprar las diferentes piezas y componentes que forman parte de este, Estas compras se realizaron en KRW que es la divisa de Corea del Sur y se adjunta en la Tabla 3.1 una conversión de esta a USD usando la tasa de conversión de enero de 2023.

Tabla 3.1 Costos de los elementos del sistema

Tipo de Sistema	Descripción	Cantidad	Precio Unitario(KRW)	Precio Total(KRW)	Precio Total(USD)
Mecánico	1m Banda S5M	1	KRW 19,019.00	KRW 19,019.00	\$14.98
	Polea Idler S5M 16T	2	KRW 38,220.00	KRW 76,440.00	\$60.19
	polea S5M 14T	2	KRW 5,980.00	KRW 11,960.00	\$9.42
	Resorte 80 mm	3	KRW 1,220.00	KRW 3,660.00	\$2.88
	Rodamiento para Poleas 10x5mm	6	KRW 890.00	KRW 5,340.00	\$4.20
	Material Resina Rigid 4000 400g	1	KRW 100,000.00	KRW 100,000.00	\$78.74
	Riel Lineal M12C	2	KRW 29,192.00	KRW 58,384.00	\$45.97
	Barilla de acero 8 mm x 80 mm	2	KRW 1,490.00	KRW 2,980.00	\$2.35
Electrónico	Dynamixel XH430	2	KRW 387,200.00	KRW 774,400.00	\$609.76
	Controlador Dynamixel	1	KRW 36,300.00	KRW 36,300.00	\$28.58
	Galga de fuerza Daxcell UMMA 2Kgf	2	KRW 250,000.00	KRW 500,000.00	\$393.70
	Indicador Daxcell 130m	1	KRW 300,000.00	KRW 300,000.00	\$236.22
			Total	KRW 1,888,483.00	\$1,486.99

El costo total del este fue de 1487 USD, este costo relativamente elevado puede ser mucho mayor, sin embargo, en el caso de esta implementación se tuvieron los costos presentes debido a la calidad de cada componente que el cliente quiso tener, en caso de requerir de una reducción de costos se puede cambiar el material de fabricación y las marcas de los distintos componentes como sensores, motores y rieles lineales.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

- El sistema creado se diseñó con el objetivo de automatizar la adquisición de datos de la dinámica de un MHR genérico, con la intención de crear una herramienta que permita realizar modelación y control moderno a base de datos. Estos objetivos a la vez dieron paso a distintas limitaciones y comportamientos del sistema como lo es el efecto de acoplamiento entre los dos tendones del mecanismo que no fue considerado.
- El sistema realizado fue validado en su implementación en la cual se hizo uso de los modelos realizados para un control feedforward, sin embargo, cabe recalcar que el modelo del mismo es sensible a la tensión de la banda síncrona y debe de ser recalibrado con el algoritmo genético el cual a su vez es un algoritmo estocástico por lo cual se puede concluir que el desempeño del controlador podrá ser óptimo, pero no será constante.
- Para la sintonización del sistema de control diseñado se asumió el comportamiento de los tendones del sistema como resortes con una rigidez constante, sin embargo a pesar de que esta aproximación sea suficiente para obtener una respuesta estable, sin error estacionario, y con bajo sobrenivel, debido a la evidencia en la discrepancia entre las simulaciones de Matlab y la implementación es concluyente que este no es un modelamiento ideal para describir los tendones ya que debido a la geometría de los eslabones y el acoplamiento, la rigidez es una función altamente no lineal la cual depende de las variables indicadas anteriormente además de las fuerzas externas sobre el mecanismo.
- Debido a la implementación modular del sistema, la cual incluye su lógica de control y adquisición de datos realizadas en Python, el sistema implementado funciona como una plataforma de desarrollo para futuros actuadores ya que

se pueden cambiar las constantes del PID además de poder adaptar cualquier lazo de control que se desee diseñar.

- Finalmente es importante recalcar que durante la implementación y diseño del controlador se evaluó la implementación de un controlador de fuerza a través de la corriente, pero debido a la fricción este tenía muchos problemas de estabilidad los cuales se vieron altamente reducidos al realizar un control en cascada con un control de posición por lo cual se concluye que la implementación del control de cascada de posición ayuda a mitigar errores de ruidos y no idealizaciones del sistema.

Recomendaciones

- Debido a la generalidad del requerimiento del MHR a ser usado el sistema planteado es un SISO para cada tendón y no toma en consideración el acoplamiento de los tendones, por lo cual se recomienda realizar un sistema que pretenda controlar un mecanismo específico que haga uso de un controlador MIMO, que a su vez implemente un filtro de Kalman para reducir los efectos negativos de la baja frecuencia de muestreo del sensor de fuerza.
- Adicionalmente el sistema hace uso de un servomotor que posee una caja reductora con varios trenes de engranajes que a su vez contribuyen una gran cantidad de fricción por lo cual es recomendable usar motores DC con una o dos reducciones como máximo con el fin de reducir drásticamente los efectos de la fricción.
- Se recomienda no usar un servomotor comercial sino usar un motor DC y adicionalmente acoplarlo con un encoder de alta resolución y un sensor de corriente de alta resolución con el fin de obtener mayor precisión en la adquisición de datos, mayor flexibilidad en el diseño del controlador y finalmente para poder reconocer el estado de pre-deslizamiento del motor.
- Finalmente es importante recalcar una de las condiciones necesarias para el funcionamiento del sistema y adquisición de datos del mecanismo es el establecimiento de las condiciones iniciales de la posición de las juntas del mecanismo, por lo cual se recomienda como trabajo futuro agregar un

mecanismo auxiliar o sistema que ayude a forzar una condición inicial de posición antes de que los tendones sean tensionados.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] V. Vitiello, S.-L. Lee, T. P. Cundy, y G.-Z. Yang, “Emerging Robotic Platforms for Minimally Invasive Surgery”, *IEEE Reviews in Biomedical Engineering*, vol. 6, pp. 111–126, 2013, doi: 10.1109/RBME.2012.2236311.
- [2] C. C. Thompson, M. Ryou, N. J. Soper, E. S. Hungess, R. I. Rothstein, y L. L. Swanstrom, “Evaluation of a manually driven, multitasking platform for complex endoluminal and natural orifice transluminal endoscopic surgery applications (with video)”, *Gastrointestinal Endoscopy*, vol. 70, núm. 1, pp. 121–125, jul. 2009, doi: 10.1016/j.gie.2008.11.007.
- [3] W. Hong, A. Schmitz, W. Bai, P. Berthet-Rayne, L. Xie, y G.-Z. Yang, “Design and Compensation Control of a Flexible Instrument for Endoscopic Surgery”, en *2020 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, may 2020, pp. 1860–1866. doi: 10.1109/ICRA40945.2020.9196955.
- [4] D. Zhang, Y. Sun, y T. C. Lueth, “Design of a novel tendon-driven manipulator structure based on monolithic compliant rolling-contact joint for minimally invasive surgery”, *Int J CARS*, vol. 16, núm. 9, pp. 1615–1625, sep. 2021, doi: 10.1007/s11548-021-02442-w.
- [5] S. Kwon, J. Kim, Y. Moon, y K. Kim, “Hyper-Redundant Manipulator Capable of Adjusting Its Non-Uniform Curvature with Discrete Stiffness Distribution”, *Applied Sciences*, vol. 12, núm. 1, p. 482, ene. 2022, doi: 10.3390/app12010482.
- [6] M.-C. Lei y R. Du, “A study on the bending mechanism of the flexible ureteroscope”, en *ICCAS 2010*, oct. 2010, pp. 2019–2023. doi: 10.1109/ICCAS.2010.5669756.
- [7] G. Palli, G. Borghesan, y C. Melchiorri, “Modeling, Identification, and Control of Tendon-Based Actuation Systems”, *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 28, núm. 2, pp. 277–290, abr. 2012, doi: 10.1109/TRO.2011.2171610.

- [8] X. Wang, S. Lin, y S. Wang, “Dynamic Friction Parameter Identification Method with LuGre Model for Direct-Drive Rotary Torque Motor”, *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2016, p. e6929457, mar. 2016, doi: 10.1155/2016/6929457.
- [9] R. Oliva Felix y M. Silveira, *EXPERIMENTAL CHARACTERIZATION OF THE NONLINEAR CHARACTERISTICS OF FRICTION IN PNEUMATIC ACTUATORS*. 2017. doi: 10.26678/ABCM.COBEM2017.COB17-0477.
- [10] G. Palli, C. Natale, C. May, C. Melchiorri, y T. Wurtz, “Modeling and Control of the Twisted String Actuation System”, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 18, núm. 2, pp. 664–673, abr. 2013, doi: 10.1109/TMECH.2011.2181855.
- [11] L. Tang, J. Wang, Y. Zheng, G. Gu, L. Zhu, y X. Zhu, “Design of a cable-driven hyper-redundant robot with experimental validation”, *International Journal of Advanced Robotic Systems*, vol. 14, núm. 5, p. 1729881417734458, sep. 2017, doi: 10.1177/1729881417734458.
- [12] Y.-J. Kim, S. Cheng, S. Kim, y K. Iagnemma, “A Stiffness-Adjustable Hyperredundant Manipulator Using a Variable Neutral-Line Mechanism for Minimally Invasive Surgery”, *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 30, núm. 2, pp. 382–395, abr. 2014, doi: 10.1109/TRO.2013.2287975.
- [13] “Darcelle | Dacell – Another WordPress Site”. <http://dacell.com/> (consultado el 8 de febrero de 2023).
- [14] “Configurable Timing Pulleys and Timing Belts PDF”. <https://catalog.misumiusa.com/view/720746142/?sharedOn=> (consultado el 8 de febrero de 2023).
- [15] Y. Name, “ROBOTIS e-Manual”, ROBOTIS e-Manual. <https://emanual.robotis.com/docs/en/dxl/x/xh430-w350/> (consultado el 8 de febrero de 2023).

APÉNDICES

APÉNDICE A

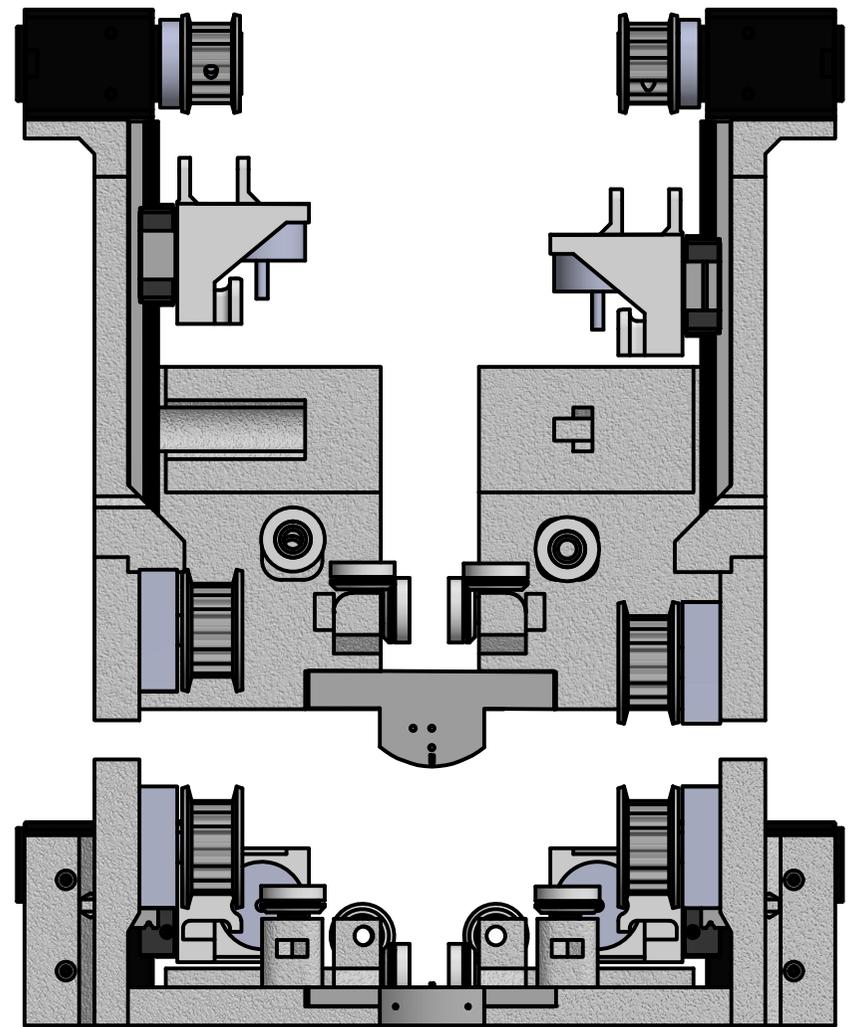
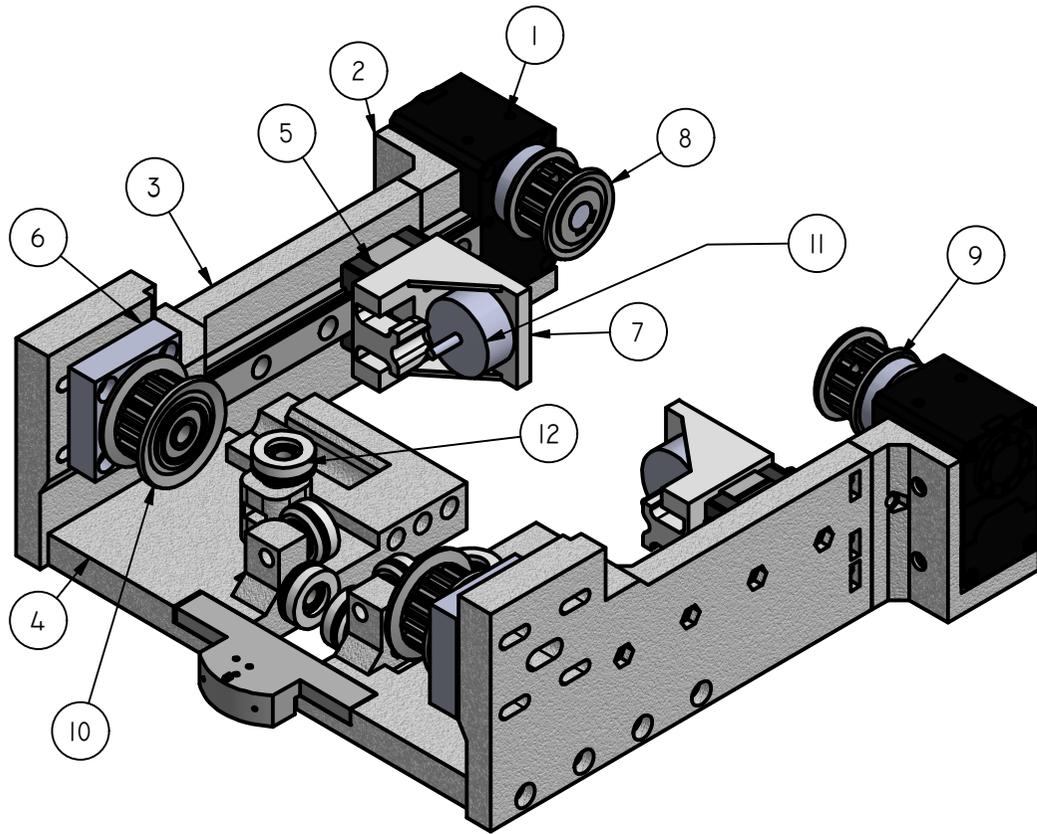
Repositorio de código de GitHub.

fdtroya .		9f92fb6 2 weeks ago	🕒 63 commits
📁 build/lib/dynamixel_sdk	initial commit		3 months ago
📁 dist	KindaWorking		3 months ago
📁 src	simulation		3 months ago
📁 tests	.		2 weeks ago
📄 CATKIN_IGNORE	initial commit		3 months ago
📄 LICENSE.txt	initial commit		3 months ago
📄 README.txt	initial commit		3 months ago
📄 data.npy	DataCollection		3 months ago
📄 dataConv.npy	DataCollection		3 months ago
📄 setup.py	initial commit		3 months ago

Repositorio de código: <https://github.com/fdtroya/TensionControl.git>

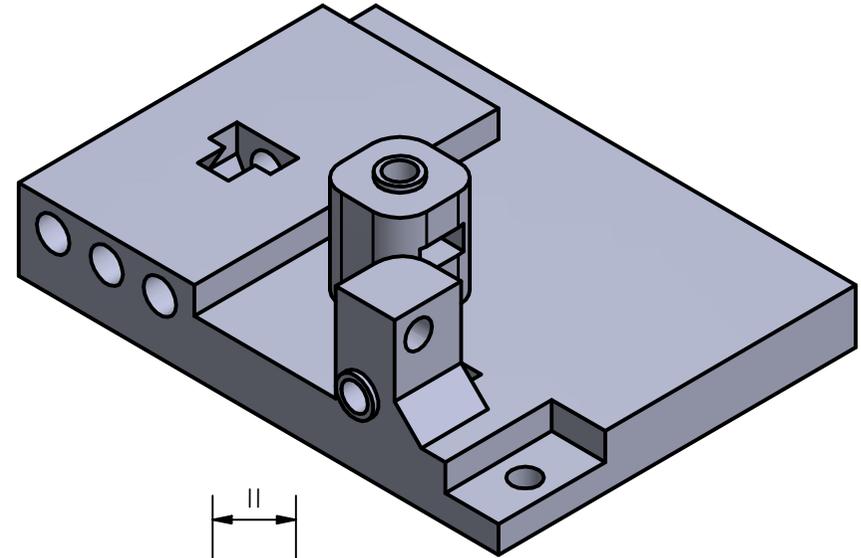
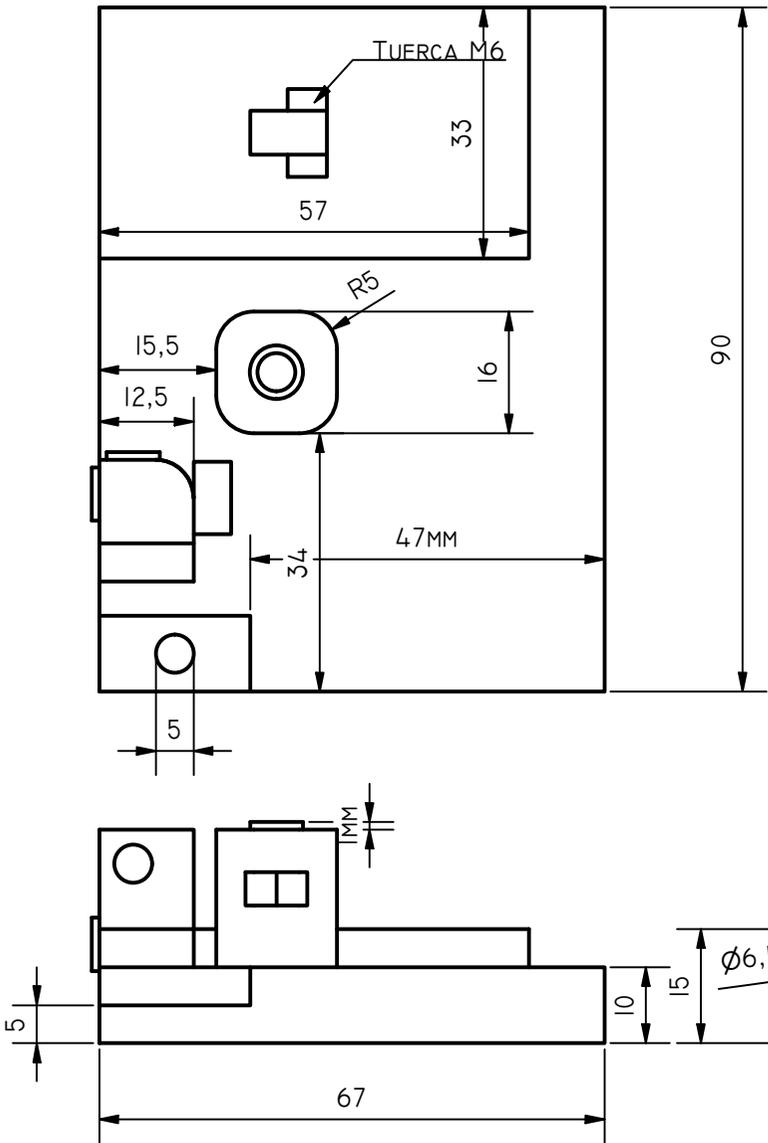
APÉNDICE B

Planos Mecánicos

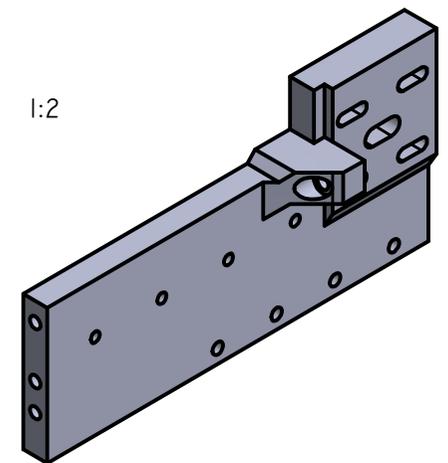
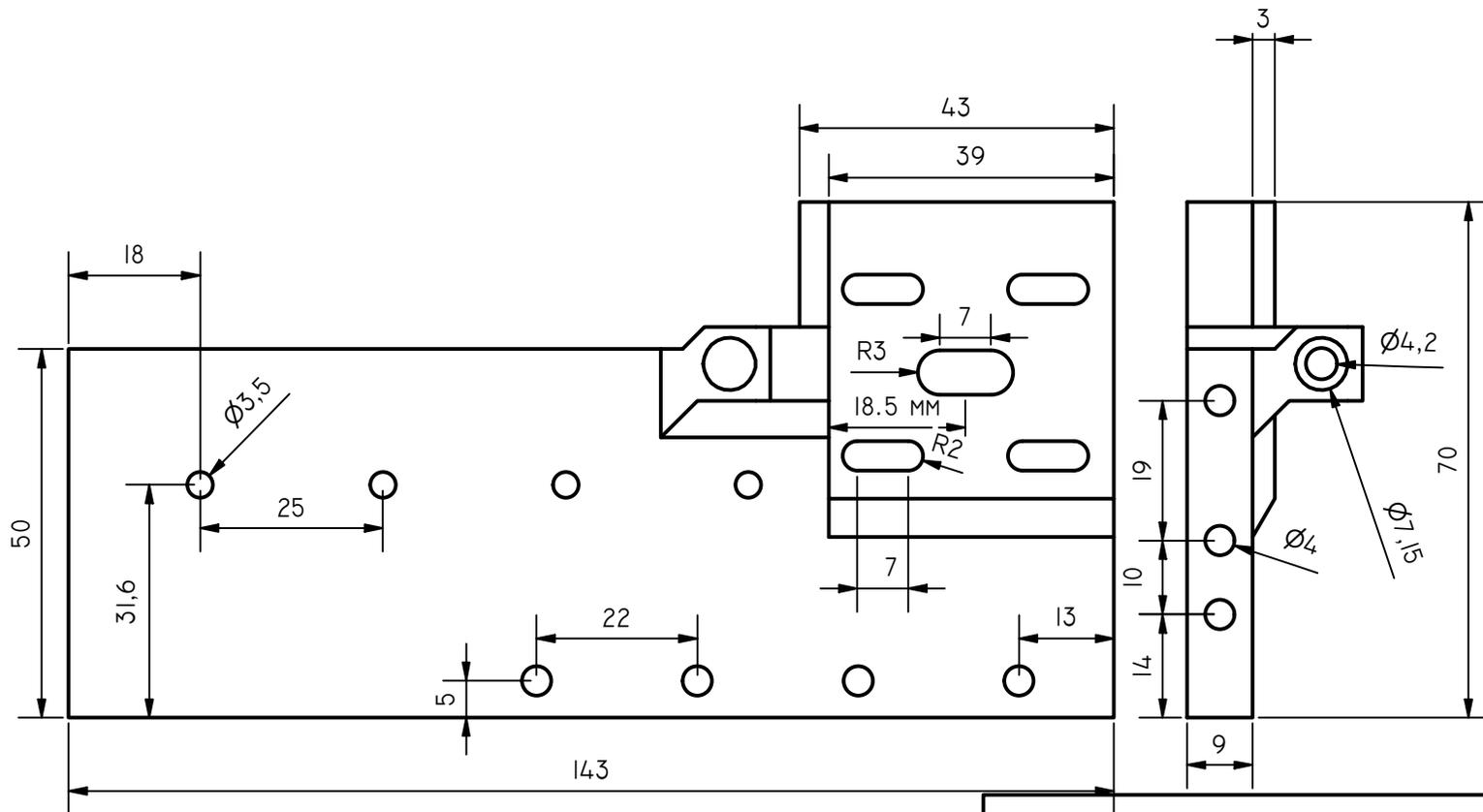


12	6	POLEA DE TENDÓN
11	2	SENSOR UMMA 2KGF
10	2	POLEA IDLER S5M 16T
9	2	ADAPTADOR DE MOTOR A POLEA
8	2	POLEA S5M 14T
7	2	MODULO DE SENSOR
6	2	TENSIONADOR DE BANDA
5	2	RIEL LINEAL MCI2
3	2	MODULO LATERAL
2	2	MODULO POSTERIOR
1	2	MOTOR DYNAMIXEL XH430
Nº DE PIEZA	QTY	DENOMINACIÓN

<p>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN</p>		TUTOR:	PHD. CARLOS SALDARRIAGA
		ALUMNO:	FERNANDO TROYA
<p>espol Sistema de adquisición de datos y control de fuerza de un mecanismo de junta de rodillos Ensamblaje</p>		FECHA:	08/02/2023
		GRUPO:	6
Esc: 1:2		LÁMINA:	1
II TÉRMINO			

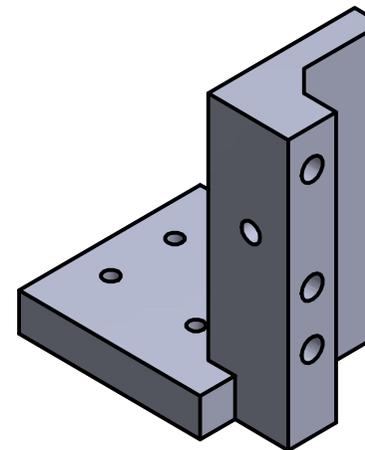
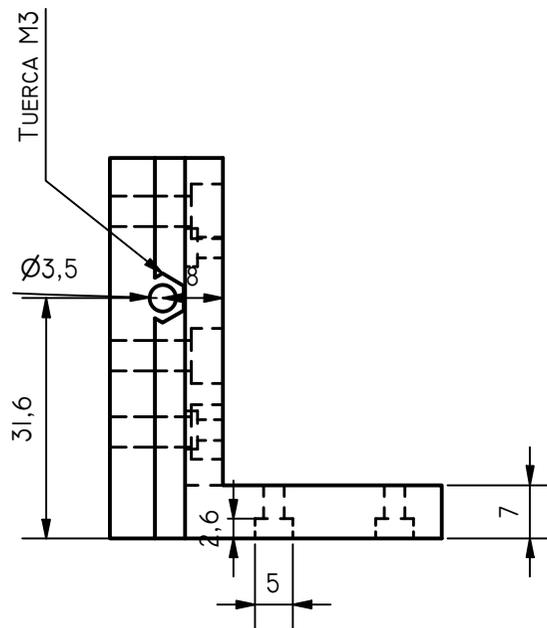
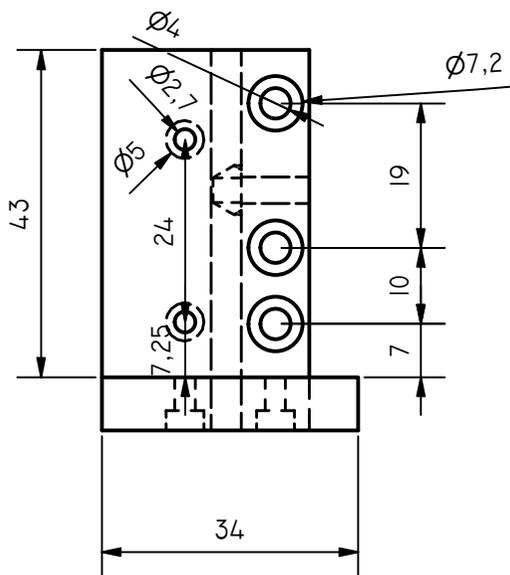
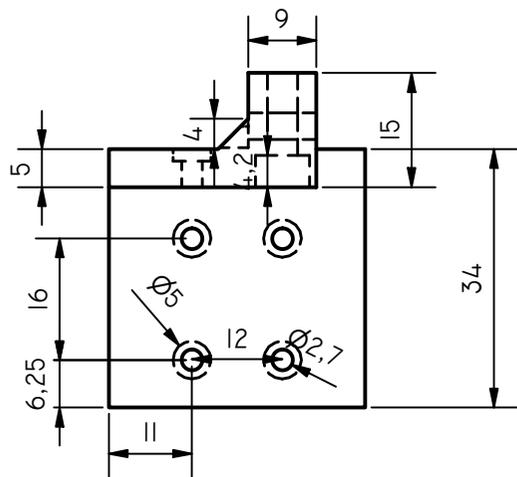


ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		TUTOR:	PHD. CARLOS SALDARRIAGA	
		ALUMNO:	FERNANDO TROYA	
		FECHA:	08/02/2023	
		GRUPO:	6	
	Sistema de adquisición de datos y control de fuerza de un mecanismo de junta de rodillos		LÁMINA:	2
	Esc: 1:1	Modulo Inferior		
II TÉRMINO				

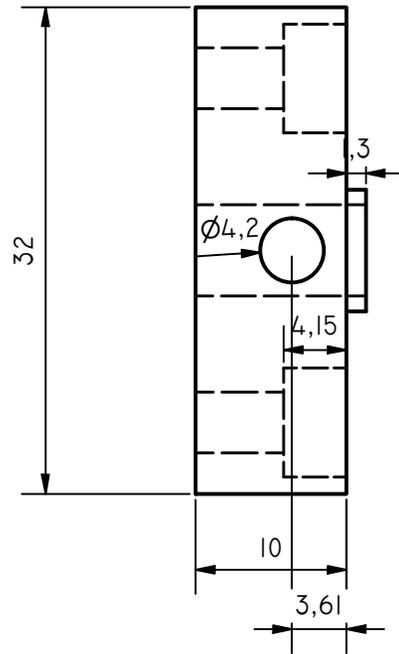
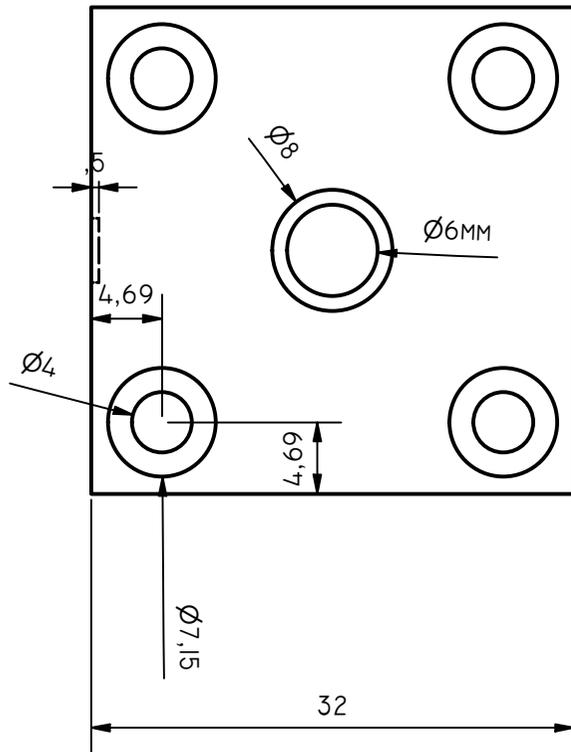


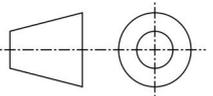
1:2

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		TUTOR:	PHD. CARLOS SALDARRIAGA
		ALUMNO:	FERNANDO TROYA
		FECHA:	08/02/2023
		GRUPO:	6
Sistema de adquisición de datos y control de fuerza de un mecanismo de junta de rodillos Modulo Lateral		LÁMINA:	3
Esc:	1:1		
II TÉRMINO			



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		TUTOR:	PHD. CARLOS SALDARRIAGA	
		ALUMNO:	FERNANDO TROYA	
		FECHA:	08/02/2023	
		GRUPO:	6	
	Sistema de adquisición de datos y control de fuerza de un mecanismo de junta de rodillos		LÁMINA:	4
	Esc: 1:1	Modulo Posterior		
II TÉRMINO				



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		TUTOR:	PHD. CARLOS SALDARRIAGA	
		ALUMNO:	FERNANDO TROYA	
		FECHA:	08/02/2023	
		GRUPO:	6	
	Sistema de adquisición de datos y control de fuerza de un mecanismo de junta de rodillos		LÁMINA:	5
	Esc: 2:1	Tensionador		
II TÉRMINO				