

**Universidad del Valle de Guatemala**

**Facultad de Ingeniería**

Departamento de Ingeniería Mecatrónica



**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE CODO PARA PRÓTESIS BIÓNICA  
TRANSHUMERAL**

Trabajo de investigación presentado por Luis Pedro Montenegro para optar  
al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecatrónica

Guatemala

2012



**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE CODO PARA PRÓTESIS BIÓNICA  
TRANSHUMERAL**

**Universidad del Valle de Guatemala**

**Facultad de Ingeniería**

Departamento de Ingeniería Mecatrónica



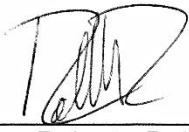
**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE CODO PARA PRÓTESIS BIÓNICA  
TRANSHUMERAL**

Trabajo de investigación presentado por Luis Pedro Montenegro Mejicanos  
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecatrónica


Guatemala


2012

Vo. Bo.:

(f)   
Ing. Roberto Delgado

Tribunal Examinador:

(f)   
Ing. Roberto Delgado

(f)   
MsC. Carlos Esquit

(f)   
Ing. Víctor Hugo Ayerdi

Guatemala, 18 de junio de 2012

## **AGRADECIMIENTO**

Con la realización de este proyecto se marca el final de una etapa de inmensa importancia en la vida, una etapa de crecimiento profesional, intelectual y personal. Al culminar esta prueba, se abren las puertas para enfrentar muchos nuevos retos y alegrías.

Agradezco a mis padres, por haberme dado la vida y un apoyo incondicional desde mi nacimiento hasta este punto de mi vida. Han sido la fuerza impulsora junto con mis sueños y aspiraciones.

A mi familia, por su constante apoyo y palabras de aliento.

A mi asesor y director de departamento, Roberto Delgado, por haber compartir conmigo su tiempo, atención y conocimiento, así como un excelente guía durante la realización de este proyecto.

A mis compañeros, por haber compartido innumerables momentos de alegría, esfuerzo, dedicación y adversidad, pero más importante, por su invaluable amistad.

Agradezco a todas las personas que de una u otra manera aportaron su ayuda y apoyo a lo largo de esta etapa. Siendo amigos o compañeros, auxiliares o catedráticos, todos los que aportaron una o más experiencias que llevo conmigo y que ahora forman parte de este éxito.

# ÍNDICE

ÍNDICE DE TABLAS .....	x
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES .....	xi
RESUMEN .....	xiii
I. INTRODUCCIÓN.....	1
A. Objetivos del módulo .....	2
1. General .....	2
2. Específicos.....	2
II. DELIMITACIÓN .....	3
III. METODOLOGÍA.....	4
IV. MARCO TEÓRICO.....	5
A. Anatomía básica del codo .....	5
1. Composición de la articulación. ....	5
2. Articulaciones.....	6
B. Engranajes .....	7
1. Tipos de engranaje. ....	7
2. Nomenclatura.....	9
3. Fundamentos.....	11
4. Engranajes helicoidales. ....	12
5. Engranajes de tornillo sin fin.....	13
6. Trenes de engranajes. ....	15
B. Análisis de fuerza .....	15
1. Fuerzas en engranajes rectos.....	15
2. Fuerzas en engranajes de tornillo sin fin. ....	17
3. Ecuaciones AGMA para engranajes de tornillo sin fin. ....	21

C.	Fuerzas en cuerpos rígidos .....	23
D.	Actuadores y controladores .....	25
1.	Motores eléctricos.....	25
2.	Motores de corriente directa. ....	25
3.	Motor con escobillas. ....	26
4.	Motor sin escobillas. ....	27
5.	Puente H.....	27
V.	MÓDULO MECÁNICO .....	29
A.	Características del sistema .....	29
B.	Selección de mecanismo.....	31
C.	Primer acercamiento a selección de materiales .....	32
D.	Consideraciones para diseño de engranajes .....	40
E.	Diseño de engranajes.....	42
F.	Diseño de eje y selección de cojinetes.....	49
VI.	MÓDULO ELECTRÓNICO .....	56
A.	Selección de motor eléctrico.....	56
B.	Control para motor eléctrico .....	57
VII.	DISEÑO DE CAJA CONTENEDORA Y ENSAMBLAJE .....	60
VIII.	IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS.....	64
A.	Módulo mecánico .....	64
B.	Módulo electrónico .....	70
C.	Eficiencia .....	75
D.	Programación y control.....	79
E.	Costos .....	80
IX.	CONCLUSIONES.....	82

X.	RECOMENDACIONES .....	83
XI.	BIBLIOGRAFÍA.....	84
XII.	ANEXOS .....	86
XIII.	GLOSARIO.....	89

# ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1: Eficiencia del tornillo con <math>f=0.05</math> [9]</i> .....	20
<i>Tabla 2: Valores para factor de aplicación</i> .....	20
<i>Tabla 3: Características deseadas</i> .....	29
<i>Tabla 4: Torques generados por distintas cargas</i> .....	31
<i>Tabla 5: Características físicas y mecánicas</i> .....	33
<i>Tabla 6: Descripción de la carga aplicada</i> .....	34
<i>Tabla 7: Resultado de análisis estático de cargas en policarbonato</i> .....	35
<i>Tabla 8: Resultado de análisis estático de cargas en ertalón</i> .....	36
<i>Tabla 9: Resultados de análisis estático de cargas en aluminio</i> .....	37
<i>Tabla 10: Torque de salida para distintos motores utilizando relación 30:1</i> .....	40
<i>Tabla 11: Parámetros de velocidad de los distintos motores</i> .....	41
<i>Tabla 12: Características del engranaje diseñado</i> .....	42
<i>Tabla 13: Eficiencias obtenidas al variar el ángulo de avance</i> .....	43
<i>Tabla 14: Diámetro de tornillo obtenido al variar el ángulo de avance</i> .....	43
<i>Tabla 15: Características del engranaje de tornillo sin fin</i> .....	44
<i>Tabla 16: Características del engranaje impulsado</i> .....	45
<i>Tabla 17: Torques generados por el mecanismo con eficiencia</i> .....	46
<i>Tabla 18: Torques reales generados por la carga</i> .....	47
<i>Tabla 19: Factores varios y fuerza transmitida admisible</i> .....	48
<i>Tabla 20: Fuerzas que actúan sobre el sistema</i> .....	48
<i>Tabla 21: Descripción de fuerzas radiales sobre el eje</i> .....	51
<i>Tabla 22: Descripción de torques y deflexiones en el eje</i> .....	51
<i>Tabla 23: Descripción de fuerzas de reacción</i> .....	52
<i>Tabla 24: Resultados de tiempo con distintas cargas</i> .....	68
<i>Tabla 25: Comparación de peso entre mecanismo anterior y actual</i> .....	70
<i>Tabla 26: Resultados de consumo de corriente con 0 y 1 libra</i> .....	71
<i>Tabla 27: Resultados de consumo de corriente con 2 y 3 libras</i> .....	71
<i>Tabla 28: Eficiencia con cargas de 0 y 1 libra</i> .....	75
<i>Tabla 29: Eficiencia con cargas de 2 y 3 libras</i> .....	76
<i>Tabla 30: Costos del proyecto</i> .....	81

# ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

<i>Ilustración 1: Composición del codo [1]</i>	5
<i>Ilustración 2: Movimientos de supinación y pronación [12]</i>	6
<i>Ilustración 3: Engranajes rectos [9]</i>	7
<i>Ilustración 4: Engranajes helicoidales [9]</i>	8
<i>Ilustración 5: Engranajes cónicos con dientes rectos [9]</i>	8
<i>Ilustración 6: Tornillo sin fin y engranaje [9]</i>	9
<i>Ilustración 7: Nomenclatura de engranajes rectos [9]</i>	9
<i>Ilustración 8: Diagrama de engranaje con línea de presión [9]</i>	11
<i>Ilustración 9: Nomenclatura de engranaje helicoidal [9]</i>	12
<i>Ilustración 10: Nomenclatura de un engranaje de tornillo sin fin [9]</i>	13
<i>Ilustración 11: Diagrama de Cuerpo Libre para Acople de Engranajes [9]</i>	16
<i>Ilustración 12: Diagrama de fuerzas ejercidas sobre un tornillo sin fin [9]</i>	18
<i>Ilustración 13: Diagrama de momento de un par (torque) [5]</i>	24
<i>Ilustración 14: Descomposición de una fuerza en un torque y una fuerza [5]</i>	25
<i>Ilustración 15: Rotación de motor de corriente directa con escobillas [7]</i>	26
<i>Ilustración 16: Interior de motor sin escobillas [8]</i>	27
<i>Ilustración 17: Diagrama de puente H [19]</i>	28
<i>Ilustración 18: Viga en voladizo con dos cargas puntuales</i>	30
<i>Ilustración 19: Modelo 3D de mecanismo de transmisión con sus ejes</i>	34
<i>Ilustración 20: Diagrama de concentración de esfuerzos en policarbonato</i>	38
<i>Ilustración 21: Diagrama de concentración de esfuerzos en ertalón</i>	39
<i>Ilustración 22: Diagrama de concentración de esfuerzos en aluminio</i>	39
<i>Ilustración 23: Menú de diseño de ejes</i>	50
<i>Ilustración 24: Diseño de eje y localización de fuerzas</i>	51
<i>Ilustración 25: Diagrama de fuerzas cortantes</i>	52
<i>Ilustración 26: Diagrama de diámetro mínimo necesario</i>	53
<i>Ilustración 27: Planos de cojinete de bolas de contacto angular [18]</i>	54
<i>Ilustración 28: Planos de cojinetes de rígidos de bolas [18]</i>	54
<i>Ilustración 29: Diseño final de eje con dimensiones en milímetros</i>	55
<i>Ilustración 30: Motor de corriente directa con caja reductora [4]</i>	56
<i>Ilustración 31: Placa de controlador Ardumotor [2]</i>	58
<i>Ilustración 32: esquema de puertos de conexión del controlador [2]</i>	59
<i>Ilustración 33: Modelo de componentes internos de caja reductora</i>	60

<i>Ilustración 34: Placa lateral con cojinete instalado</i>	61
<i>Ilustración 35: Diseño de placa inferior</i>	62
<i>Ilustración 36: Diseño de placa superior</i>	62
<i>Ilustración 37: Ensamble de caja contenedora</i>	63
<i>Ilustración 38: Caja reductora ensamblada</i>	63
<i>Ilustración 39: Motor montado en caja reductora con placa extra</i>	64
<i>Ilustración 40: Vista lateral de la caja reductora</i>	65
<i>Ilustración 41: Vista frontal de la caja reductora</i>	65
<i>Ilustración 42: Vista trasera de la caja reductora</i>	65
<i>Ilustración 43: Vista general de la caja reductora</i>	66
<i>Ilustración 44: Mecanismo sujeto a mesa para realización de pruebas</i>	67
<i>Ilustración 45: Mecanismo con 1 libra de carga en la mano</i>	68
<i>Ilustración 46: Acople en antebrazo</i>	69
<i>Ilustración 47: Rango de movimiento del brazo</i>	70
<i>Ilustración 48: Diagrama de circuito para pruebas de consumo de corriente</i>	71
<i>Ilustración 49: Batería de Ni-MH de 6 voltios y 4200mAh</i>	72
<i>Ilustración 50: Diagrama de fuerzas en brazo</i>	77

## RESUMEN

La prótesis biónica transhumeral es un megaproyecto que fue elaborado en dos etapas: la primera fue el desarrollo de una mano biónica capaz de controlar su fuerza con el fin de manejar diversos objetos; y la segunda fue el desarrollo de un antebrazo y un codo que completaran la prótesis. Esta segunda etapa tenía un consumo de corriente demasiado elevado y una capacidad de carga reducida debido al diseño mecánico implementado. Es por esto que se llevó a cabo este proyecto de graduación, el cual consiste en el diseño e implementación de un mecanismo de transmisión que sea tanto eficiente como adecuado para desempeñar la función de un codo.

Con este proyecto se pretenden cumplir diversas necesidades, tales como:

- Proveer un mecanismo de transmisión eficiente.
- Implementar un mecanismo de reposo para posiciones estacionarias.
- Contar con un movimiento preciso y controlado.

El principal motivo por el cual se llevó a cabo este proyecto es la ineficiencia del mecanismo previamente utilizado. Se implementó un mecanismo de transmisión por medio de engranaje de tornillo sin fin y engranaje impulsado con una eficiencia del 66.74%, lo cual permite sostener y mover una carga de hasta tres libras de manera cómoda y a través de un rango de 150 grados. La máxima velocidad alcanzada fue de cuatro revoluciones por minuto, que implica un tiempo de recorrido de noventa grados de 3.8 segundos. Al limitar el peso de carga hasta tres libras, el motor eléctrico seleccionado trabaja a menos de un 60% de su capacidad, por lo que el consumo de corriente no sobrepasa a 1 amperio, resultando en baterías más pequeñas y portátiles.

# I. INTRODUCCIÓN

En la actualidad, las prótesis ortopédicas han avanzado enormemente. Estas han dejado de ser un aparato incómodo y extremadamente difícil de usar para convertirse en una extensión del cuerpo humano que funciona de una manera más natural. Normalmente, el problema de las prótesis ha sido atacado solamente desde el lado de la mecánica, pero con los avances de la electrónica y, más aún, de la mecatrónica, la posibilidad de crear una prótesis con mayor semejanza al miembro real y poseer un control integrado al cuerpo humano está cada vez más cerca de la realidad.

Este proyecto pretende realizar mejoras a la prótesis biónica transhumeral ya existente, tanto en funcionamiento, como en presentación del producto final. Con un rediseño de las falanges se intenta lograr una imagen más humana para la prótesis, mientras que con un rediseño del mecanismo del codo, se desea lograr una mejora en el funcionamiento de la misma.

El módulo del codo, específicamente, está encargado de proveer la fuerza necesaria para mover al antebrazo junto con la mano, así como un método de transmisión de potencia para lograr lo antes mencionado. La fase anterior de la prótesis biónica presentó el problema de poseer un mecanismo para el codo en el cual el reposo para las posiciones estacionarias forzaba a los motores eléctricos a consumir una mayor corriente. En esta tercera fase se busca atender a este problema y se propone un mecanismo capaz de sostener, mecánicamente, el peso de la prótesis para no forzar a los motores que generan el movimiento del antebrazo.

## **A. Objetivos del módulo**

### **1. General**

- Diseñar e implementar un mecanismo para el codo que sea eficiente y permita evitar cargar directamente el peso del brazo sobre el actuador que, en este caso, será un motor eléctrico.

### **2. Específicos**

- Implementar un mecanismo de transmisión de potencia eficiente y liviano que sea capaz de mover el peso completo de brazo y el de objetos que puedan ser sostenidos.
- Diseñar los componentes del mecanismo en cuestión.
- Diseñar e implementar un mecanismo de reposo para el brazo cuando este se encuentra en posiciones estacionarias.
- Seleccionar un motor adecuado que provea la potencia necesaria para manejar el peso total del brazo y la carga que pueda ser sostenida.
- Implementar un circuito controlador adecuado y sencillo para manejar el funcionamiento del motor seleccionado.

## II. DELIMITACIÓN

El codo es una construcción ósea altamente compleja. Este encapsulado posee tres distintos tipos de articulaciones y, por ende, tres distintos tipos de movimiento. En este proyecto se pretende implementar uno de estos tres movimientos, el de flexión. Esta delimitación se debe a que una de las articulaciones (radio-cubital) ya fue implementada en la fase anterior de este megaproyecto y la otra puede ser fácilmente sustituida por un leve movimiento del torso.

Se diseñaron e implementaron los componentes necesarios para obtener un mecanismo funcional y eficiente. Dentro del diseño se llevó a cabo la selección de materiales, dimensiones y configuraciones, mientras que en la implementación se realizó la fabricación y el montaje de los mecanismos necesarios.

La parte electrónica del proyecto se limitó a la selección de actuadores y módulos de control, así como su interconexión y programación necesaria para el correcto funcionamiento. La selección de baterías se realizó simplemente como una propuesta, ya que este proyecto de graduación forma parte de un megaproyecto, el cual involucra una mayor cantidad de componentes electrónicos que deben ser tomados en consideración para la implementación de las baterías como fuente de poder.

Se buscó un diseño que provea resultados más eficientes y adecuados para el funcionamiento del codo, pero no se asegura que el resto de la prótesis pueda cumplir con los requerimientos necesarios para alcanzar dichos resultados.

Tanto el diseño como la fabricación de los componentes mecánicos se mantienen a un nivel modesto, ya que no se cuenta con muchos fondos para el desarrollo del proyecto.

### III. METODOLOGÍA

Se observaron y analizaron diversos mecanismos de transmisión de potencia para realizar una buena elección sobre las opciones disponibles para la emulación del funcionamiento del codo.

Con la elección de mecanismo que se lleve a cabo se establecerán ciertos parámetros de funcionamiento deseados, tales como la velocidad de movimiento y la capacidad de carga máxima. Con estos parámetros elegidos se procedió a proponer opciones de materiales adecuados para la fabricación del mecanismo. Al demostrar que los materiales son adecuados para los parámetros de funcionamiento elegidos, se continuó con el diseño y el dimensionamiento de todos los componentes mecánicos que puedan llegar a ser necesarios.

En su mayoría, el diseño se llevó a cabo con la ayuda de literatura como *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, pero también se utilizaron herramientas de diseño tales como el software Autodesk Inventor. Se buscó apoyo por parte de profesionales en el tema para la fabricación de los componentes necesarios.

La selección de componentes eléctricos se realizó en paralelo con el diseño de componentes, puesto que estos se encuentran relacionados de manera muy cercana y ambos son necesarios para la selección y diseño del otro.

Se mantuvo más opciones de implementación, tales como la adquisición de componentes previamente diseñados y fabricados que se ajusten a las necesidades del proyecto.

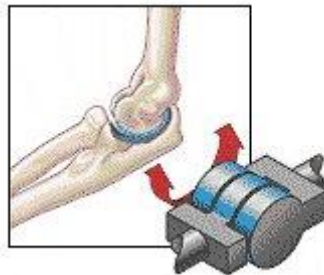
Siempre se contó con la asistencia de un asesor calificado.

## IV. MARCO TEÓRICO

### A. Anatomía básica del codo

**1. Composición de la articulación.** El codo se compone de tres huesos, los cuales se encuentran conectados por medio de músculos, ligamentos y tendones. De estos tres huesos, el húmero es el que se encuentra en el brazo superior. El radio y el cubito son los dos huesos en el antebrazo. Si se coloca el brazo con la palma de la mano hacia arriba, el cubito se encuentra en la parte interior (pegada hacia el cuerpo) del antebrazo. El radio se encuentra en la parte externa (alejada del cuerpo) del antebrazo. En la siguiente ilustración se puede apreciar la composición del codo, así como el movimiento de la articulación de tipo bisagra mostrado en la Ilustración 1. [6]

**Ilustración 1: Composición del codo [1]**



La articulación del codo es, en realidad, tres articulaciones separadas: la articulación humero-radial, la articulación humero-cubital y la articulación radio-cubital. Estas tres articulaciones se encuentran contenidas en un tipo de “bolsa” floja conocida como la cápsula de la articulación. [6]

**2. Articulaciones.** La articulación del codo es del tipo bisagra o pivot y esta permite movimientos en dos planos: de 0 a 150 grados en flexión-extensión, 75 grados de pronación y 85 grados de supinación. Los movimientos de supinación y pronación suponen un movimiento de rotación del antebrazo sobre su eje axial a favor y en contra de las manecillas del reloj respectivamente. [17]

**Ilustración 2: Movimientos de supinación y pronación [12]**



La mayoría de las actividades llevadas a cabo en la vida diaria son realizadas a través de un arco funcional de 100 grados de flexión y 50 grados tanto de pronación como de supinación. [17]

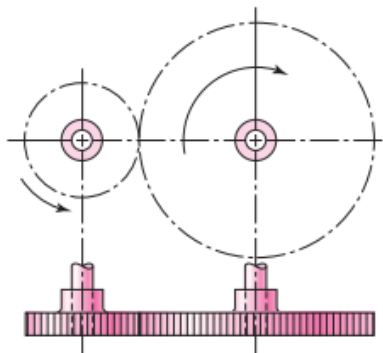
Como sus nombres lo indican, cada una de las articulaciones realiza un movimiento entre dos de los huesos que componen al codo. Las articulaciones humero-cubital y radio-cubital son las encargadas de realizar los movimientos de pronación y supinación, mientras que la articulación humero-radial es la encargada de realizar los movimientos de flexión y extensión. Debido a que estos últimos dos movimientos son los que se desean emular, la articulación humero-radial es la de mayor funcionalidad en un planteamiento práctico, por lo que las otras dos serán descartadas de la implementación en la prótesis. [6]

Es importante mencionar que todas las articulaciones necesitan de los ligamentos, los cuales son un tipo de cuerda fuerte y flexible que conecta a los huesos y provee estabilidad a estas estructuras. El codo posee cuatro ligamentos principales: el ligamento cubital colateral, que conecta al cubito con el húmero; el ligamento radial colateral, que conecta al radio con el húmero; y los dos ligamentos restantes son el ligamento anular y el ligamento cuadrado, los cuales conectan al radio con el cubito. [6]

## B. Engranajes

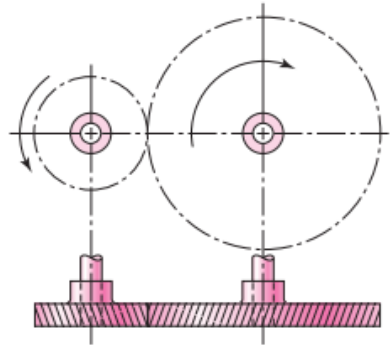
**1. Tipos de engranaje.** Los engranajes rectos poseen dientes paralelos al eje de rotación y son utilizados para transmitir movimiento de un eje a otro. En este caso, los ejes entre los cuales se transmite el movimiento deben ser paralelos como se muestra en la Figura 3. Este tipo de engranaje es el más sencillo en cuanto a su geometría. En la siguiente Imagen se puede observar un par de engranajes rectos. [9]

**Ilustración 3: Engranajes rectos [9]**



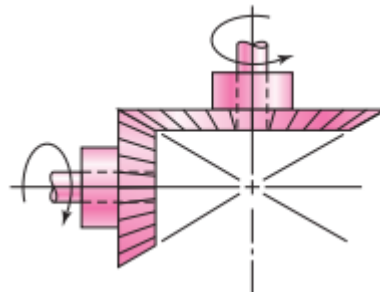
Los engranajes helicoidales poseen dientes inclinados hacia el eje de rotación, tal y como se observa en la Ilustración 4. Estos engranajes pueden ser utilizados para las mismas aplicaciones que los engranajes rectos, pero los helicoidales presentan la ventaja de producir menos ruido, ya que la inclinación de los dientes provee un ajuste gradual al momento de acoplar a dos engranajes. Esta inclinación también genera distintas cargas de empuje que no se encuentran presentes en los engranajes rectos. Los ejes entre dos engranajes helicoidales pueden no ser paralelos. [9]

**Ilustración 4: Engranajes helicoidales [9]**



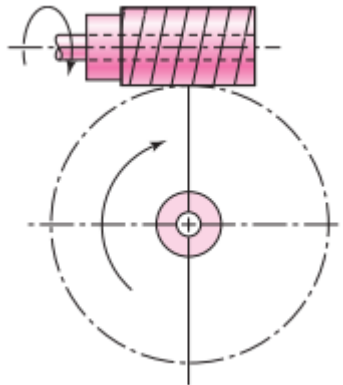
Los engranajes cónicos, mostrados en la Ilustración 5, tienen dientes formados, como su nombre lo indica, en superficies cónicas y en su mayoría son utilizados para transmitir movimiento entre ejes que se intersectan. Los engranajes cónicos pueden poseer dientes rectos o no. [9]

**Ilustración 5: Engranajes cónicos con dientes rectos [9]**



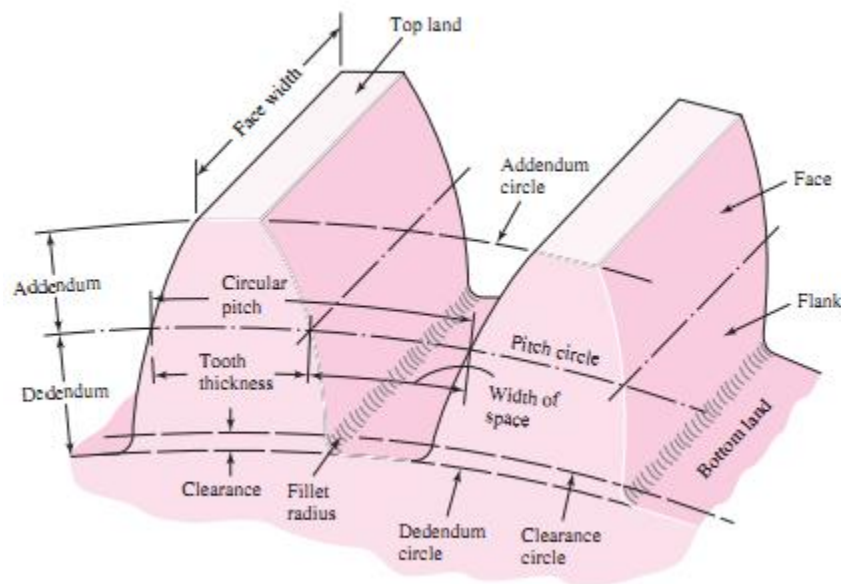
Los tornillos sin fin o gusanos representan un cuarto tipo de engranaje básico y se asemejan a los tornillos, como el ejemplo mostrado en la Ilustración 6. La dirección de rotación del engranaje acoplado depende no solo de la dirección de rotación del tornillo sin fin, sino también de la dirección de los dientes, la cual puede ser un corte de mano derecha o un corte de mano izquierda. [9]

**Ilustración 6: Tornillo sin fin y engranaje [9]**



**2. Nomenclatura.** En la Ilustración 7 se muestra la terminología utilizada para un engranaje recto:

**Ilustración 7: Nomenclatura de engranajes rectos [9]**



Una gran parte de los cálculos son basados en el círculo imaginario llamado círculo de paso. El diámetro de este círculo es conocido como el diámetro de paso  $d$ . Cuando se acoplan dos engranajes, los círculos de paso para estos son tangentes entre ellos. [13]

El módulo  $m$  es la relación entre el diámetro de paso y el número de dientes, mostrado en (2), mientras que el paso diametral  $P$  es la relación entre número de dientes y el diámetro de paso, descrito en (1), por lo que indica el número de dientes por pulgada ya que solamente se utiliza para medidas del sistema inglés. Como se puede notar, el paso diametral es el recíproco del módulo y uno es utilizado en el sistema internacional y el otro en el sistema inglés. [13]

El cabeza  $a$  es la distancia radial entre el círculo de paso y la parte más alta del diente, mostrado en (41). La raíz  $b$  es la distancia radial entre la base del diente y el círculo de paso y la describe (42). La profundidad total  $h_t$  es la suma de la cabeza y la raíz. El claro  $c$  es la cantidad por la cual la raíz de un engranaje excede a la cabeza del engranaje acoplado. La holgura, también conocida como backlash, es el espacio extra que posee un espacio entre dientes en relación al ancho del diente acoplado a este espacio. [13]

Las siguientes ecuaciones son de gran importancia, ya que muestra la relación entre cada una de las características previamente mencionadas:

$$P = \frac{N}{d} \quad \text{Ecuación 1}$$

$$m = \frac{d}{N} \quad \text{Ecuación 2}$$

$$p = \frac{\pi d}{N} = \pi m \quad \text{Ecuación 3}$$

$$p P = \pi \quad \text{Ecuación 4}$$

Donde  $N$  = número de dientes

Otro parámetro importante que define al engranaje es el espesor del diente, el cual se define en (5) como

$$t = \frac{p}{2} \quad \text{Ecuación 5}$$

**3. Fundamentos.** Cuando dos engranajes se encuentran acoplados, sus círculos de paso ruedan uno sobre el otro sin deslizarse. Si se designa a los radios de paso como  $r_1$  y  $r_2$  y a las velocidades angulares como  $\omega_1$  y  $\omega_2$  respectivamente, entonces la velocidad tangencial de la línea de paso es (6)

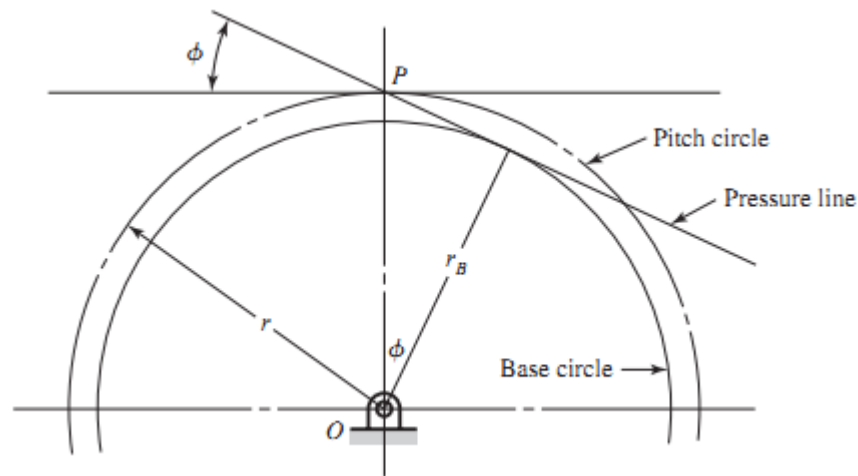
$$V = |r_1 \omega_1| = |r_2 \omega_2| \quad \text{Ecuación 6}$$

Por lo que la relación entre radios y velocidades angulares es

$$\left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{r_2}{r_1} \quad \text{Ecuación 7}$$

Al tener dos engranajes acoplados y en movimiento, existe una línea recta que sigue el recorrido del punto de contacto entre estos, es decir, en todo momento solo existe un punto en contacto entre los dientes y dicho punto recorre una línea recta con un cierto ángulo de inclinación. En la Ilustración 8 se muestra la línea de contacto llamada línea de presión y el ángulo al cual se encuentra, llamado ángulo de presión  $\phi$ . [10]

**Ilustración 8: Diagrama de engranaje con línea de presión [9]**



En la Ilustración 8 también se puede observar un nuevo radio, el cuál es el radio del círculo de base. La línea de presión es siempre tangente a este círculo y el radio se define como

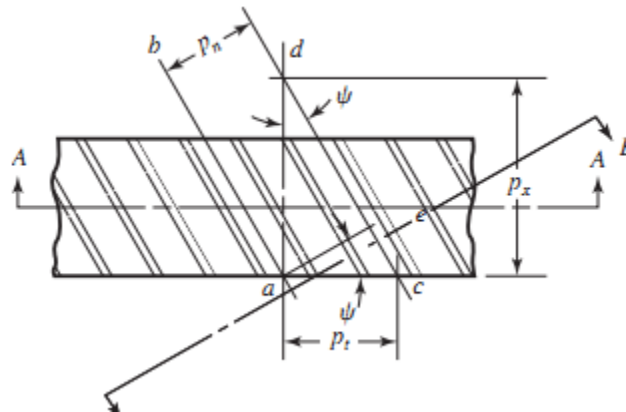
$$rb = r \cos \phi \quad \text{Ecuación 8}$$

Así como existe un radio de base, el engranaje también posee un paso de base  $pb$ , el cual se obtiene de la siguiente manera

$$pb = p \cos \phi \quad \text{Ecuación 9}$$

**4. Engranajes helicoidales.** Es importante observar la nomenclatura de los engranajes helicoidales, presentada en la Ilustración 9, debido a su gran similitud con la del tornillo sin fin, por lo que se observarán los parámetros que se tengan en común.

**Ilustración 9: Nomenclatura de engranaje helicoidal [9]**



Los engranajes helicoidales poseen una cierta inclinación en sus dientes. Esta inclinación es conocida como la inclinación de la hélice y la define el ángulo de hélice  $\psi$ . Además de esta inclinación, los engranajes helicoidales poseen un paso circular normal  $pn$ , el cual se relaciona con el paso circular ya conocido  $p$  de la siguiente manera [3]

$$pn = p \cos \psi \quad \text{Ecuación 10}$$

La distancia  $ad$  que se observa en la Ilustración 9 es llamada paso axial  $px$  y se relaciona con el paso circular

$$px = \frac{p}{\tan \psi} \quad \text{Ecuación 11}$$

Como  $pP = \pi$ , el paso diametral normal es

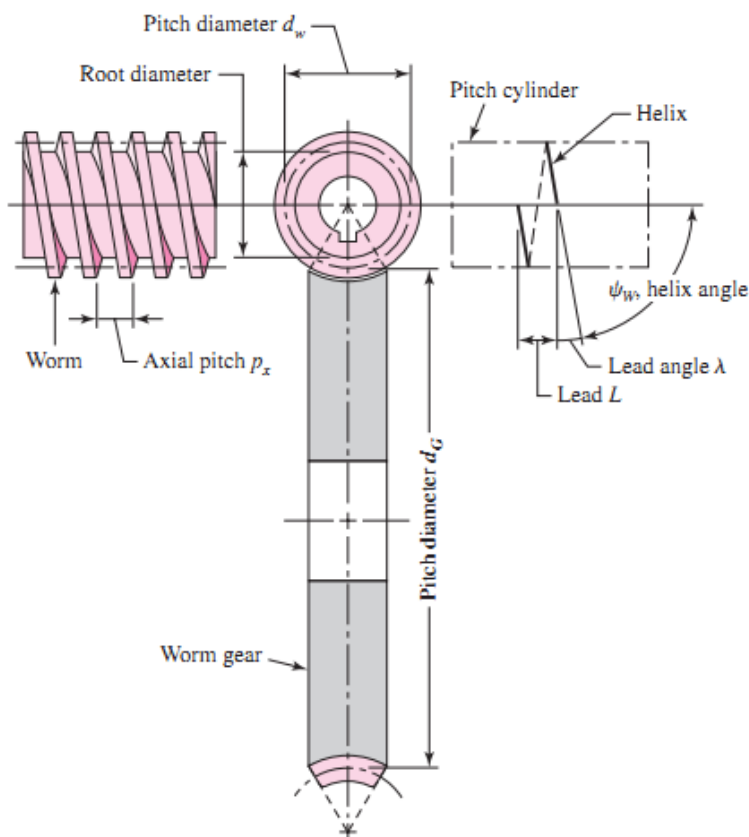
$$P_n = \frac{P}{\cos \psi} \quad \text{Ecuación 12}$$

Ahora bien, en los engranajes helicoidales existen dos componentes o direcciones en las que trabaja el ángulo de presión, por lo que se distingue el ángulo de presión normal  $\phi_n$  y el ángulo de presión tangencial  $\phi_t$ . Este segundo ángulo actúa en dirección de la rotación y ambos son distintos debido al ángulo de la hélice. Estos dos ángulos se relacionan de la siguiente manera:

$$\cos \psi = \frac{\tan \phi_n}{\tan \phi_t} \quad \text{Ecuación 13}$$

**5. Engranajes de tornillo sin fin.** En la Figura 10 se muestra la nomenclatura de un engranaje de tornillo sin fin. Como se mencionó anteriormente, se puede apreciar la similitud con las características de un engranaje cónico.

**Ilustración 10: Nomenclatura de un engranaje de tornillo sin fin [9]**



En el caso del tornillo sin fin se define un ángulo complementario al ángulo de la hélice, el cual es conocido como ángulo de avance  $\lambda$ . Cuando se tiene un sistema con ejes a  $90^\circ$ , el ángulo de avance del tornillo y el ángulo de hélice del engranaje  $\psi_G$  deben ser iguales. [9]

Al especificar el paso del acople entre tornillo y engranaje, es costumbre establecer que el paso axial  $p_x$  del tornillo y el paso transversal o circular del engranaje  $p_t$ . En el caso de tener ejes a  $90^\circ$ , estas medidas deben ser iguales.

El diámetro de paso del engranaje, entonces, se define igual que el diámetro de un engranaje recto

$$d_G = \frac{N_G p_t}{\pi} \quad \text{Ecuación 14}$$

Donde  $N_G$  = Número de dientes en el engranaje.

Como el número de dientes del engranaje no se encuentra directamente relacionado, el diámetro de paso del tornillo puede ser cualquiera, sin embargo, para obtener una capacidad máxima de potencia en el acople es necesario elegir un diámetro de paso dentro del siguiente rango

$$\frac{C^{0.875}}{3.0} \leq d_w \leq \frac{C^{0.875}}{1.7} \quad \text{Ecuación 15}$$

Donde  $C$  es la distancia entre centros, la cual se define como

$$C = \frac{d_w + d_G}{2} \quad \text{Ecuación 16}$$

El mismo diámetro que se desea calcular es necesario para obtener la distancia entre centros. Esto demuestra que el diseño es un proceso iterativo que consiste en varias revisiones para concluir un análisis. Es acostumbrado seleccionar un diámetro de paso deseado para el tornillo sin fin y a partir de este calcular la distancia entre centros, con la cual luego se verifica si el diámetro elegido se encuentra dentro del rango ideal o no. [9]

El avance ( $L$ ) es la distancia que recorre un punto del hilo del engranaje al dar este una revolución completa. El avance y el ángulo de avance se relacionan de la siguiente manera

$$L = p_x N_w \quad \text{Ecuación 17}$$

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d_w} \quad \text{Ecuación 18}$$

La importancia de estas relaciones radica en que de esta manera se puede definir un paso axial deseado, así como un número de hilos para tornillo, y obtener un avance. Luego, sabiendo el avance, se puede definir un diámetro para obtener un ángulo de avance deseado, o viceversa.

**6. Trenes de engranajes.** Considerando a un engranaje impulsor (conocido como piñón) 2 moviendo a un engranaje 3. La velocidad del engranaje impulsado es

$$n_3 = \left| \frac{N_2}{N_3} n_2 \right| = \left| \frac{d_2}{d_3} n_2 \right| \quad \text{Ecuación 19}$$

Donde  $n$  = revoluciones (rev/min)

$N$  = número de dientes

$p$  = diámetro de paso

La ecuación se aplica a cualquier tren de engranajes, sin importar si los engranajes son rectos, helicoidales, cónicos o de tornillo sin fin. Se define la ecuación con valor absoluto para obtener una completa libertad en la elección de dirección de rotación. [10]

## B. Análisis de fuerza

**1. Fuerzas en engranajes rectos.** Asumiendo dos engranajes rectos piñón 2 y engranaje 3, la fuerza ejercida sobre el engranaje por el piñón se denota como  $F_{23}$ . Cada engranaje está sujeto a un eje, por lo que estos también ejercen una fuerza sobre estos y normalmente se denota como  $F_{2A}$ ,  $F_{3B}$ , si el piñón estuviera sujeto al eje A y el

engranaje al eje B. Ahora bien, esta fuerza transmitida se descompone en dos fuerzas conocidas como la componente radial y la componente tangencial. De estas dos, la componente tangencial es la encargada de mover al engranaje impulsado y de esta se deriva el torque de salida en el eje. La componente tangencial de la fuerza se denota como  $W_t$ , mientras que la radial es  $W_r$ . [9]

Como se mencionó anteriormente, el torque depende de la carga transmitida por la fuerza tangencial y la relación se define como

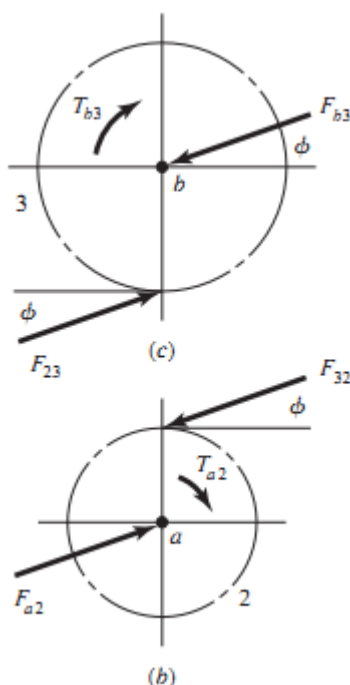
$$T = \frac{d}{2} W_t \quad \text{Ecuación 20}$$

La potencia transmitida por el engranaje puede ser calculada mediante el producto del torque y la velocidad angular.

$$H = T\omega = \left(\frac{W_t d}{2}\right)\omega \quad \text{Ecuación 21}$$

Para un mayor entendimiento de cómo y dónde actúan las fuerzas y dónde están presentes los torques se muestra, en la Ilustración 11, un diagrama de cuerpo libre de un acople de engranajes con los ejes denotados como a y b. [9]

**Ilustración 11: Diagrama de Cuerpo Libre para Acople de Engranajes [9]**



Muchas veces se cuenta con información sobre potencia y velocidad del engranaje impulsor, por lo que es conveniente resolver la ecuación (21) para obtener la fuerza transmitida. También es acostumbrado utilizar velocidad lineal en lugar de angular, por lo que se define la velocidad de la línea de paso, que es la velocidad lineal de un punto del engranaje a la altura del radio del círculo de paso, por lo que se obtiene (22)

$$V = \frac{\pi d n}{12} \quad \text{Ecuación 22}$$

De esta manera se puede calcular la fuerza transmitida por medio de la siguiente ecuación

$$W_t = 33000 \frac{H}{V} \quad \text{Ecuación 23}$$

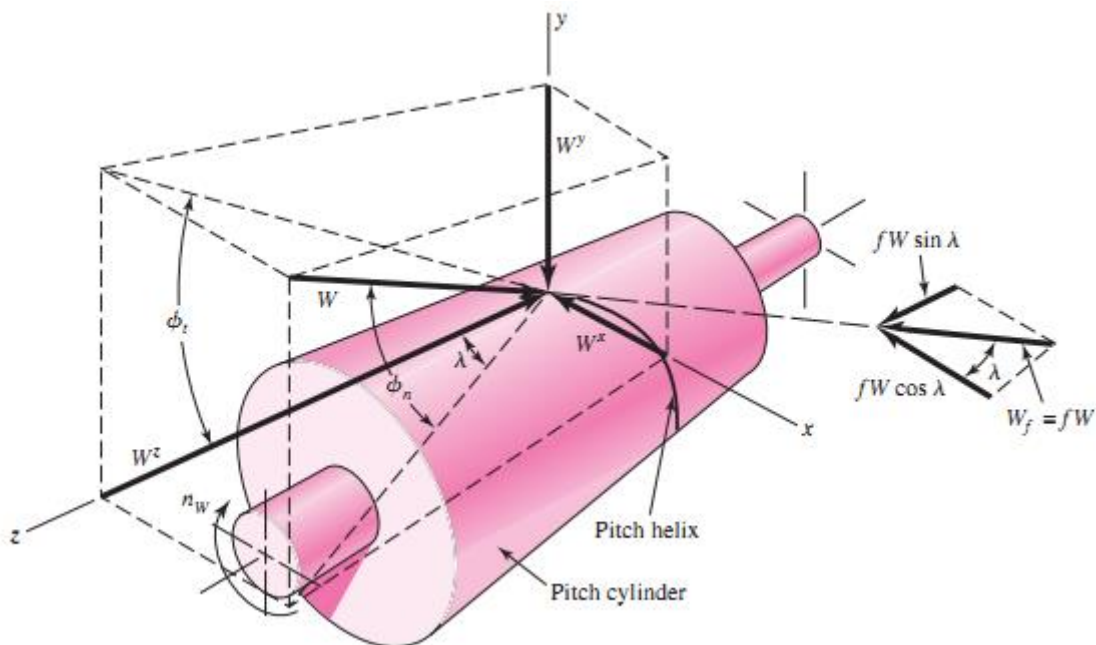
Donde **H** es potencia en caballos de fuerza y **V** es la velocidad de la línea de paso en pies por minuto. La ecuación correspondiente para el sistema internacional es

$$W_t = \frac{60000 H}{\pi d n} \quad \text{Ecuación 24}$$

Donde **H** es potencia expresada en vatios, **d** es el diámetro expresado en milímetros, **n** es la velocidad en revoluciones por minuto y la resultante fuerza se expresa en newton.

**2. Fuerzas en engranajes de tornillo sin fin.** Al ignorar la fricción, la única fuerza ejercida por el engranaje es la fuerza **W**. Como se puede observar en la Ilustración 12, esta fuerza posee tres componentes ortogonales definidas como **W<sup>x</sup>**, **W<sup>y</sup>** y **W<sup>z</sup>**. [9]

Ilustración 12: Diagrama de fuerzas ejercidas sobre un tornillo sin fin [9]



Según la geometría, las fuerzas se calculan de la siguiente manera

$$W^x = W \cos \phi_n \sin \lambda \quad \text{Ecuación 25}$$

$$W^y = W \sin \phi_n \quad \text{Ecuación 26}$$

$$W^z = W \cos \phi_n \cos \lambda \quad \text{Ecuación 27}$$

Es importante relacionar a estas componentes con las fuerzas que actúan sobre el tornillo y el engranaje. Si se utilizan los suscritos W y G para indicar que la fuerza actúa sobre el tornillo o el engranaje respectivamente, se puede observar que la componente  $W^z$  es igual a la fuerza axial que actúa sobre el tornillo y al opuesto de la fuerza tangencial sobre el engranaje. Las relaciones quedan de la siguiente manera:

$$W_{Wt} = -W_{Ga} = W^x \quad \text{Ecuación 28}$$

$$W_{Wr} = -W_{Gr} = W^y \quad \text{Ecuación 29}$$

$$W_{Wa} = -W_{Gt} = W^z \quad \text{Ecuación 30}$$

El punto de contacto en la línea de acción presenta un movimiento de deslizamiento, a diferencia de un acople entre dos engranajes donde el punto de

contacto presenta un movimiento de rodamiento. Debido a esto, la fricción se vuelve un factor determinante en las fuerzas transmitidas. Tomando en cuenta la fricción, las fuerzas se definen como:

$$W^x = W (\cos \phi_n \sin \lambda + f \cos \lambda) \quad \text{Ecuación 31}$$

$$W^y = W \sin \phi_n \quad \text{Ecuación 32}$$

$$W^z = W (\cos \phi_n \sin \lambda + f \sin \lambda) \quad \text{Ecuación 33}$$

Combinando y re-arreglando las ecuaciones (28), (30), (31) y (33) se puede obtener una útil relación entre las fuerzas tangenciales del tornillo  $W_{Wt}$  y del engranaje  $W_{Gt}$ . [9]

$$W_{Wt} = W_{Gt} \frac{\cos \phi_n \sin \lambda + f \cos \lambda}{f \sin \lambda - \cos \phi_n \cos \lambda} \quad \text{Ecuación 34}$$

La eficiencia  $\eta$  se define de la siguiente manera

$$\eta = \frac{W_{Wt}(\text{sin fricción})}{W_{Wt}(\text{con fricción})} \quad \text{Ecuación 35}$$

Sustituyendo  $f = 0$  en el numerador y re-arreglando la ecuación se obtiene la siguiente expresión para la eficiencia: [9]

$$\eta = \frac{\cos \phi_n - f \tan \lambda}{\cos \phi_n + f \cot \lambda} \quad \text{Ecuación 36}$$

De (36) se puede inferir que la eficiencia depende únicamente de los ángulos de presión y avance y del coeficiente de fricción, por lo que el diseño puede ser modificado para obtener una eficiencia deseada. Como prueba de ello y, recordando que existe relación entre el ángulo de hélice y el de avance, se presenta la siguiente tabla que muestra la relación entre ángulo de hélice y eficiencia:

**Tabla 1: Eficiencia del tornillo con  $f=0.05$  [9]**

Ángulo de Hélice $\psi$ , en grados	Eficiencia $\eta$ , en porcentaje
1.0	25.2
2.5	45.7
5.0	62.0
7.5	71.3
10.0	76.6
15.0	82.7
20.0	85.9
30.0	89.1

Para llevar a cabo el diseño es importante tomar en cuenta dos factores conocidos como el factor de aplicación ***Ka*** y el factor de diseño ***nd***. La siguiente tabla muestra los valores del factor de aplicación designados para distintas aplicaciones:

**Tabla 2: Valores para factor de aplicación**

Tipo de Aplicación	Factor de Aplicación
Engranajes de precisión	1.0 - 1.1
engranajes comerciales	1.1 - 1.3
Aplicación con sello de cojinete pobre	1.2
Maquinaria sin impacto	1.0 - 1.2
Maquinaria con impacto leve	1.2 - 1.5
Maquinaria con impacto moderado	1.5 - 3.0

En (34) se mostró la participación de la fricción en las fuerzas que actúan sobre el tornillo sin fin debido a la naturaleza del movimiento del punto de contacto en estos. Pero el coeficiente de fricción depende de la velocidad de deslizamiento, por lo que es importante poder conocerla. Vectorialmente, la velocidad lineal del tornillo es igual a la suma de las velocidades lineales del engranaje y de deslizamiento, es decir,  $\mathbf{V}_w = \mathbf{V}_G + \mathbf{V}_s$ . De esta relación se puede obtener (37) que describe a  $V_s$  como: [9]

$$V_s = \frac{V_w}{\cos \lambda} \quad \text{Ecuación 37}$$

**3. Ecuaciones AGMA para engranajes de tornillo sin fin.** AMGA, por sus siglas en inglés, es la Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes, la cual se fundó en 1916 y tiene la misión de ayudar a sus miembros a competir de manera eficiente en el mercado global de hoy en día. Esta asociación está acreditada por el Instituto Nacional Americano de Estándares para escribir todos los estándares sobre engranajes en los Estados Unidos de América. También forma parte de la Organización Internacional de Estandarización (ISO) desarrollando estándares internacionales para engranajes. [3]

Este estándar presenta una pequeña modificación a la ecuación 15, referente al diámetro de paso ideal del tornillo, cambiando levemente el rango dentro del cual se encuentra.

$$\frac{c^{0.875}}{3.0} \leq d_w \leq \frac{c^{0.875}}{1.6} \quad \text{Ecuación 38}$$

También se presentan una variación de la ecuación 37 para calcular la velocidad de deslizamiento. Según este estándar, la velocidad  $V_s$  es

$$V_s = \frac{\pi n_w d_m}{12 \cos \lambda} \quad \text{Ecuación 39}$$

Donde  $n_w$  es la velocidad de rotación del tornillo y  $d_m$  es el diámetro promedio de este mismo.

El coeficiente de fricción depende de esta velocidad de deslizamiento y es

$$f = 0.103 \exp[-0.11(V_s)^{0.45}] + 0.012 \quad \text{Ecuación 40}$$

Esta ecuación aplica cuando  $V_s > 10$  pies/min. [3]

Los valores de cabeza y raíz son, respectivamente:

$$a = \frac{px}{\pi} \quad \text{Ecuación 41}$$

$$b = \frac{1.157 px}{\pi} \quad \text{Ecuación 42}$$

Con estas medidas es posible calcular los diámetros de raíz y externo tanto para el tornillo como para el engranaje, descritos por (43), (44), (45) y (46). Para denotar los

diámetros concernientes al tornillo se utiliza  $d$ , mientras que para el engranaje se utiliza  $D$ .

$$d_0 = d + 2a \quad \text{Ecuación 43}$$

$$d_r = d - 2b \quad \text{Ecuación 44}$$

$$D_t = D + 2a \quad \text{Ecuación 45}$$

$$D_r = D - 2b \quad \text{Ecuación 46}$$

La relación entre dientes mG es la relación entre el número de dientes del engranaje y el número de hilos del tornillo, por lo que:

$$mG = \frac{NG}{NW} \quad \text{Ecuación 47}$$

La profundidad del hilo del tornillo sin fin es

$$h_t = \frac{2.157 px}{\pi} \quad \text{Ecuación 48}$$

Esta ecuación aplica cuando  $px \geq 0.16$  pulgadas.

El ancho de cara para el engranaje se define como

$$F_G = 2 \frac{d_m}{3} \quad \text{Ecuación 49}$$

En esta ocasión, la ecuación aplica cuando  $px > 0.16$  pulgadas.

El estándar AGMA proporciona una ecuación que relaciona la fuerza transmitida admisible en el diente del engranaje con distintos parámetros, tales como el diámetro de paso del engranaje y el ancho de cara, de la siguiente forma [9]

$$W_{all}^t = C_s * D^{0.8} * F_e * C_m * C_v \quad \text{Ecuación 50}$$

Donde

- Cs = Factor de materiales
- D = Diámetro de paso del engranaje
- Fe = Ancho de cara de diente del engranaje
- Cm = Factor de corrección de relación entre dientes
- Cv = Factor de velocidad

La forma en que se calcula el factor del material  $C_s$  depende de la distancia entre centros  $C$  obtenida con (16) y para este caso se calculó de la siguiente manera:

$$C_s = 270 + 10.37 * C^3 \quad \text{Ecuación 51}$$

El factor de corrección de relación depende de la relación entre dientes calculada anteriormente:

$$C_m = 0.0107\sqrt{-mG^2 + 56 * mG + 5145} \quad \text{Ecuación 52}$$

El factor de velocidad depende de la velocidad de deslizamiento  $V_s$  obtenida mediante (37)

$$C_v = 0.659EXP(-0.0011 * V_s) \quad \text{Ecuación 53}$$

En cuanto al esfuerzo máximo presente en el engranaje se tiene una adaptación de Buckingham de la ecuación de Lewis para esfuerzo:

$$\sigma = \frac{W_G^t}{pn * Fe * y} \quad \text{Ecuación 54}$$

Donde  $y$  es el factor de forma de Lewis y es 0.125 para un ángulo de presión de 20 grados.

La fuerza transmitida al engranaje puede ser calculada por medio de

$$W_G^t = \frac{33000 n_d H_0 K_a}{V_G \eta} \quad \text{Ecuación 55}$$

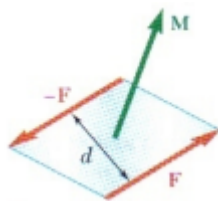
## C. Fuerzas en cuerpos rígidos

Como cuerpo rígido se toma a aquel cuerpo que no se deforma. En la mecánica, la mayoría de los cuerpos estudiados se consideran como rígidos. Sin embargo, las estructuras y cuerpos que se someten a estudio en condiciones reales no son rígidos, ya que estas presentan deformaciones al ser puestas bajo la acción de una carga. A

pesar de ello, generalmente las deformaciones son pequeñas y no afectan las condiciones de equilibrio o de movimiento de las estructuras en consideración. [5]

Se dice que dos fuerzas  $\mathbf{F}$  y  $-\mathbf{F}$  que tienen la misma magnitud, líneas de acción paralelas y sentidos opuestos forman un par, como se muestra en la Ilustración 13.

**Ilustración 13: Diagrama de momento de un par (torque) [5]**



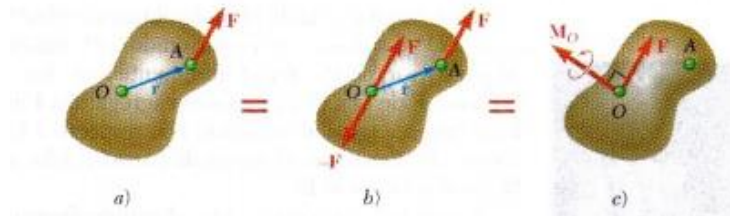
La suma de las componentes de las dos fuerzas en cualquier dirección es igual a cero. Sin embargo, la suma de los momentos de las dos fuerzas con respecto a un punto dado no es cero. Aunque las dos fuerzas no originarán una traslación del cuerpo sobre el que están actuando, éstas si tendrán que hacerlo rotar. [5]

Al representar al vector que une al punto de aplicación de las dos fuerzas con la letra  $\mathbf{r}$  y a las fuerzas con la letra  $\mathbf{F}$ , se concluye que la suma de los momentos de  $\mathbf{F}$  y  $-\mathbf{F}$ , con respecto de un punto medio entre las fuerzas denominado  $\mathbf{O}$ , es:

$$\mathbf{M} = \mathbf{r} * \mathbf{F} \quad \text{Ecuación 56}$$

Ahora se considera una sola fuerza  $\mathbf{F}$  que actúa sobre un cuerpo rígido en un punto  $\mathbf{A}$  definido por el vector de posición  $\mathbf{r}$  (Figura a). Se desea ahora obtener la fuerza que actúa en el punto de origen  $\mathbf{O}$ . La fuerza  $\mathbf{F}$  se puede desplazar libremente sobre su línea de acción, pero no es posible moverla hacia el punto de origen, que no se encuentra en dicha línea de acción. Si simplemente se moviera la fuerza al punto  $\mathbf{O}$  se modificaría el efecto que esta tiene sobre el cuerpo rígido. [5]

**Ilustración 14: Descomposición de una fuerza en un torque y una fuerza [5]**



Sin embargo, es posible unir dos fuerzas al punto  $O$ , una igual a  $F$  y otra igual a  $-F$ , lo cual no modifica al sistema o al efecto de la fuerza original. Como consecuencia de este cambio, ahora se aplica una fuerza  $-F$  a una distancia  $r$  de la fuerza original  $F$  y, según la ecuación 56, esto resulta en un momento de par  $M$ . Pero este momento de par se encuentra acompañado de la fuerza  $F$  que se aplica en el punto de origen  $O$ . De aquí se concluye que una fuerza aplicada a una cierta distancia puede ser remplazada por un torque y una fuerza en el origen, como muestra la Ilustración 14. [5]

## D. Actuadores y controladores

**1. Motores eléctricos.** Los motores eléctricos proveen la potencia para una grande y aún creciente parte de nuestra economía moderna industrializada. El rango de tamaños y tipos de motores es grande y el número y diversidad de aplicaciones continúa expandiéndose.

A todo nuestro alrededor existen dispositivos eléctricos que mueven cosas. En el lado pequeño de la escala de poder tenemos motores que mueven a las manecillas de los relojes de pulsera, un trabajo previamente realizado por un mecanismo de resorte. Por el lado grande de la escala de poder se tienen motores en la escala de los megavatios (MW), que bombean agua hacia la parte superior de colinas para almacenamiento. Esta flexibilidad que presentan los motores eléctricos y los generadores y la posibilidad de transmitir potencia eléctrica de un lugar a otro hacen que el uso de motores eléctricos se vuelva atractivo. [4]

**2. Motores de corriente directa.** Como el nombre lo indica, estos motores operan con un voltaje en las terminales y una corriente que es “directa”, o sustancialmente constante, a diferencia de los motores de corriente alterna. Existen

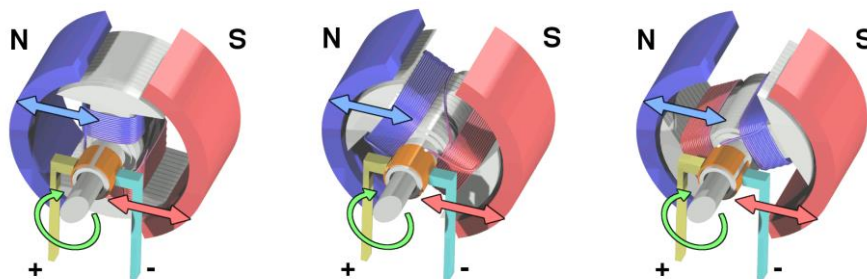
tres tipos de motores de corriente directa, cada uno con sus diferentes características, los cuales son:

- Motor Paso a Paso
- Motor Con escobillas
- Motor Sin escobillas

Cada uno de estos motores posee diferente método de operación y son utilizados en distintas aplicaciones. Los motores de corriente directa tienden a ser más utilizados para aplicaciones con mayor potencia y precisión que los motores de corriente alterna, por lo que fueron estudiados más a profundidad. [4]

**3. Motor con escobillas.** Estos motores (Ilustración 16) son el ejemplo clásico de un motor de corriente directa. Estos se componen de un anillo conmutador y pueden ser alimentados por cualquier tipo de batería de corriente directa. Usualmente, estos motores son considerados “limitados” debido al contacto necesario entre las escobillas y el conmutador, lo que genera fricción. También, debido a este contacto, se produce desgaste en el anillo conmutador, lo que lleva a la necesidad de remplazar tanto las escobillas como el conmutador. [4]

**Ilustración 15: Rotación de motor de corriente directa con escobillas [7]**



Aunque originalmente las escobillas eran fabricadas con alambre de cobre, hoy en día se fabrican de carbón, que es un material más duradero, presenta menor fricción y es más barato. [4]

La gran ventaja de estos motores es que la inversión inicial es bastante baja y que poseen un sistema de control de velocidad muy sencillo.

**4. Motor sin escobillas.** Estos motores gozan de una gran popularidad debido a que eliminan la necesidad de las escobillas para funcionar, mostrado en la Ilustración 17. Este hecho incrementa la vida útil del motor, el tiempo sin necesidad de mantenimiento, la potencia de salida y la eficiencia de manera dramática. [14]

El principio de funcionamiento es utilizar un conmutador externo, el cual revertirá la dirección de la corriente dependiendo de la posición del rotor.

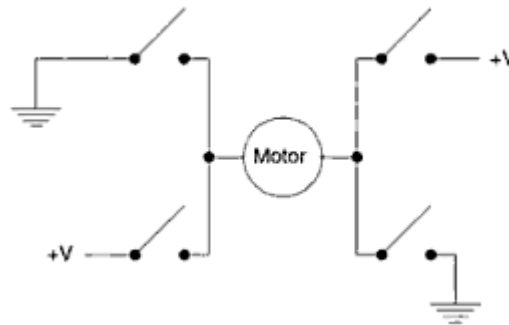
**Ilustración 16: Interior de motor sin escobillas [8]**



Como no existen escobillas, el nivel de mantenimiento disminuye dramáticamente y no existe ninguna fricción creada por rozamiento. La eficiencia de estos motores se encuentra entre el 85% y el 90%, a diferencia de un motor con escobillas que posee un rango de eficiencia entre 75% y 80%. Esto hace de los motores sin escobillas un componente de alta duración y eficiente en cuanto a costos. [14]

**5. Puente H.** Una de las maneras más comunes de controlar a un motor de corriente continua es utilizando un puente h. Su nombre proviene de dibujarlo esquemáticamente, puesto que su diseño se asemeja a la letra H, como en la Ilustración 17. Este tipo de control posee la ventaja de poder mover el eje del motor en ambas direcciones. El concepto es bastante sencillo, ya que consiste en que cada lado del motor posee dos interruptores. Un interruptor conecta un voltaje positivo al motor, mientras que el otro lo conecta a tierra, permitiendo así un flujo de corriente y, consecuentemente, la activación del motor. En la siguiente ilustración se puede observar un diagrama simple de la composición de un puente h. [19]

**Ilustración 17: Diagrama de puente H [19]**



Cuando el interruptor superior conecta al motor con el voltaje y el interruptor inferior conecta a tierra, el eje del motor se mueve en una dirección, mientras que si el interruptor superior conecta a tierra y el inferior al voltaje, el eje rotará en dirección opuesta a la anterior. [19]

Usualmente se utilizan cuatro transistores para realizar la acción de los interruptores, pero se debe implementar algún tipo de seguridad, puesto que si se llegaran a activar los dos interruptores superiores o los dos interruptores inferiores al mismo tiempo, ocurriría un corto circuito que podría dañar a los componentes.

El diseño también suele contener diodos con el fin de proteger a los interruptores de una corriente inversa. Esto lo logran al proveer un camino fácil de seguir para las corrientes inversas generadas por el motor al momento de su arranque o cambio de dirección. [14]

Un desafío común en el diseño de un circuito controlador como el puente h es dimensionar el tamaño de los interruptores, es decir, determinar la corriente máxima que puede fluir a través de los transistores. En el caso del integrado L298, el cual es un controlador para motor de puente completo (otro nombre común del puente h), la corriente máxima continua que puede manejar es de 2 amperios. Este integrado fue diseñado para manejar voltajes de salida de hasta 50 voltios y las señales de control desde 3.5 hasta 7 voltios. [16]

## V. MÓDULO MECÁNICO

### A. Características del sistema

La prótesis es una herramienta con el propósito de facilitar las labores diarias, por lo que se establecieron diversos parámetros de funcionamiento con los que se debían cumplir para asegurar el desarrollo de una herramienta que ayude y que nunca entorpezca la vida cotidiana del usuario.

Actualmente, la prótesis biónica posee siete movimientos distintos, cuatro de ellos para la flexión y extensión de los dedos, uno para el manejo de la muñeca, un para la pronación y supinación en el antebrazo y por último, para la flexión y extensión proveída por el codo. La gran cantidad de movimientos le ofrece una mayor libertad al usuario para decidir de qué manera afrontar los retos que puedan presentarse. Pero este número de movimientos conlleva un número de controles que el usuario debe aprender a utilizar y dominar, haciendo de la herramienta algo cada vez más complejo. Con esto en mente, se decidió dejar intacto el número de movimientos para no sobrecargar al usuario con posiciones y controles que memorizar.

El codo es una articulación capaz de realizar tres movimientos distintos, de los cuales solamente se eligió implementar el de flexión y extensión del antebrazo hacia el brazo superior. Este movimiento implicó la implementación de la articulación humero-radial, por lo que el mecanismo elegido para emular a esta estructura fue una caja reductora con engranaje de tornillo sin fin. Dicho mecanismo debió poseer las siguientes características:

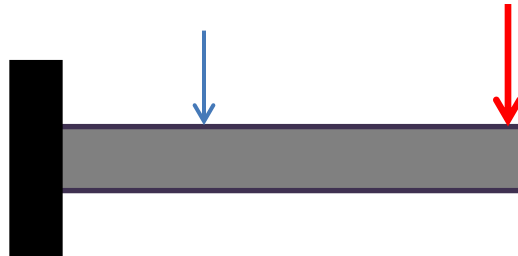
**Tabla 3: Características deseadas**

Parámetro	Carga máxima en la palma de la mano	Tiempo en desplazarse 90°	Peso del mecanismo
Valor deseado	5 libras	$t \leq 5$ seg.	$x \leq 2$ libras

El antebrazo representa un peso añadido a la carga que se desea sostener en la palma de la mano. Se utilizó la prótesis ya existente, la cual se desensambló para poder pesar solamente el antebrazo. Se utilizaron pesas digitales de alta precisión proporcionadas por el Instituto de Investigaciones de la Universidad del Valle de Guatemala. El peso obtenido fue de 1.18 kilogramos, que equivale a aproximadamente 2.6 libras. Este peso se encuentra a una cierta distancia del mecanismo del codo y simboliza una fuerza que actúa sobre ese mismo punto. Una fuerza aplicada a una cierta distancia de un punto se puede remplazar por un momento o torque y una fuerza aplicada en dicho punto, como se mostró en la Ilustración 13 y que explica la ecuación (56).

Se modeló al antebrazo como una viga en voladizo, es decir, una viga cuyo único apoyo se encuentra empotrado en una pared y su otro extremo se encuentra volando sobre el aire, como se muestra en la siguiente Imagen.

**Ilustración 18: Viga en voladizo con dos cargas puntuales**



Las cargas mostradas en la Ilustración 18 pertenecen al peso sostenido en la palma de la mano (flecha roja) y al peso del antebrazo (flecha azul). La posición de la flecha roja depende solamente del lugar en el que se posicione el peso que se va a sostener, que será en la palma de la mano, mientras que la posición de la flecha azul depende del centro de gravedad del antebrazo. Debido a la complejidad de las estructuras implementadas para construir el antebrazo, el centro de gravedad fue calculado de manera experimental al balancear toda la estructura y luego midiendo la distancia desde el codo hasta el punto de equilibrio. Con esta información fue posible calcular el

torque generado por las cargas, que es el torque que debía vencer el mecanismo para lograr los movimientos de flexión y extensión del antebrazo.

Se establecieron distintas cargas que podría sostener la prótesis, variando desde ninguna carga en la palma de la mano, hasta una carga de 10 libras. El torque se obtuvo mediante la ecuación (56). Los resultados de torques generados se encuentran en la siguiente tabla.

**Tabla 4: Torques generados por distintas cargas**

Carga en la mano	Torque Generado		Torque Generado	
0 lb	14	kg-cm	195	oz-in
3 lb	54	kg-cm	762	oz-in
5 lb	82	kg-cm	1140	oz-in
10 lb	150	kg-cm	2085	oz-in

Para todos los cálculos se tomó en cuenta el peso del antebrazo y la distancia desde el codo hasta el centro de gravedad para lograr obtener datos lo más precisos posible.

## B. Selección de mecanismo

Uno de los objetivos del proyecto fue diseñar e implementar un mecanismo de reposo para los momentos en los que el brazo se encontrase estacionario. Ninguno de los mecanismos de transmisión por medio de engranaje ofrece esta función, a excepción de los engranajes con tornillo sin fin. En estos acoples el tornillo sin fin es el impulsor, eliminando la opción de ser impulsado de vuelta por el engranaje. Para lograr esto se debe cumplir con ciertas características de diseño. Esta función es solamente una de las ventajas que ofrece este tipo de engranaje y uno de los motivos de su elección.

Entre las ventajas de los engranajes de tornillo sin fin se encuentran las grandes relaciones que se pueden obtener, que van desde una relación 10:1 hasta una 500:1, mientras que las relaciones obtenidas en acoples de engranajes helicoidales son típicamente limitadas a 10:1. No solo las relaciones que se pueden lograr son

sorprendentes, sino que las dimensiones de los componentes necesarios para lograrlas son reducidas, resultando así en una gran eficiencia en relación al espacio ocupado, lo cual se infiere de (19).

Entre las desventajas que presenta este mecanismo se encuentra la complejidad de diseño con respecto al diseño de los otros tipos de engranaje. Consecuentemente, la fabricación de los engranajes de tornillo sin fin es más complicada, lo que termina por elevar los precios.

Un problema con estos acoples son las bajas eficiencias que usualmente se logran obtener. Esto se debe a los altos coeficientes de fricción obtenidos debido a la naturaleza del movimiento de este mecanismo. Con baja eficiencia, las potencias de entrada deben ser mayores para obtener la misma potencia de salida que se obtendría con un sistema más eficiente. Este aumento en la potencia necesaria implica un aumento en todos los parámetros del motor o mecanismo que esté proveyendo dicha potencia al tornillo, lo cual, a su vez, implica un incremento en costos.

En este caso, una característica no deseada fue la gran reducción de velocidad. Así como el torque transmitido se aumenta gracias a las grandes relaciones, la velocidad de salida se disminuye en esta misma relación. Con un mecanismo con una relación 20:1 ó 30:1, las velocidades disminuirán veinte y treinta veces respectivamente. Para combatir este problema es necesario un motor con una mayor velocidad, pero los motores eléctricos presentan menor torque a mayores velocidades cuando utilizan caja reductora.

## **C. Primer acercamiento a selección de materiales**

La selección de materiales fue tan importante como el establecimiento de medidas del diseño, por lo que fue conveniente dedicarle el debido tiempo. En este caso se consideraron tres materiales distintos: aluminio, ertalón (nylon) y policarbonato. Estos fueron elegidos debido a sus altas resistencias y reducido peso. Según las hojas de datos, algunas características importantes de estos materiales son:

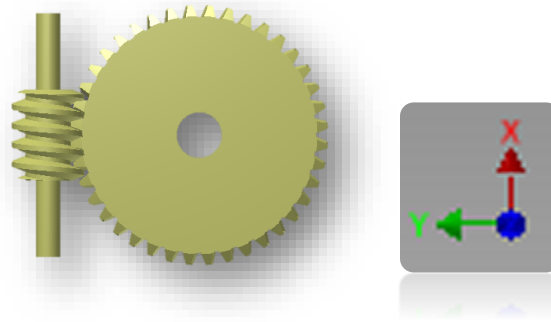
**Tabla 5: Características físicas y mecánicas**

Material	Aluminio	Ertalón (Nylon 6/6)	Polycarbonato
Resistencia a la tensión (psi)	40,000	10,800	9500
Densidad (lb/in <sup>3</sup> )	0.097	0.041	0.043
Peso de un volumen de 8 in <sup>3</sup> (lbs)	25.09	10.60	11.06

Como era de esperarse, el aluminio, siendo un metal, presentó una mayor resistencia a la tensión que los otros dos materiales que son polímeros. De igual manera, por ser un metal, su densidad es mayor, lo que lo convirtió en un material más pesado que los denominados plásticos de ingeniería. (Véase Tabla 5)

Se creó un modelo en tres dimensiones del mecanismo de transmisión seleccionado, es decir, un acople de engranaje de tornillo sin fin con otro engranaje regular, tal como se muestra en la Ilustración 19. Para generar dicho modelo se utilizó la herramienta de diseño de ingeniería Autodesk Inventor. Dentro de este software se crearon tres modelos con los distintos materiales previamente seleccionados. Cada uno de estos modelos fue puesto a prueba por medio de un análisis de cargas estático y se observaron los resultados para tomar una decisión. La siguiente Imagen muestra tanto el modelo 3D como sus ejes de coordenadas, los cuales son necesarios para futuras referencias en las tablas de datos.

**Ilustración 19: Modelo 3D de mecanismo de transmisión con sus ejes**



Se debe notar que el punto azul en la ilustración denota al eje Z del modelo 3D.

La prueba consistió en fijar el mecanismo como un cuerpo rígido y aplicar una fuerza en un punto determinado. La fuerza generó un esfuerzo en el cuerpo, al igual que varias reacciones y deformaciones. El software compiló estos datos y los presentó de manera ordenada en tablas. En la Tabla 6 se presenta una descripción detallada de la fuerza que se aplicó al mecanismo para realizar la prueba.

**Tabla 6: Descripción de la carga aplicada**

Nombre de la prueba	Fuerza de reacción		Momento de reacción	
	Magnitud	Componentes (X,Y,Z)	Magnitud	Componentes (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	49.18 N	40.58 N	5.7149 N m	-0.62 N m
		-27.26 N		0.25 N m
		-5.38 N		-5.68 N m

Esta carga representó un peso estimado del antebrazo de 1 libra y una carga en la palma de la mano equivalente a 10 libras. Estas 11 libras equivalen a los 49.18 N que se presentan en la Tabla 6 y llegaron a generar un torque igual a 58.3 kg-cm. La carga fue posicionada en uno de los dientes del engranaje, simulando una reacción generada por el peso del antebrazo y la fuerza transmitida por el tornillo. El primer material que se puso a prueba fue el policarbonato. Los resultados obtenidos son los siguientes:

**Tabla 7: Resultado de análisis estático de cargas en policarbonato**

<b>Nombre</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>
Volumen	533302 mm <sup>3</sup>	
Masa	0.7426 kg	
Esfuerzo de Von Mises	0.00000000574846 MPa	9.93 MPa
1er Esfuerzo principal	-2.10 MPa	11.24 MPa
3er Esfuerzo principal	-10.55 MPa	1.86 MPa
Desplazamiento	0 mm	1.17 mm
Factor de seguridad	6.24586 ul	15 ul
Esfuerzo XX	-5.74 MPa	4.76 MPa
Esfuerzo XY	-3.85 MPa	3.48 MPa
Esfuerzo XZ	-0.92 MPa	1.02 MPa
Esfuerzo YY	-10.43 MPa	10.84 MPa
Esfuerzo YZ	-2.07 MPa	1.87 MPa
Esfuerzo ZZ	-2.76 MPa	2.83 MPa
Desplazamiento en X	-1.11 mm	0.040 mm
Desplazamiento en Y	-0.58 mm	0.59 mm
Desplazamiento en Z	-0.0041mm	0.37 mm

El segundo material evaluado fue el ertalón. Estos son los datos obtenidos:

**Tabla 8: Resultado de análisis estático de cargas en ertalón**

<b>Nombre</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>
Volumen	533302 mm <sup>3</sup>	
Masa	0.710027 kg	
Esfuerzo de Von Mises	0.000000000381401 MPa	10.31 MPa
1er Esfuerzo principal	-1.86 MPa	11.57 MPa
3er Esfuerzo principal	-10.93 MPa	1.80 MPa
Desplazamiento	0 mm	0.94 mm
Factor de seguridad	8.02 ul	15 ul
Esfuerzo XX	-5.13 MPa	4.58 MPa
Esfuerzo XY	-4.01 MPa	3.55 MPa
Esfuerzo XZ	-0.85 MPa	0.95 MPa
Esfuerzo YY	-10.79 MPa	11.17 MPa
Esfuerzo YZ	-2.07 MPa	1.98 MPa
Esfuerzo ZZ	-2.45 MPa	2.58 MPa
Desplazamiento en X	-0.89 mm	0.032 mm
Desplazamiento en Y	-0.47 mm	0.47 mm
Desplazamiento en Z	-0.0031 mm	0.29 mm

El último material evaluado fue el aluminio, que presentó los siguientes resultados:

**Tabla 9: Resultados de análisis estático de cargas en aluminio**

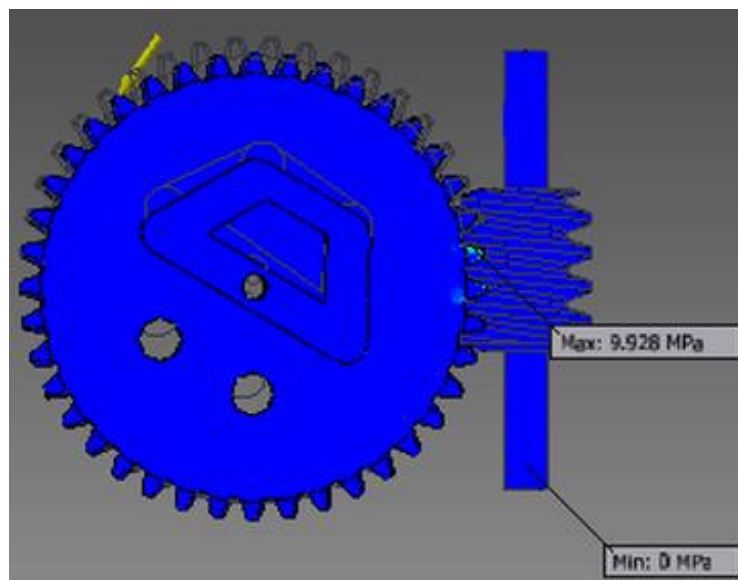
<b>Nombre</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>
Volumen	533302 mm <sup>3</sup>	
Masa	1.99155 kg	
Esfuerzo de Von Mises	0.000000000309568 MPa	21.42 MPa
1er Esfuerzo principal	-3.81 MPa	28.10 MPa
3er Esfuerzo principal	-26.27 MPa	4.28 MPa
Desplazamiento	0 mm	0.041 mm
Factor de seguridad	12.83 ul	15 ul
Esfuerzo XX	-4.99 MPa	5.56 MPa
Esfuerzo XY	-5.34 MPa	3.91 MPa
Esfuerzo XZ	-1.21 MPa	1.01 MPa
Esfuerzo YY	-25.10 MPa	26.71 MPa
Esfuerzo YZ	-4.57 MPa	2.21 MPa
Esfuerzo ZZ	-9.77 MPa	10.51 MPa
Desplazamiento en X	-0.039 mm	0.0015 mm
Desplazamiento en Y	-0.020 mm	0.021 mm
Desplazamiento en Z	-0.00019 mm	0.012 mm

El parámetro evaluado en las pruebas fue el factor de seguridad, resaltado con color gris en las Tablas 7, 8 y 9. Este valor indicó cuántas veces mayor fue la fuerza del

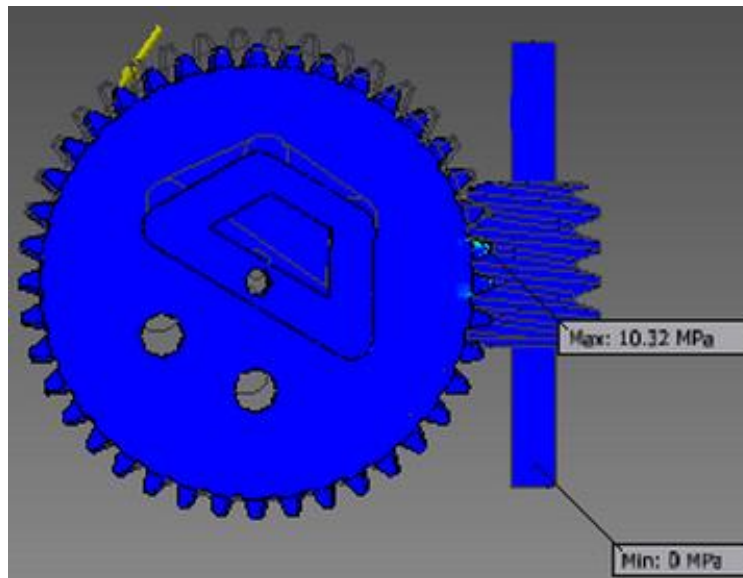
material que el esfuerzo al cual este se encontró sometido. Como era de esperarse, el aluminio presentó los factores de seguridad más altos, teniendo un mínimo de aproximadamente 13 unidades y un máximo de 15. Aun cuando los polímeros obtuvieron factores de seguridad menores a los del aluminio, los valores que presentaron fueron excelentes.

Adicionalmente, el software proveyó gráficos de deflexión. Estos mostraron la fuerza aplicada al mecanismo y los puntos críticos de concentración de esfuerzos y deflexión. Esto lo hace por medio de un código de color, representando en azul las áreas más seguras, libres de esfuerzos y deflexión, y utiliza el color rojo para representar los puntos más críticos en el mecanismo. Las siguientes figuras muestran los resultados obtenidos para los distintos materiales utilizados.

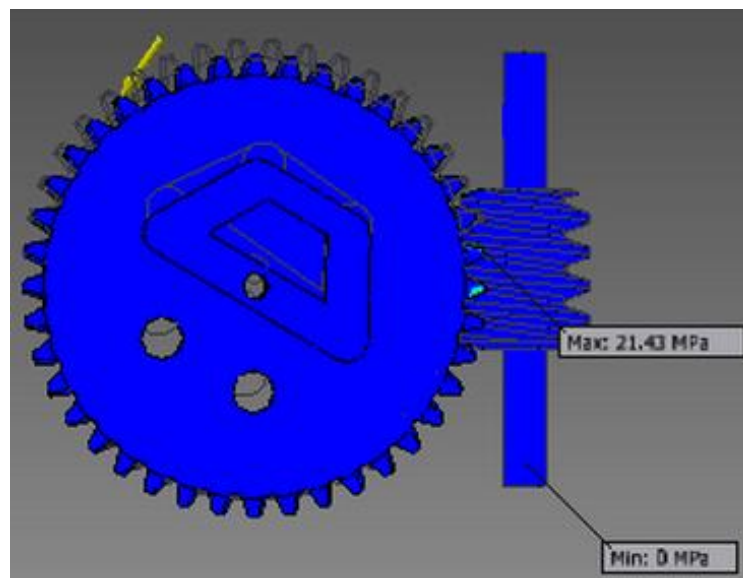
**Ilustración 20: Diagrama de concentración de esfuerzos en policarbonato**



**Ilustración 21: Diagrama de concentración de esfuerzos en ertalón**



**Ilustración 22: Diagrama de concentración de esfuerzos en aluminio**



Los resultados mostrados en las Ilustraciones 20, 21 y 22 son favorables para cualquiera de los materiales, ya que ninguno presenta una deflexión significativa o alguna concentración de esfuerzos que pudieran dañar al componente.

## D. Consideraciones para diseño de engranajes

Se establecieron las características básica del sistema, se seleccionó un mecanismo de transmisión y se realizó una selección parcial de materiales, entonces se procedió a realizar el diseño y dimensionamiento de los componentes del acople.

Se definió un engranaje de 30 dientes y un diámetro de paso de 3 pulgadas, tomando en cuenta la recomendación del asesor que indica que al maximizar el diámetro del engranaje se aumenta la eficiencia del sistema. Una primera búsqueda reveló una serie de motores eléctricos con caja reductora de engranajes cónicos cuyos torques y velocidades parecieron apropiados para la aplicación. El momento de torsión o torque de los motores se ve incrementado dependiendo de la relación entre número de dientes en el engranaje y número de hilos en el tornillo. Con esto en mente, se eligió un engranaje de tornillo sin fin con un solo hilo, resultando en una relación 30:1, por lo que el torque del motor seleccionado aumentó, idealmente, treinta veces. Se calcularon los torques de salida (Torque out) utilizando esta relación como una primera aproximación.

**Tabla 10: Torque de salida para distintos motores utilizando relación 30:1**

Torque in oz-in	Torque out kg-cm	60% Tout kg-cm
750	1619.90	971.94
500	1079.93	647.96
375	809.95	485.97
194.4	419.88	251.93
166.6	359.83	215.90
138.8	299.79	179.87
123.2	266.10	159.66

El torque de entrada (Torque in) en la tabla es el torque que cada uno de los motores es capaz de proporcionar. Los datos técnicos de los motores fueron consultados en una página web estadounidense, por lo que los torque proporcionados se encontraron en el sistema inglés. Los torques de salida se presentan en dimensionales del sistema internacional. Se calculó un sesenta por ciento del torque de

salida de cada motor para asegurar el correcto funcionamiento del mecanismo sin la necesidad de sobrecargar a este componente. (Refiérase a la Tabla 10)

Una breve comparación entre los resultados de las Tablas 4 y 10 reveló un torque proporcionado por el mecanismo bastante mayor que el generado por el peso de las cargas del antebrazo. Estos resultados fueron suficientes para proseguir con el diseño de los componentes.

La relación de velocidad es inversa a la del torque, mientras que este segundo se incrementa, la velocidad disminuye y, en este caso, disminuyó por un factor de 30. Debido a que una de las características deseadas del mecanismo fue un desplazamiento de 90° en cinco segundos o menos, fue importante observar la disminución de velocidades en el engranaje.

**Tabla 11: Parámetros de velocidad de los distintos motores**

Torque in oz-in	RPM Motor	RPM Engranaje	Grados desp. en 3 seg.	Tiempo para alcanzar 90°
750	10	0.33	6	45
500	15	0.50	9	30
375	20	0.67	12	22.5
194.4	60	2.00	36	7.5
166.6	75	2.50	45	6
138.8	90	3	54	5
123.2	120	4	72	3.8

La Tabla 11 mostró que los únicos dos motores que cumplían con el requisito fueron los más veloces con 90 y 120 revoluciones por minuto. Anteriormente se demostró que, idealmente, ambos motores proveen suficiente torque para asegurar el correcto funcionamiento del mecanismo (véase Tabla 10). Sin embargo, la fricción es un factor que afecta de sobremanera al sistema, por lo que fue necesario calcular el verdadero torque de salida.

## E. Diseño de engranajes

El engranaje ya fue definido con 30 dientes y un diámetro de paso de 3 pulgadas, por lo que según las ecuaciones (1), (2), (3) y (5) el engranaje posee las siguientes propiedades:

**Tabla 12: Características del engranaje diseñado**

Propiedad	Valor	Dimensional
Paso diametral	10	dientes/pulgada
Paso circular	0.314	pulgadas
Módulo	2.54	milímetros
Espesor del diente	0.157	pulgadas

El paso circular o paso tangencial del engranaje debe ser igual al paso axial del engranaje de tornillo sin fin para poder formar el acople y transmitir la potencia de uno al otro, por lo que según (3),  $p_x = 0.314$  pulgadas. De la ecuación (17) se obtuvo el avance del tornillo, que fue igual al paso axial multiplicado por el número de hilos y, como el número de hilos fue uno, el avance de este tornillo fue igual a su paso axial. La siguiente relación la presentó la ecuación (18), donde se pudo obtener el ángulo de avance al conocer el avance y el diámetro del tornillo. Pero el diámetro del tornillo no se conocía.

Antes de definir el diámetro del tornillo, fue importante notar que la eficiencia del sistema, representada por (36), depende en gran medida de los ángulos de avance y de presión. El ángulo de presión se estableció como  $20^\circ$  ya que es el más comúnmente utilizado. Como el ángulo de presión se estableció, la eficiencia del sistema pudo ser modificada al variar el ángulo de avance.

Se realizó un cálculo estimado de las eficiencias obtenidas con distintos ángulos de avance.

**Tabla 13: Eficiencias obtenidas al variar el ángulo de avance**

$\lambda$ en grados	Eficiencia $\eta$ (%)
2	28.72
4	44.49
6	54.42
8	61.21
10	66.12
12	69.82
14	72.69

De la Tabla 13 quedó claro que a mayor ángulo de avance, mayor eficiencia del sistema. Pero falta observar la relación entre el ángulo de avance y el diámetro del tornillo. De la ecuación (18) se pudo despejar el diámetro y nuevamente variar el ángulo de avance para observar la relación entre estos parámetros.

**Tabla 14: Diámetro de tornillo obtenido al variar el ángulo de avance**

$\lambda$ en grados	$d_w$ (pulgadas)
6	0.95
8	0.71
10	0.57
12	0.47
14	0.40

Según la Tabla 14, la relación entre el ángulo de avance y el diámetro de paso del engranaje de tornillo sin fin fue inversa, es decir, a mayor ángulo, menor diámetro. Esto indicó que un diámetro mínimo implicaría una eficiencia máxima. Tomando como base un ángulo de avance de  $10^\circ$ , se obtuvo un diámetro de 0.57 pulgadas. Se tomó la ecuación (16) para averiguar la distancia entre centros, que en este caso fue igual a 1.785 pulgadas. Luego se corroboró el diámetro seleccionado por medio de la ecuación (38), la cual proporciona un rango de medidas que puede tener el diámetro para obtener un máximo aprovechamiento de la potencia transmitida. El rango obtenido fue

$0.55 \leq dw \leq 1.03$  pulgadas. Para obtener la máxima eficiencia posible se eligió el extremo menor del rango, siendo un diámetro de paso del tornillo de 0.55 pulgadas.

Volviendo a la ecuación (18), como se definió originalmente, se obtuvo el ángulo de avance real para el tornillo, el cual fue  $10.3^\circ$ .

Conociendo las características básicas de ambos engranajes se procedió a calcular una serie de parámetros útiles para el análisis de fuerzas en estos componentes. Los primeros fueron la cabeza y raíz, descritos por (41) y (42). La profundidad del diente del engranaje es equivalente a la suma de su cabeza y su raíz, mientras que la profundidad total del engranaje de tornillo sin fin la describió la ecuación (48). El ancho de cara para el engranaje impulsado se obtuvo mediante la ecuación (49). Ambos engranajes poseen diámetros de raíz y diámetros de cabeza, los cuales fueron descritos en las ecuaciones (43), (44), (45) y (46).

Las Tablas 15 y 16 recopilan las características de tanto el engranaje de tornillo sin fin como del engranaje impulsado:

**Tabla 15: Características del engranaje de tornillo sin fin**

Parámetro	Valor	Dimensional
Diámetro de paso	0.55	pulgadas
Cabeza	0.099	pulgadas
Raíz	0.115	pulgadas
Diámetro de cabeza	0.749	pulgadas
Diámetro de raíz	0.318	pulgadas
Profundidad total	0.215	pulgadas
Ancho de cara	1.548	pulgadas
Velocidad lineal	17.32	pies/min

En el caso del tornillo sin fin, el ancho de cara se refiere a la longitud axial del hilo que estará en contacto con el engranaje. Se calculó un valor máximo, pero la longitud del hilo en el tornillo pudo ser mayor.

**Tabla 16: Características del engranaje impulsado**

Parámetro	Valor	Dimensional
Diámetro de paso	3	pulgadas
Cabeza	0.099	pulgadas
Raíz	0.115	pulgadas
Diámetro de cabeza	3.19	pulgadas
Diámetro de raíz	2.76	pulgadas
Profundidad total	0.215	pulgadas
Ancho de cara	0.36	pulgadas
Velocidad lineal	3.14	pies/min

Se definió la relación entre tornillo sin fin y engranaje, así como las características de ambos componentes. Luego se procedió a calcular la eficiencia del mecanismo para corroborar la funcionalidad del sistema. Primero fue necesario calcular la velocidad del punto de deslizamiento, lo cual se logró mediante la ecuación (39). La velocidad obtenida fue de 17.56 pies por minuto. Esta velocidad jugó un papel importante en el sistema, puesto que el coeficiente de fricción depende de ella y este mismo coeficiente es un parámetro de suma importancia en la determinación de la eficiencia. El coeficiente de fricción se determinó mediante la ecuación (40).

Conociendo ya los ángulos de presión y de avance y el coeficiente de fricción, se procedió a calcular la eficiencia del sistema. Según la ecuación (36) y, con un ángulo de presión de  $20^\circ$ , un ángulo de avance igual a  $10.3^\circ$  y un coeficiente de fricción de 0.08108, la eficiencia calculada del sistema fue 0.6674, es decir, 66.74%.

Ahora bien, los torques de salida del sistema, mostrados en la Tabla 10, se vieron afectados por esta eficiencia, así también como los torques generados por el peso del antebrazo y la carga en la palma de la mano.

Supóngase una caja negra que posee una eficiencia del 66%. Dicha caja negra posee una entrada y una salida. Si en la entrada se proporciona un torque de entrada, en la salida se obtiene un 66% de ese torque. Ahora bien, si se introduce un torque por la salida, en este caso el torque generado por los pesos del antebrazo y la carga, en la entrada se obtendrá un torque un 66% mayor, que representa el torque realmente necesario para mover al antebrazo con su carga. A continuación se presentan los nuevos torques proporcionados por el mecanismo y los torques necesarios para mover a las cargas.

**Tabla 17: Torques generados por el mecanismo con eficiencia**

Torque in oz-in	Torque out kg-cm	Tout con $\eta$ kg-cm	60% Tout kg-cm	RPM Motor
750	1619	1092	655	10
500	1079	728	437	15
375	809	546	327	20
194	419	283	169	60
166	359	242	145	75
138	299	202	121	90
123	266	179	107	120

En la Tabla 17 la columna resaltada con color gris presenta el torque real proporcionado por el motor acoplado al sistema, es decir, el torque proporcionado por el mecanismo completo tomando en cuenta la eficiencia ( $\eta$ ). A este torque de salida se le calculó un sesenta por ciento para asegurar la funcionalidad del mecanismo sin sobrecargar al motor.

**Tabla 18: Torques reales generados por la carga**

Carga en la mano	Torque Generado		Torque Generado con $\eta$	
0 lb	14.10	kg-cm	21.13	kg-cm
3 lb	54.92	kg-cm	82.28	kg-cm
5 lb	82.13	kg-cm	123.06	kg-cm
10 lb	150.15	kg-cm	224.98	kg-cm

De igual manera, en la Tabla 18, la columna resaltada indica el torque real generado por la carga del antebrazo.

El motor más veloz, de 120 revoluciones por minuto, fue utilizado para realizar los cálculos anteriores y, como se puede observar en las Tablas 17 y 18, es capaz, en teoría, de generar suficiente torque para levantar una carga de hasta 5 libras en la palma de la mano y puede cargar 3 libras sin rebasar el 60 por ciento de su capacidad, por lo que este fue seleccionado para el mecanismo final.

Se establecieron las características de los componentes del mecanismo, por lo que fue necesario determinar si estos eran capaces de trabajar bajo las condiciones necesarias. Para esto se utilizaron las ecuaciones de los estándares AGMA. El primer parámetro necesario fue la relación entre dientes, descrita por la ecuación (47). Este valor fue necesario para luego obtener un factor que determinó la fuerza máxima admisible transmitida al engranaje impulsado.

El estándar AGMA define a la fuerza transmitida admisible utilizando la ecuación 50. Esta fuerza depende de varios parámetros como el factor de materiales, el factor de corrección de relación entre dientes, el factor de velocidad, entre otros. Para determinar los factores de materiales, corrección y velocidad se utilizaron las ecuaciones (51), (52) y (53) respectivamente. Los datos fueron recopilados en una tabla para su fácil comprensión.

**Tabla 19: Factores varios y fuerza transmitida admisible**

Parámetro	Valor	Dimensional
Factor de materiales	327.99	-
Factor de corrección	0.82	-
Factor de velocidad	0.64	-
Diámetro de engranaje	3	pulgadas
Ancho de cara	0.36	pulgadas
Fuerza transmitida admisible	151	lbf

Esta fuerza resaltada con gris en la Tabla 19 es la máxima que idealmente debe ser transmitida al engranaje impulsado para asegurar una mayor vida útil.

Luego se calculó la fuerza transmitida al engranaje para corroborar la funcionalidad de dicho componente.

La fuerza tangencial del tornillo sin fin fue calculada utilizando la ecuación (23), la cual indicó que dicha fuerza equivale a 46 libras fuerza. De esta fuerza tangencial se pudo obtener la fuerza total transmitida mediante las ecuaciones (28) y (31). De la ecuación (28) se sabe que la fuerza tangencial del tornillo es igual a la componente  $W_x$  de la fuerza total, por lo que en la ecuación (31) se pudo sustituir a esta componente  $W_x$  con la fuerza tangencial del tornillo sin fin y así obtener la fuerza total transmitida.

La Tabla 20 compila las fuerzas que actúan sobre el sistema.

**Tabla 20: Fuerzas que actúan sobre el sistema**

Componente	Fuerza (lbf)
$W_x$	46
$W_y$	63
$W_z$	168
$W$	185

Según la ecuación (30), la componente  $W_z$  de la fuerza es igual a la fuerza tangencial del engranaje. Como se puede observar en la Tabla 20, esta fuerza fue un poco mayor que la fuerza transmitida admisible calculada anteriormente (Tabla 19). Debido a esto, se calculó la carga máxima que podría ser colocada en la palma de la mano, la cual fue igual a 4.82 libras. Con esta carga se aseguró un 89.33% de la potencia del motor, que resultó en una fuerza transmitida de 150.91 libras fuerza.

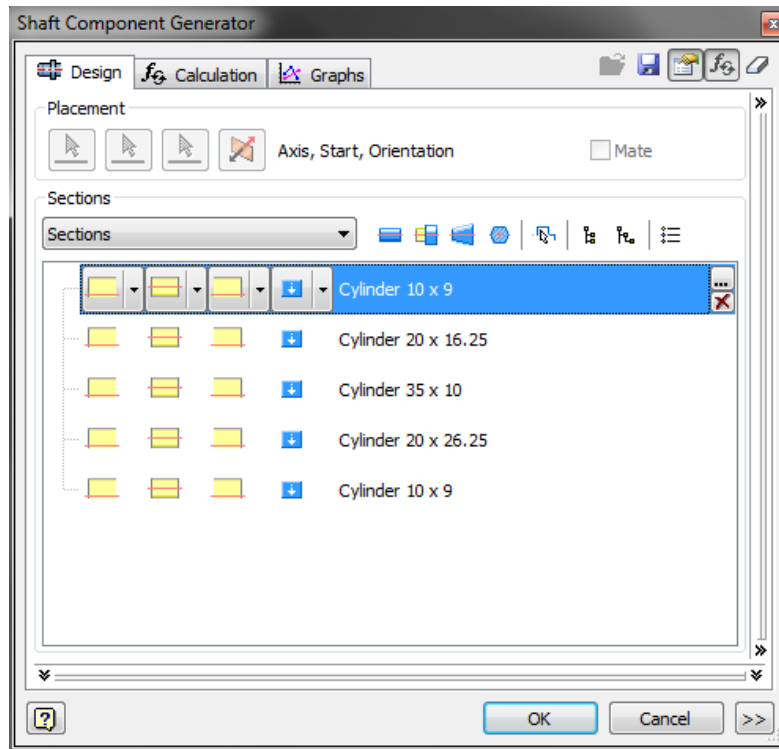
Las fuerzas que actúan sobre los componentes terminan por generar un esfuerzo en ellos. Los dientes del tornillo sin fin son tan resistentes que el esfuerzo que actúa en ellos se desprecia, pero los dientes del engranaje impulsado no poseen la misma fuerza, por lo que se calculó el esfuerzo existente en ellos por medio de la ecuación (54). Pero esta ecuación necesita de dos parámetros previos no calculados, los cuales son el paso normal y el factor de forma de Lewis. Para el paso normal se utilizó la ecuación (10), mientras que el factor de forma fue establecido como 0.125 para sistemas con un ángulo de presión de 20 grados.

Según (54), el esfuerzo existente en el engranaje fue igual a 2,488 psi o libras por pulgada cuadrada por sus siglas en inglés.

Este esfuerzo se debió comparar con la fuerza del material para determinar si el engranaje era capaz de soportarlo. La fuerza de ruptura del nylon 6/6, conocido como ertalón, es de 10800 psi. [11] Al dividir la fuerza del material dentro del esfuerzo aplicado al engranaje se obtuvo el factor de seguridad, que en este caso fue 4.34.

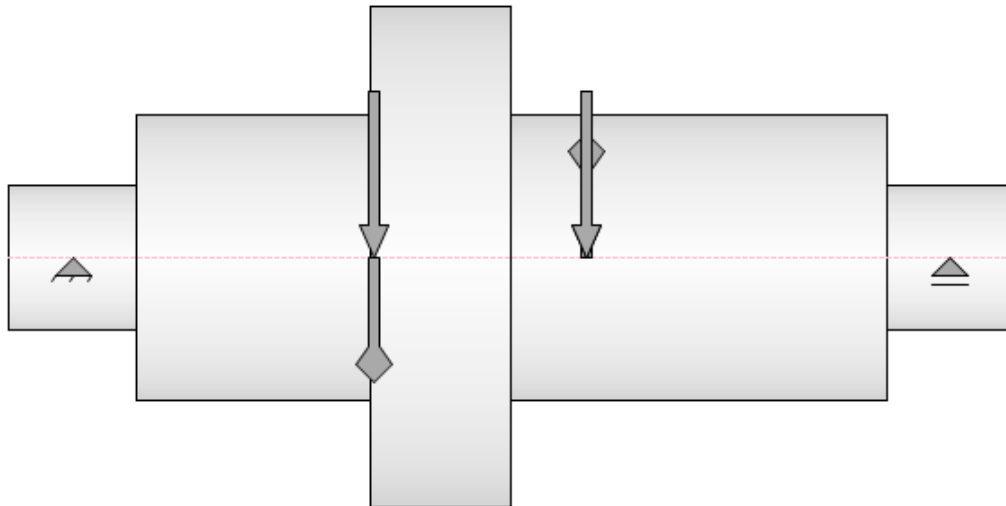
## **F. Diseño de eje y selección de cojinetes**

El diseño del eje fue realizado en su totalidad utilizando la herramienta de diseño Autodesk Inventor. Se comenzó por realizar un modelo del eje con las longitudes deseadas, hombros necesarios y diámetros estimados. Este modelo fue luego puesto a prueba con el acelerador de diseño incluido en el software. La prueba consistió en aplicar las fuerzas y torques previamente calculados para luego observar y analizar los resultados.

**Ilustración 23: Menú de diseño de ejes**

En el menú mostrado en la Ilustración 23 se eligieron las secciones que componen al eje. Cada sección fue especificada por medio de un diámetro y una longitud. Las secciones podían ser cilíndricas, cónicas o poligonales. Cada sección también podía ser separada en más secciones con la opción de separar.

La siguiente etapa fue la aplicación de fuerzas y torques. La siguiente ilustración muestra el diseño del eje y la localización de las fuerzas que actuaron sobre él.

**Ilustración 24: Diseño de eje y localización de fuerzas**

En la Ilustración 24, las flechas con cabeza triangular representan a las fuerzas radiales que actuaron sobre el eje, mientras que las flechas con cabeza de rombo representan al torque. El torque aplicado al eje fue el generado por la carga máxima establecida para el sistema. Las fuerzas son las mostradas en la Tabla 20.

**Tabla 21: Descripción de fuerzas radiales sobre el eje**

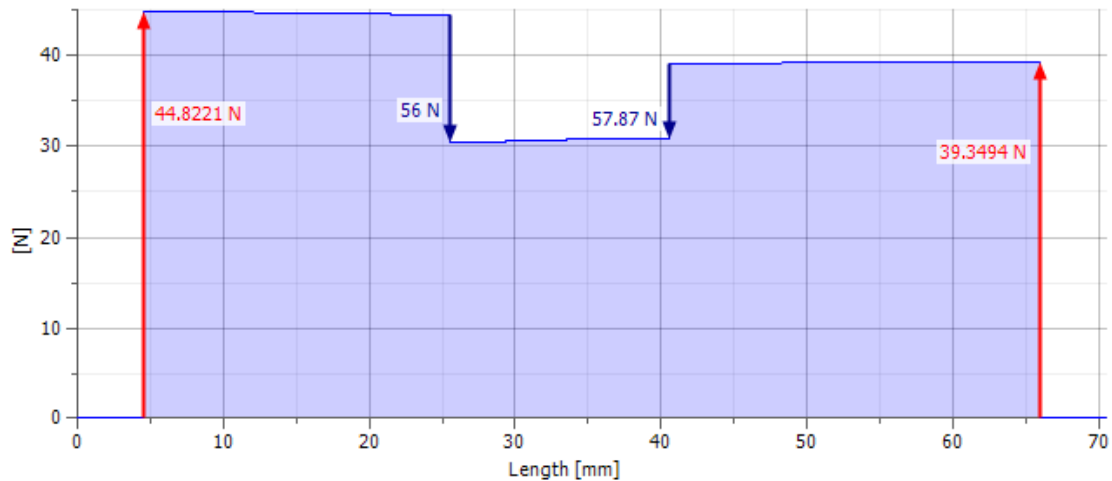
No.	Localización	Fuerza radial			
		Y	X	Magnitud	Dirección
1	25.5 mm				
2	25.5 mm	56 N		56 N	
3	40.5 mm				
4	40.5 mm		57.87 N	57.87 N	90.00 deg

**Tabla 22: Descripción de torques y deflexiones en el eje**

Torque	Deflexión			
	Y	X	magnitud	Dirección
-19.350 N m	-0.156 microm	-0.150 microm	0.216 microm	223.81 deg
	-0.156 microm	-0.150 microm	0.216 microm	223.81 deg
19.350 N m	-0.149 microm	-0.192 microm	0.243 microm	232.03 deg
	-0.149 microm	-0.192 microm	0.243 microm	232.03 deg

Las fuerzas radiales que actuaron sobre el eje generaron fuerzas de reacción sobre los soportes del eje. Estas fuerzas fueron representadas por medio de un diagrama de fuerzas cortantes en la Ilustración 25.

**Ilustración 25: Diagrama de fuerzas cortantes**

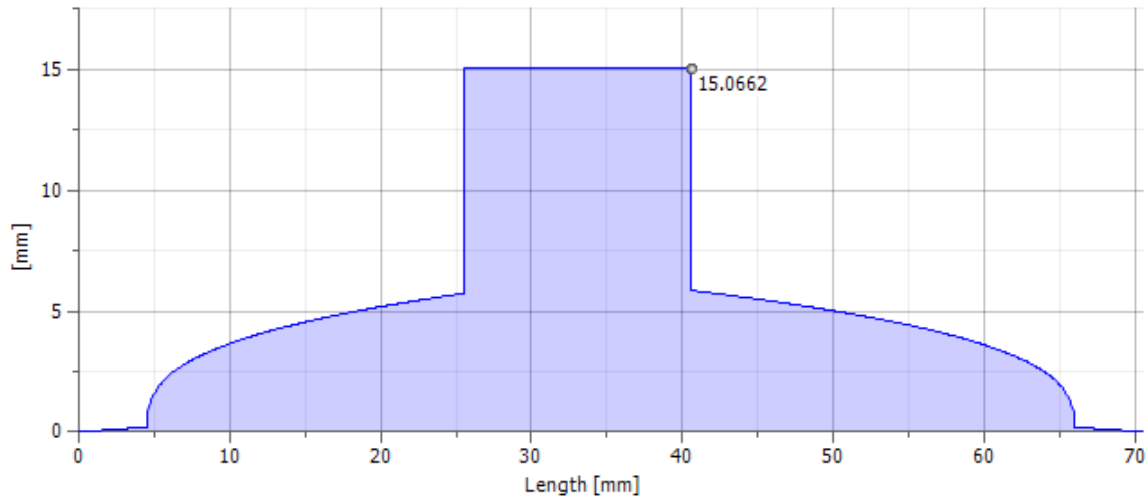


**Tabla 23: Descripción de fuerzas de reacción**

No.	Tipo	Localización	Fuerzas de reacción			
			Y	X	Magnitud	Dirección
1	Fijo	4.5 mm	37.85 N	23.99 N	44.82 N	32.37 deg
2	Libre	66 mm	20.02 N	33.87 N	39.34 N	59.42 deg

Dentro de los resultados que proveyó el software de diseño Autodesk Inventor se encuentra el radio mínimo de las distintas secciones del eje. Este radio fue máximo en las partes más críticas del eje, como lo son los hombros. Los hombros son aumentos en el diámetro que tienen la función de soportar elementos que serán adheridos al eje, por ejemplo, la sección del eje con mayor diámetro es el hombro del engranaje y sirvió para evitar que este se moviera de su lugar establecido.

**Ilustración 26: Diagrama de diámetro mínimo necesario**

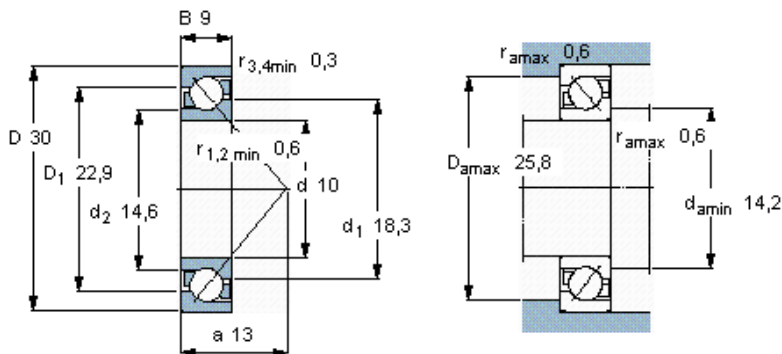


La Ilustración 26 muestra los resultados del diámetro mínimo necesario para las secciones del eje. Como se puede observar, la parte más crítica necesitó un diámetro de 15 milímetros y se encontró en la sección media, donde el engranaje fue colocado y donde las fuerzas aplicadas fueron máximas. Con estos datos fue posible dimensionar al eje de manera adecuada.

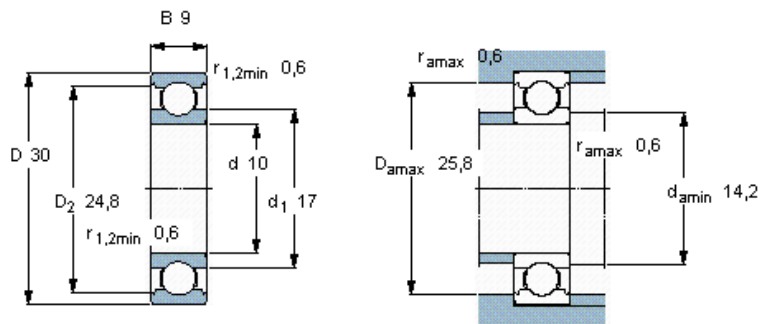
Antes de poder dimensionar al eje fue necesario seleccionar los cojinetes, puesto que estos poseen un diámetro interno que el eje debió respetar para poder insertarlos. La Tabla 23 muestra las fuerzas de reacción a las cuales estuvieron sujetos los cojinetes y fueron iguales a 44.82 N y 39.35 N, que equivalen a 10.07 lbf y 8.85 lbf respectivamente.

De la página oficial de SKF, fabricantes de cojinetes, se obtuvo información acerca de diversos cojinetes. Las medidas seleccionadas fueron un diámetro interno de 10 milímetros, un diámetro externo de 30 milímetros y un grosor de 9 milímetros. Idealmente se deberían utilizar cojinetes de carga axial que, como su nombre lo indica, puede soportar cargas axiales en una dirección. Pero las cargas axiales del sistema no fueron significativas, por lo que también se tomaron en consideración los cojinetes rígidos de bolas, los cuales son considerablemente más baratos.

**Ilustración 27: Planos de cojinete de bolas de contacto angular [18]**



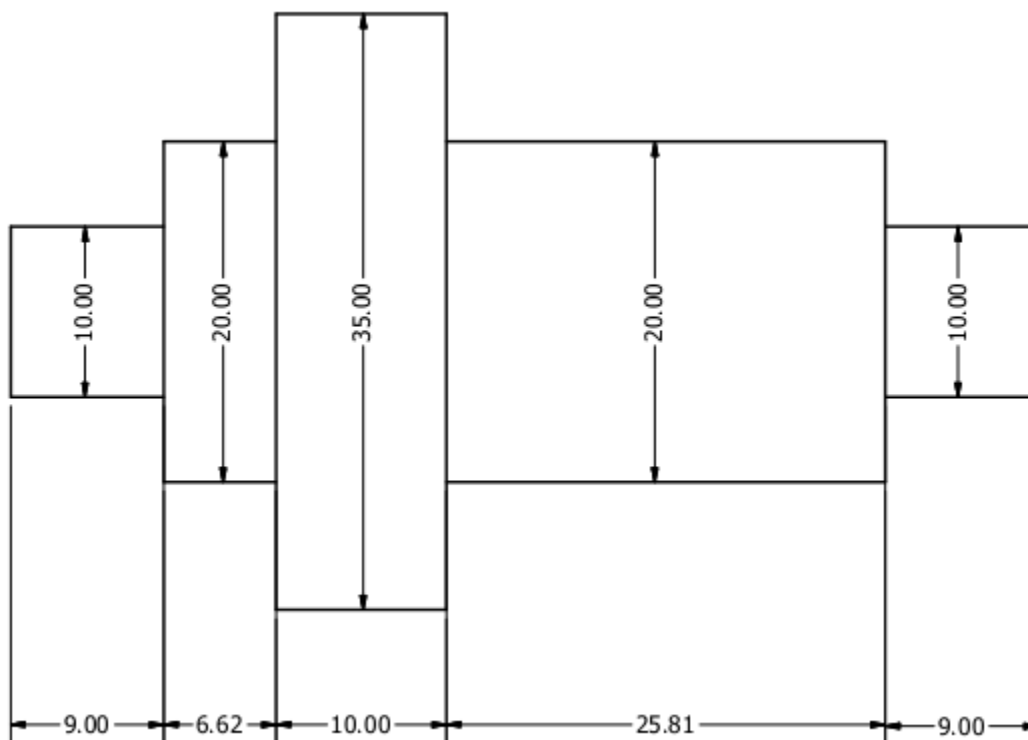
**Ilustración 28: Planos de cojinetes de rígidos de bolas [18]**



Los cojinetes de contacto angular (Ilustración 27) y los rígidos de bolas (Ilustración 28) poseen una capacidad de carga de 7.02 kN y 5.4 kN respectivamente, las cuales equivalen a 1578.15 lbf y 1213.96 lbf. [18] Las magnitudes de las fuerzas de reacción fueron insignificantes respecto a las capacidades de carga de ambos cojinetes, por lo que fue seguro utilizar cualquiera de estos modelos.

Se eligieron los cojinetes y se obtuvo información sobre el diámetro mínimo requerido y se procedió a dimensionar el eje mostrado en la Ilustración 29.

Ilustración 29: Diseño final de eje con dimensiones en milímetros



## VI. MÓDULO ELECTRÓNICO

### A. Selección de motor eléctrico

El motor eléctrico formó una gran parte del proyecto, puesto que fue el encargado de proveer la potencia que sería transformada y transmitida por medio del mecanismo. Las características básicas que definen a un motor son su torque y su velocidad. Los motores de corriente directa sin escobillas, por ejemplo, son capaces de trabajar a muy grandes velocidades, pero carecen de potencia. La potencia generada por un motor se define mediante la ecuación (21), que explica que la potencia es el producto entre el torque y la velocidad angular. Usualmente, la velocidad de los motores eléctricos sin escobillas es elevada, lo que implica un torque pequeño. Con estas dos variables se establece una potencia, pero la potencia del motor siempre se debe mantener la misma. Si de alguna manera se logra disminuir la velocidad angular, de acuerdo a la ecuación (21), el torque debe aumentar para poder conservar la potencia establecida del motor. Este es el caso para los motores de corriente directa con caja reductora. Poseen una pequeña caja reductora con engranajes cónicos que poseen una relación tal que disminuye la velocidad considerablemente y hace lo mismo por el torque pero en aumento.

**Ilustración 30: Motor de corriente directa con caja reductora [4]**



La Ilustración 30 muestra un claro ejemplo de un motor eléctrico con una caja reductora, la cual se encuentra dentro de la cabeza gris del componente.

El motor seleccionado posee una velocidad de 120 revoluciones por minuto, que al conectarlo al mecanismo se convirtió en una velocidad de salida de 4 revoluciones por minuto. Esta velocidad fue alcanzada con el mínimo de carga impuesta sobre el brazo. Para poder asegurar una velocidad estable al aplicar distintas cargas al brazo sería necesario implementar un control de velocidad con retroalimentación.

El torque máximo que este proveyó fue de 123.2 onzas por pulgada, que equivale a 8.87 kilogramos por centímetro y que al ser alimentado al mecanismo se convertiría, idealmente, en un torque de salida de 266.10 kilogramos por centímetro.

El motor eléctrico seleccionado posee una caja reductora con relación 50:1 y una velocidad de 120 revoluciones por minuto. Sin caja reductora, la velocidad aumentaría a 6000 revoluciones por minuto, velocidad que al ser proveída al mecanismo diseñado para el codo, entregaría una velocidad en el engranaje impulsado de 200 revoluciones por minuto. Esta gran velocidad es inservible para la aplicación; los movimientos sería demasiado erráticos y el controlar el mecanismo sería una tarea de extremada dificultad. Por otro lado, el torque del motor con caja reductora es de 8.87 kilogramos por centímetro, pero sin la caja este torque sería de 0.177 kg-cm, que le daría al mecanismo un torque total de 5.3 kg-cm en lugar de los 266.10 que se poseen.

El motor eléctrico fue controlado por medio de un puente h o puente completo. Este circuito permitió cambiar la dirección de giro del motor.

## **B. Control para motor eléctrico**

El control elegido para el sistema fue un control por medio de puente h. Esto fue así debido a las necesidades del sistema y la facilidad con la que este control pudo ser implementado. El funcionamiento es simple: accionar dos interruptores de los cuatro disponibles, para hacer girar al motor en una dirección y accionar los otros dos interruptores cuando se desee hacer girar al motor en la dirección opuesta.

El control maestro del proyecto consiste en un microcontrolador conocido como Arduino. Arduino es una plataforma electrónica prototipo de naturaleza "open-source", que indica que el software desarrollado para esta es libre de distribución y es gratis. El

objetivo de esta plataforma es proveer herramientas de software y hardware flexibles y fáciles de utilizar. Gracias a estas características y a su creciente popularidad, los microcontroladores Arduino cuentan con una variada gama de circuitos impresos en placas compatibles, lo que hace de esta herramienta aún más accesible y práctica.

Para implementar el puente h se eligió una de estas placas compatibles con el microcontrolador Arduino, la cual es conocida como Ardumotor. Esta placa posee un puente h en forma de chip controlador. El chip posee el código L298 y tiene la capacidad de controlar dos motores de corriente directa al mismo tiempo, lo que quiere decir que posee dos puentes h. Las entradas lógicas con las que se alimenta a este controlador pueden ser desde 3.3 hasta 5 voltios. [2]

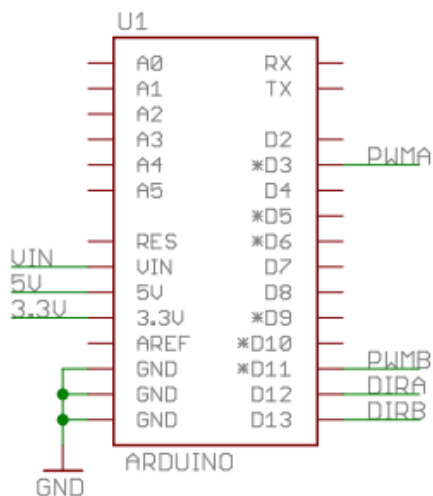
**Ilustración 31: Placa de controlador Ardumotor [2]**



El Ardumotor es capaz de manejar hasta 2 amperios en cada uno de sus canales y, como el motor seleccionado posee una corriente máxima de consumo de 1.5 amperios, el controlador es ideal. Todas las líneas de control están protegidas de corrientes inversas por medio de diodos. Este módulo también posee dos PWM (modulación de ancho de pulso) con los cuales se puede controlar la velocidad de operación del motor. [2]

A pesar de que un puente h es suficiente para controlar al motor, para poder dar seguridad al usuario, es necesario implementar una serie de sensores de proximidad que provean retroalimentación sobre la posición actual del antebrazo.

**Ilustración 32: Esquema de puertos de conexión del controlador [2]**



Como se puede observar en la Ilustración 32, el controlador Arduino se conectará al módulo de puente h “Ardumotor” por medio de los pines digitales 3, 11, 12 y 13. Estos pines serán los encargados de controlar los módulos PWM de cada uno de los canales del puente h y las direcciones de los motores. Los pines digitales 3 y 12 se utilizan para controlar el PWM y la dirección, respectivamente, del canal de control A, mientras que los pines 11 y 13 se encargan de controlar el PWM y la dirección, respectivamente, del canal de control B. Para la implementación se decidió utilizar el canal de control B, por lo que los pines utilizados fueron los pines 11 y 13.

Además de los pines de control, el módulo de puente h obtiene su alimentación conectándose al controlador mediante los pines Vin (voltaje de entrada), 5V, 3.3V y GND (tierra).

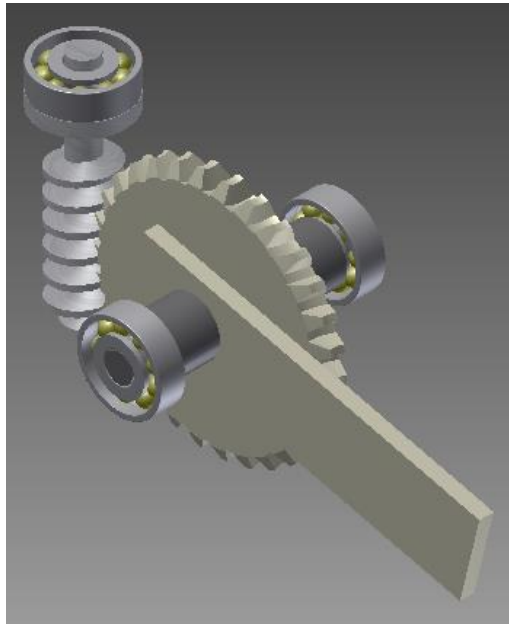
Para facilidad de implementación, el controlador Arduino posee sus propios reguladores de voltaje, por lo que solamente fue necesario alimentarlo con 12 voltios y este proveyó voltajes de 5 y 3.3 voltios para utilización con la lógica de control.

## VII. DISEÑO DE CAJA CONTENEDORA Y ENSAMBLAJE

Los componentes ya diseñados debieron ser ensamblados y colocados dentro de una caja contenedora para completar el diseño de la caja reductora. Se utilizaron las medidas de los componentes elegidos y diseñados, como el eje, los cojinetes, el tornillo sin fin y el engranaje para dimensionar el espacio requerido por la caja.

Se comenzó por realizar un modelo de los componentes internos ya ensamblados a modo de obtener una idea bastante clara del volumen necesario. La Imagen 35 muestra dicho modelo.

**Ilustración 33: Modelo de componentes internos de caja reductora**

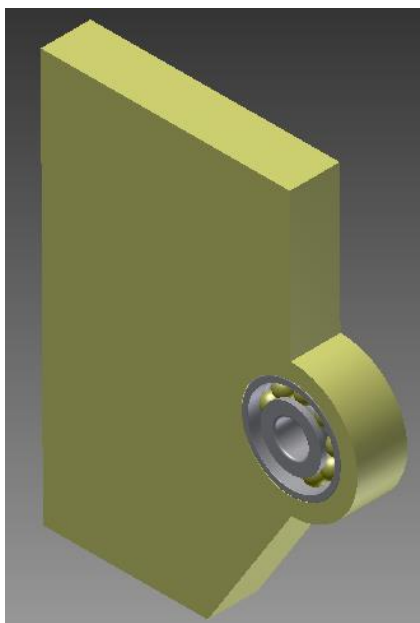


El eje principal posee dos apoyos en los cuales se montaron los cojinetes. Se decidió colocar el brazo en la sección media del eje para lograr una mejor distribución de carga sobre los apoyos, lo que aseguró una carga similar para cada uno de los cojinetes. El tornillo sin fin también posee dos cojinetes como apoyos, uno en la parte inferior de la caja y uno en la parte superior. Ambos cojinetes seleccionados para el eje principal y el cojinete de la placa inferior de la caja poseen las mismas medidas, las cuáles son: diámetro interno de 10 mm, diámetro externo de 30 mm y ancho de 9 mm. [18]

El cojinete seleccionado para el apoyo superior del engranaje de tornillo sin fin es más grande, teniendo un diámetro interno de 12 mm, un diámetro externo de 32 mm y un ancho de 10 mm. Fue necesario utilizar un cojinete con mayor diámetro interno debido a la decisión de acoplar el eje del motor directamente al tornillo sin fin. Se taladró un boquete con un diámetro de 6 mm en la parte superior del tornillo sin fin ya que este es el diámetro del eje del motor eléctrico seleccionado. Debido este agujero taladrado el diámetro del soporte superior del tornillo sin fin fue aumentado y por consiguiente se aumentó el cojinete utilizado.

Las medidas utilizadas como base fueron los diámetros de paso de ambos engranajes que, como se mostró en las Tablas 15 y 16, son de 0.55 y 3 pulgadas para el tornillo y el engranaje respectivamente. La suma de estos es 3.55 pulgadas y es el ancho mínimo que debía tener la placa lateral de la caja contenedora. Esta placa fue diseñada tomando en cuenta las medidas de los engranajes y los diámetros de los cojinetes del eje principal ya que estos últimos fueron incrustados en dicha placa. En la Ilustración 34 se puede observar el diseño realizado para la placa lateral.

**Ilustración 34: Placa lateral con cojinete instalado**

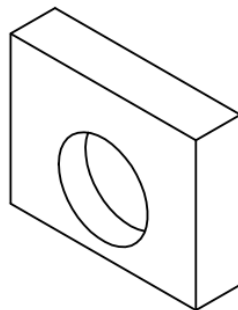


El cojinete fue instalado a presión para evitar movimientos no deseados en el eje principal.

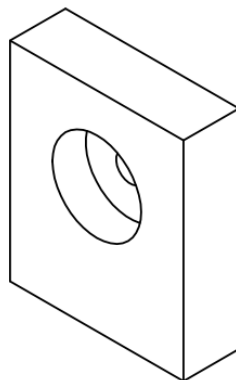
En la Ilustración 34 también se puede observar que se eligió un ancho menor para la parte inferior de la placa lateral que el ancho de la parte superior. Esta decisión fue basada en las posiciones que un brazo adopta naturalmente. El antebrazo humano nunca adopta, de manera no forzada, una posición completamente paralela al brazo superior, sino que posee un cierto grado de inclinación hacia el movimiento de flexión. Este “tope” natural es emulado por la pared inclinada de la placa lateral, que permite un movimiento de extensión hasta el punto de reposo natural, que no es paralelo al brazo superior.

Para las placas superior e inferior se tomó en cuenta el largo del eje y los diámetros de los cojinetes utilizados. El largo del eje indicó el ancho máximo de estas placas y los diámetros de los cojinetes indicaron los agujeros necesarios para insertarlos en cada una de las placas. Las Ilustraciones 35 y 36 muestran los diseños de ambas placas.

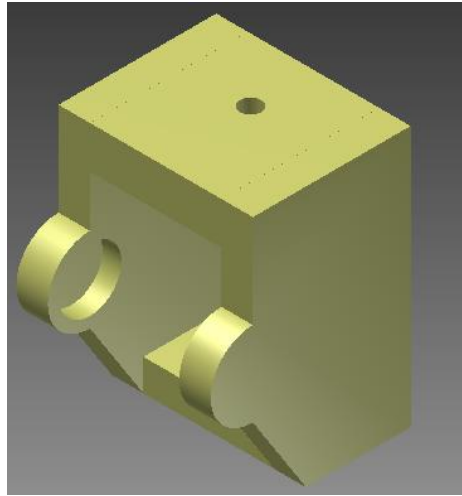
**Ilustración 35: Diseño de placa inferior**



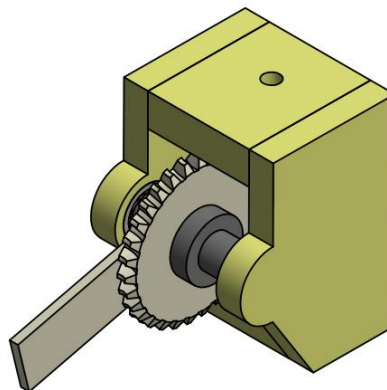
**Ilustración 36: Diseño de placa superior**



El peso estimado de la caja contenedora fue de 0.99 libras.

**Ilustración 37: Ensamble de caja contenedora**

La Ilustración 37 muestra la caja contenedora ya ensamblada. Se eligió el diseño de placas sobre un diseño de bloque vaciado debido a las reducciones de peso propuestas inicialmente. El diseño de placas también mostró ser una solución práctica al problema de ensamblaje y manufactura. Con un diseño sencillo, el ensamblaje y el mantenimiento también se volvieron sencillos. Si se deseara aumentar la seguridad del mecanismo a cambio de un aumento considerable de peso se podría elegir un diseño de bloque vaciado. En el diseño actual el engranaje impulsado queda expuesto en ciertas áreas, por lo que una caja contenedora completamente cerrada presentaría una mayor seguridad de operación. En la Ilustración 38 se puede observar el diseño completo de la caja contenedora con todos los componentes internos instalados.

**Ilustración 38: Caja reductora ensamblada**

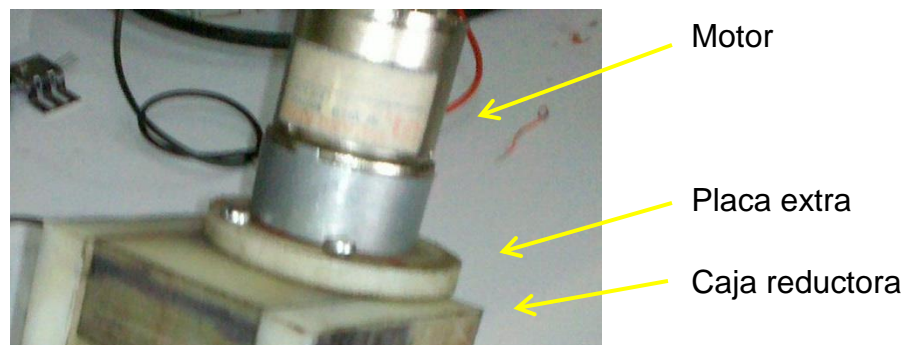
## VIII. IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS

### A. Módulo mecánico

Las piezas utilizadas para la implementación de la caja reductora fueron fabricadas por personal técnico con experiencia en el tema. Durante el proceso de fabricación se realizaron varias visitas de inspección para observar el progreso y la calidad de dicho proceso. Estas visitas fueron esenciales en el desarrollo del proyecto, puesto que en ellas se pudo observar que existía una cierta ineficiencia en la utilización de materiales, ya que muchas de las partes diseñadas eran demasiado grandes y pesadas. Las cuatro placas de la caja contenedora fueron rediseñadas, realizando reducciones en donde fuera posible sin comprometer la funcionalidad del mecanismo. Se concluyó con diversas reducciones en las cuatro placas y en el eje principal del mecanismo. Los planos de dichas piezas pueden ser observados en la sección de anexos; todas las piezas fueron nombradas con el sufijo “mod” que denota “modificación”.

Para la implementación del motor se decidió lo siguiente: en lugar de sujetar el motor directamente a la caja reductora, lo cual hubiese implicado desensamblar la caja completa para poder colocar los tornillos desde el interior de la placa superior, se decidió implementar una nueva placa. Esta nueva placa permite sujetar al motor, a través de tornillos que llegan hasta la cara del motor. Esta placa puede, luego, ser atornillada a la caja reductora desde afuera, sin necesidad de desensamblar. Para esto se realizaron agujeros roscados en la placa superior.

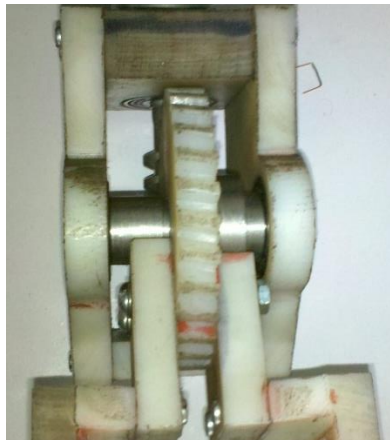
**Ilustración 39: Motor montado en caja reductora con placa extra**



**Ilustración 40: Vista lateral de la caja reductora**



**Ilustración 41: Vista frontal de la caja reductora**



**Ilustración 42: Vista trasera de la caja reductora**



**Ilustración 43: Vista general de la caja reductora**

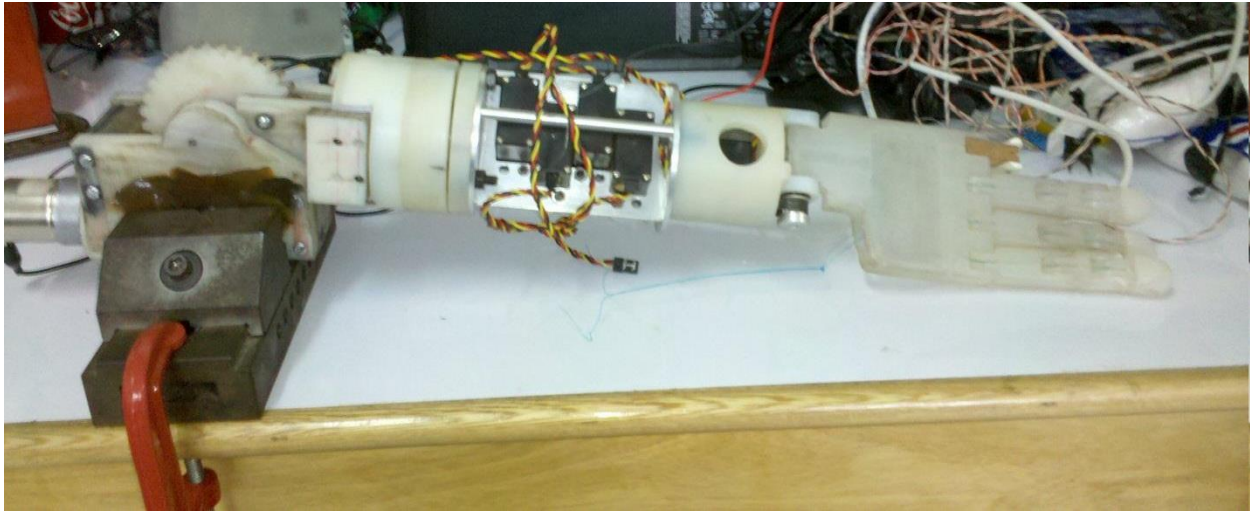


Para sujetar al antebrazo se implementaron un tipo de “tenazas” adheridas en un extremo al engranaje de la caja y en el otro extremo a la base del antebrazo. Se conservaron las medidas y posiciones de los agujeros para los tornillos de sujeción del antebrazo y se eligió un largo suficiente para proveer un amplio rango de movimiento.

La primera prueba realizada con el mecanismo fue de funcionalidad. Se alimentó al motor con los 12 voltios requeridos y, sin adherir el antebrazo al mecanismo del codo, se observó el movimiento realizado en ambas direcciones. Esta primera prueba resultó satisfactoria y no se observó ningún tipo de complicación.

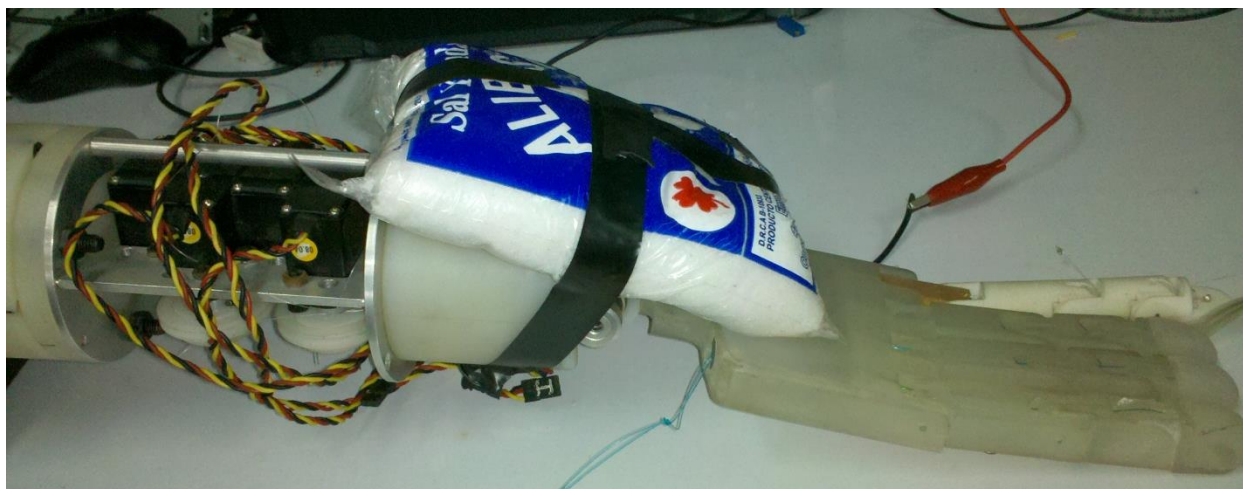
El resto de las pruebas fueron realizadas con el antebrazo ya adherido. En estas se observó la funcionalidad y la velocidad del sistema. Para poder llevar a cabo las pruebas de manera segura se sujetó la prótesis por medio del codo utilizando una prensa de mesa; esta prensa fue también sujeta utilizando una prensa sargento como se muestra en la siguiente ilustración.

**Ilustración 44: Mecanismo sujeto a mesa para realización de pruebas**



Las pruebas consistieron en realizar un barrido de noventa grados comenzando en una posición horizontal, donde el torque necesario es máximo, y terminando en una posición totalmente vertical. Se eligió este método debido a la limitación de sujeción del mecanismo, pero siendo la posición horizontal la más crítica para el funcionamiento del mecanismo, los resultados mostrados por estas pruebas son suficientes para asegurar el correcto funcionamiento del mecanismo en todas las demás posibles direcciones y posiciones.

El mecanismo fue probado con distintas cargas en la palma de la mano, las cuales variaron desde ninguna hasta 3 libras. Se utilizaron bolsas de 460 gramos de sal, equivalentes a 1.01 libras, para simular distintas cargas de manera controlada.

**Ilustración 45: Mecanismo con 1 libra de carga en la mano**

Las bolsas de sal fueron colocadas en diversos lugares cercanos a la palma de la mano para no llegar a dañar el mecanismo implementado en la muñeca de la prótesis. Los resultados obtenidos para estas pruebas se encuentran en la siguiente tabla.

**Tabla 24: Resultados de tiempo con distintas cargas**

Carga en la mano (lbs)	Torque Generado (kg-cm)	Corriente Pico (mA)	Tiempo (seg)
0	21.13	337	4.2
1.01	41.52	443	4.8
2.02	61.90	621	5.9
3.03	82.29	757	7.1

Como se puede observar en la Tabla 24, el tiempo requerido para desplazarse noventa grados aumentó junto con la carga aplicada en la mano. Esto era de esperarse, puesto que el alcance del proyecto no cubrió la implementación de un sistema de control de velocidad automático. Para poder mantener una velocidad más o menos constante hubiese sido necesario aumentar el voltaje aplicado al motor, pero esto podría llegar a dañar dicho componente. Respetando el aumento observado en la Tabla 24, se estima un tiempo de 8.4 segundos para recorrer noventa grados con una carga de 4 libras en la mano. Debido a que la prótesis fue diseñada con una herramienta de soporte, una ayuda extra para el usuario, esta no tiene la necesidad de desempeñar a altas velocidades cuando se poseen cargas grandes y los tiempos

mayores a los cinco segundos se ven justificados en situaciones especiales donde el usuario realmente requiera de esta fuerza.

La tabla también muestra resultados de corriente consumida por el motor, aunque de manera muy superficial. Estos resultados serán discutidos más adelante en el informe.

Durante las pruebas se pudo observar un problema y una gran limitante para el funcionamiento del mecanismo. Cuando se realizó la prueba con una carga de tres libras en la mano, uno de los acoples previamente diseñado e implementado en el antebrazo comenzó a ceder y a desacoplarse. Dicho mecanismo, mostrado en la Ilustración 46, fue el encargado de realizar los movimientos de pronación y supinación mencionados anteriormente. Debido a que esta es una iteración del desarrollo de la prótesis, los mecanismo previamente implementados no fueron diseñados para soportar grandes cargas como lo ha sido el mecanismo del codo, por lo que se recomienda fuertemente no sobrepasar una carga de tres libras en la mano y de ser posible, mantener una carga promedio de 2 a 2.5 libras para asegurar la integridad de todos los componentes de la prótesis. A este mismo problema se debe el bajo número de pruebas que se realizaron con el mecanismo del codo, puesto que este debe soportar una carga de hasta 5.11 libras.

**Ilustración 46: Acople en antebrazo**



Dos de las características importantes que presentó el resultado final de la caja reductora fueron su peso y el rango de movimiento.

En cuanto al peso se tenía un valor teórico estimado de 2.7 libras, pero utilizando una balanza digital proveída por el Instituto de Investigaciones de la Universidad del

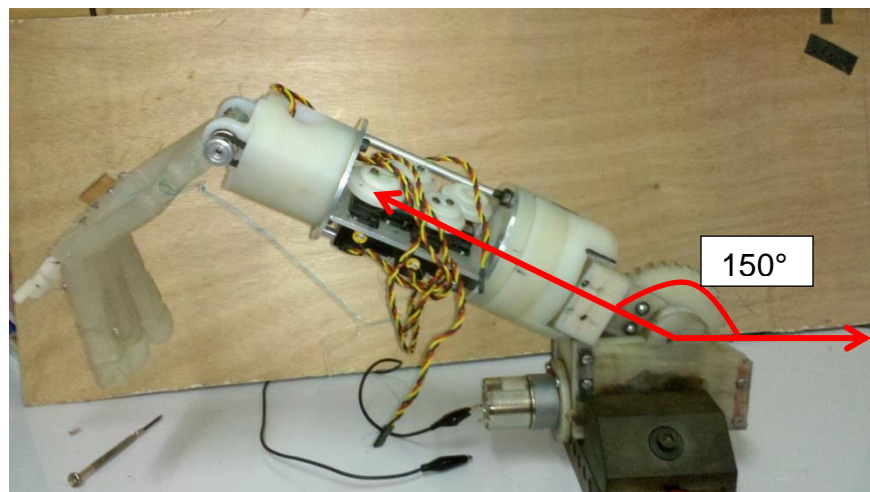
Valle de Guatemala, se logró obtener el peso exacto del mecanismo completo, el cual fue de 880 gramos, los cuales equivalen a 1.94 libras, aproximadamente un 40% más liviano. En relación al mecanismo implementado anteriormente se observó un incremento. También se utilizó una balanza digital para obtener su peso y resultó en 1.43 libras, que es un 35% más liviano al nuevo mecanismo.

**Tabla 25: Comparación de peso entre mecanismo anterior y actual**

Preso anterior	650 g	1.43 lbs
Peso actual	880 g	1.94 lbs
Aumento	35%	

Por otro lado, se logró obtener un rango de movimiento de 150 grados para el recorrido del brazo. Esto se logró mediante el diseño de las placas laterales previamente mencionadas. Este rango provee suficiente espacio para llevar a cabo cualquier tipo de tarea cotidiana y es muy parecido al movimiento de un codo real.

**Ilustración 47: Rango de movimiento del brazo**

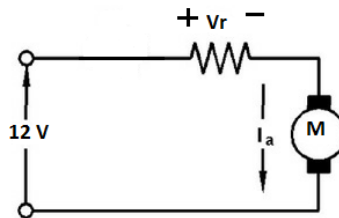


## B. Módulo electrónico

El módulo electrónico consistió en un motor eléctrico de corriente directa de 12 voltios, un módulo de puente h para controlarlo, dos botones para el usuario y dos interruptores para detectar y evitar la colisión del brazo con el codo.

Se realizaron pruebas de consumo de corriente para poder determinar la funcionalidad del motor seleccionado y las dimensiones de las baterías necesarias. Debido a que las herramientas de medición con las que se contaron no poseían la habilidad de medir corriente, fue necesario implementar un pequeño circuito que consistió en una resistencia con un valor bastante bajo colocada en serie con el motor como se muestra en la Ilustración 48. Con esta configuración fue posible medir el voltaje entre las terminales de dicha resistencia para luego dividir los valores de voltaje obtenidos dentro de su valor óhmico para obtener el valor de la corriente.

**Ilustración 48: Diagrama de circuito para pruebas de consuma de corriente**



Los resultados revelaron a un sistema bastante eficiente con un consumo de corriente promedio bastante menor al amperio en todas las ocasiones. Esta prueba fue realizada con las cargas de 1, 2 y 3 libras en la palma de la mano, adicionales a la prueba sin ninguna carga extra en la mano. Los resultados se muestran sintetizados en las siguientes tablas.

**Tabla 26: Resultados de consumo de corriente con 0 y 1 libra**

Peso	0 libras		1 libra	
	Máximo	Promedio	Máximo	Promedio
Corriente (mA)	613	262	586	359

**Tabla 27: Resultados de consumo de corriente con 2 y 3 libras**

Peso	2 libras		3 libras	
	Máximo	Promedio	Máximo	Promedio
Corriente (mA)	826	453	986	571

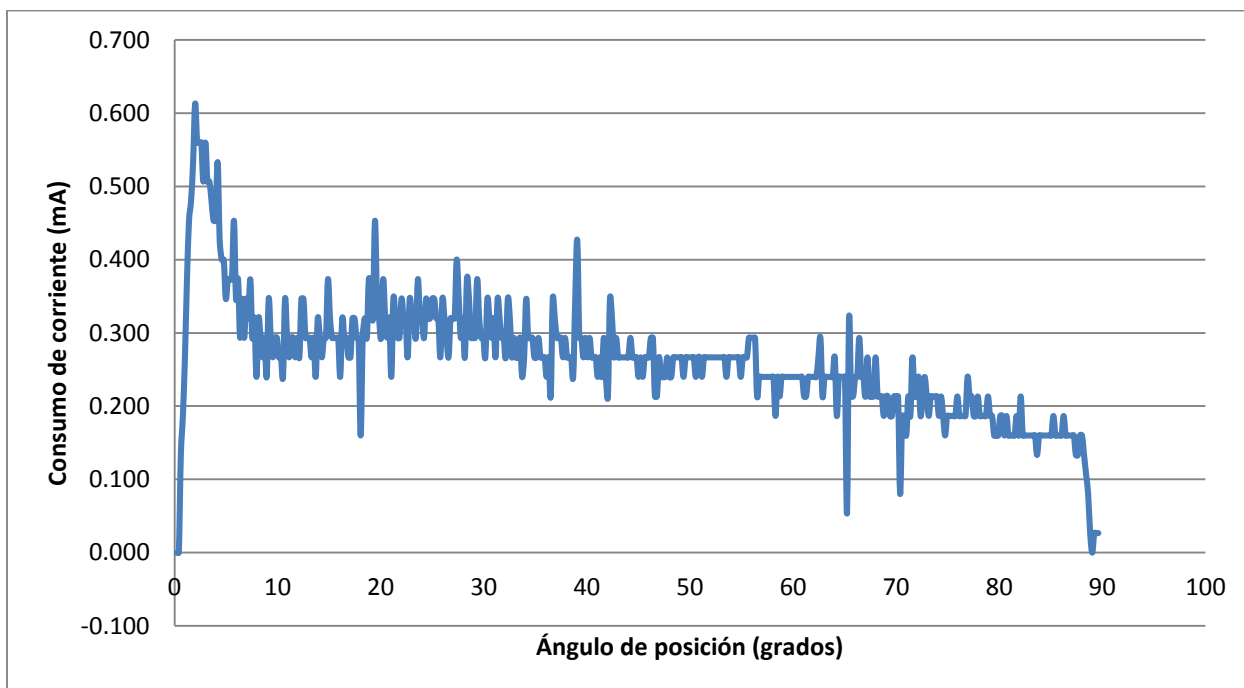
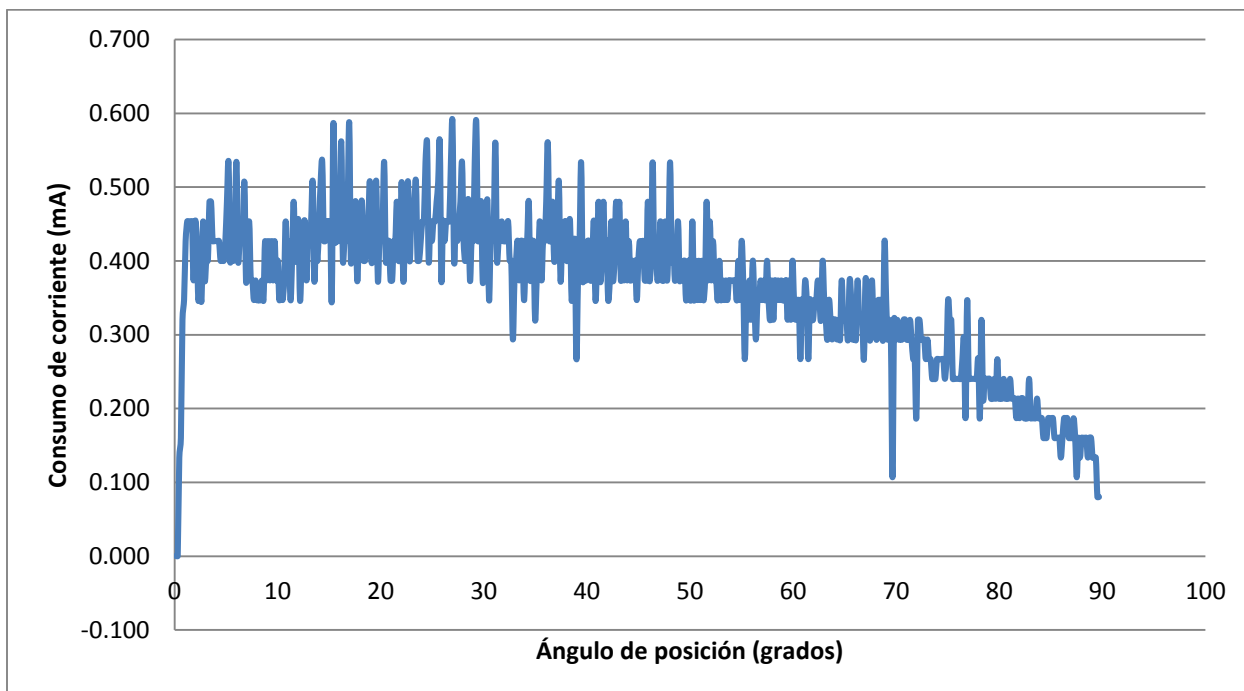
Como se puede observar en las Tablas 26 y 27, el consumo promedio de corriente, aún con tres libras de carga, no sobrepasa los 600 miliamperios. Con estos datos se pudieron seleccionar las baterías adecuadas para el funcionamiento del mecanismo. Se propuso utilizar dos baterías de níquel-hidruro metálico (Ni-MH) de seis voltios cada una en serie. El modelo encontrado posee una capacidad de 4200mAh que, tomando en cuenta una capacidad de descarga del 80%, es suficiente para mantener el funcionamiento del mecanismo con una carga de 3 libras hasta por 5.88 horas consecutivas.

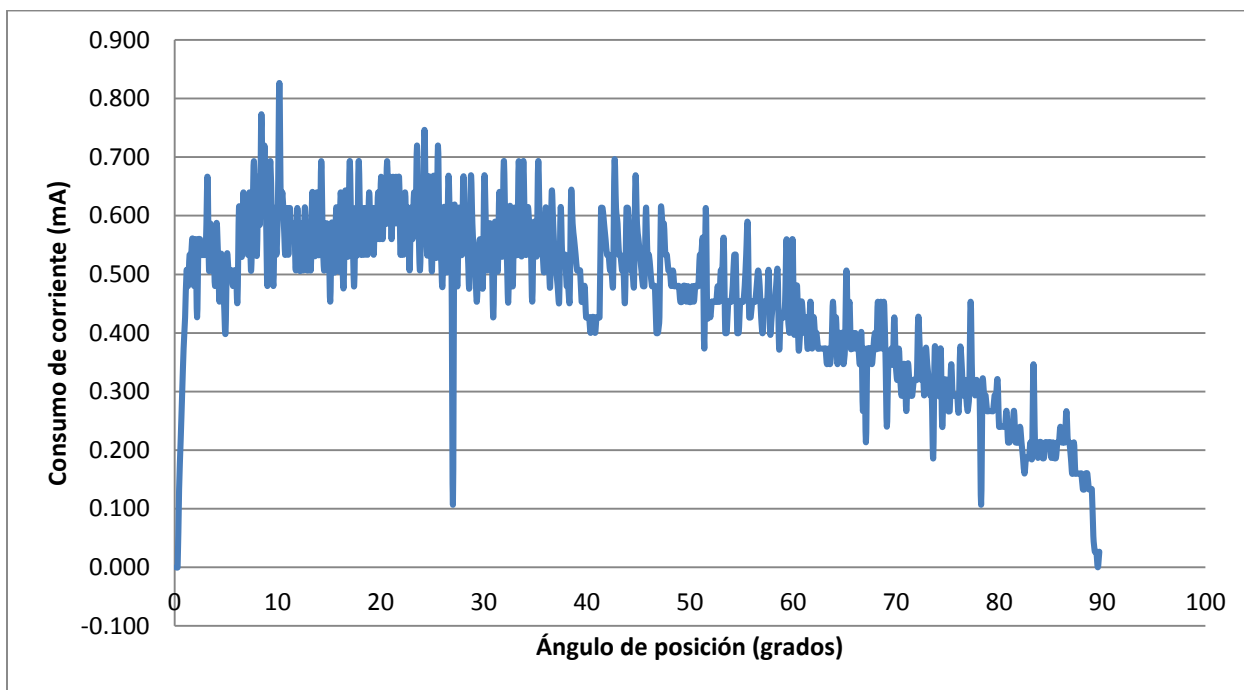
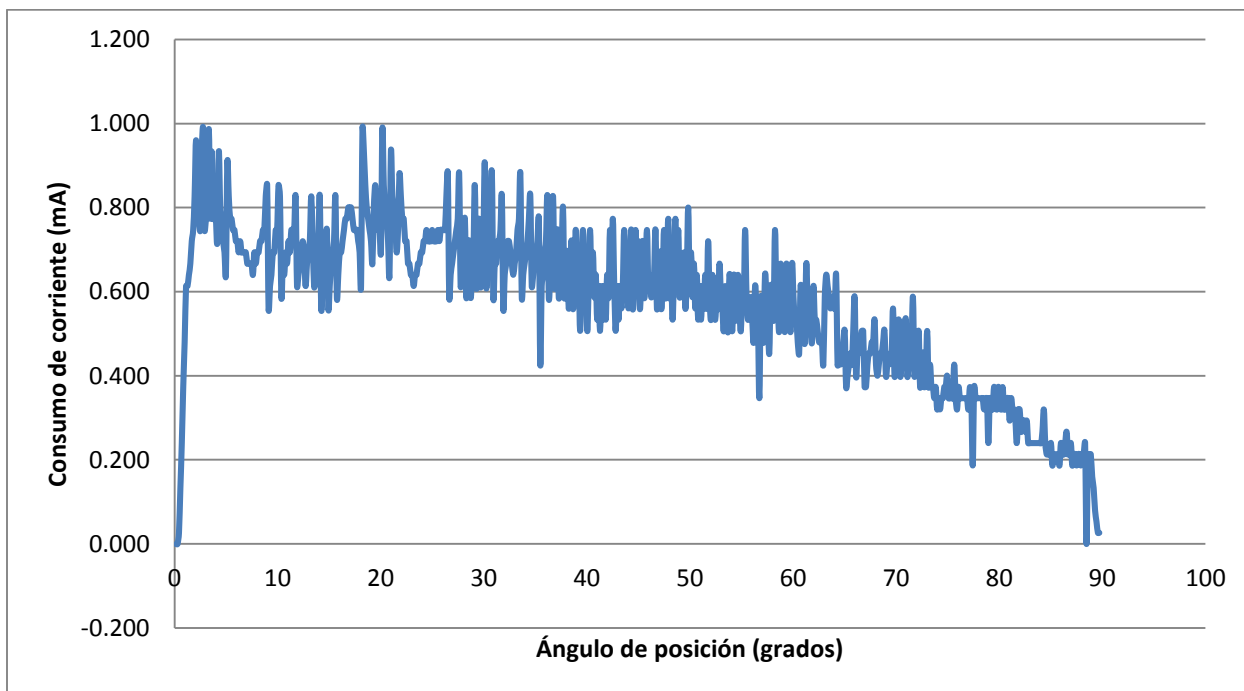
**Ilustración 49: Batería de Ni-MH de 6 voltios y 4200mAh**



La batería mostrada en la Ilustración 49 posee un peso de 0.78 libras y las siguientes dimensiones: 114.13 mm de largo, 24.13 mm de alto y 45.97 mm de ancho. Con esas dimensiones y ese peso, esta batería demostró ser una buena solución en cuanto a capacidad y portabilidad.

También se decidió graficar los resultados de consumo de corriente respecto a la posición del brazo. Con esto se puede proveer información importante al usuario acerca de las posiciones más críticas para el consumo de corriente y la vida de la carga de las baterías. Los resultados fueron los siguientes:

**Gráfica 1: Consumo de corriente contra ángulo de posición (0 libras)****Gráfica 2: Consumo de corriente contra ángulo de posición (1 libra)**

**Gráfica 3: Consumo de corriente contra ángulo de posición (2 libras)****Gráfica 4: Consumo de corriente contra ángulo de posición (3 libras)**

En las Gráficas 1 a la 4 se puede observar de manera detallada el consumo de corriente que presenta el motor al colocar al antebrazo en distintas posiciones. Los picos más altos se registraron entre los ángulos de posición de 20 y 30 grados, aunque lo normal es que los consumos de corriente más elevados se presentaran al inicio de la prueba, cuando el antebrazo se encontraba en una posición totalmente horizontal. También se puede apreciar en las gráficas que al acercarse a la posición de 90 grados, el consumo de corriente disminuyó considerablemente, lo cual se debió a la reducción en la componente de la fuerza que se opone directamente al movimiento.

Los datos de consumo de corriente en el recorrido de regreso, es decir, de bajada, no fueron graficados ya que, sin importar la magnitud de la carga en la mano, el consumo de corriente fue el mismo y siempre menor a los 150 mA. Esta disminución en el consumo de corriente se debió a la ayuda mecánica que la gravedad proveyó al mecanismo, reduciendo el esfuerzo necesario por parte del motor eléctrico.

## C. Eficiencia

Para obtener la eficiencia del sistema fue necesario comparar la potencia de entrada con la potencia de salida, ambas medidas en vatios (**W**). La potencia de entrada del sistema consistió en el producto entre el consumo de corriente del motor eléctrico y el voltaje nominal del mismo. La potencia de salida no fue tan fácil de calcular, puesto que no se contó con las herramientas necesarias para medir tanto la velocidad angular como el torque de salida.

Los datos de eficiencia obtenidos se resumen en las Tablas 28 y 29.

**Tabla 28: Eficiencia con cargas de 0 y 1 libra**

Peso	0 libras		1 libra	
	Máximo	Promedio	Máximo	Promedio
Potencia in (W)	7.36	3.15	7.04	4.32
Potencia out (W)	0.58	0.45	1.03	0.66
Eficiencia (%)	58	14	65	14

**Tabla 29: Eficiencia con cargas de 2 y 3 libras**

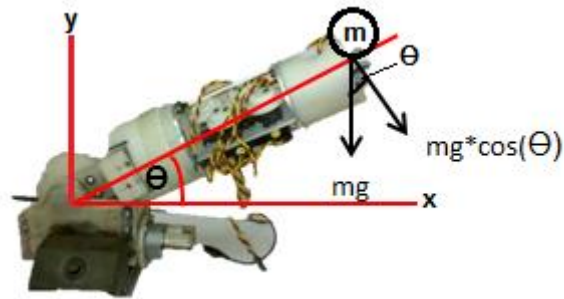
Peso	2 libras		3 libras	
	Máximo	Promedio	Máximo	Promedio
Potencia in (W)	9.92	5.45	11.84	6.86
Potencia out (W)	1.48	0.95	1.91	1.24
Eficiencia (%)	58	16	66	17

Se debe advertir que los datos obtenidos son teóricos, puesto que los valores de torque de salida y velocidad angular también fueron calculados de manera teórica. Estos datos se presentan de igual manera para proveer un estimado sobre la eficiencia total del sistema. Como se puede observar en las Tablas 28 y 29, la eficiencia promedio del sistema varía entre 14% y 17%, presentando eficiencias máximas mayores al 55%.

La obtención de los datos utilizados para el cálculo de la eficiencia se llevó a cabo de la siguiente manera: El ángulo de posición fue determinado por medio de las mediciones de voltaje realizadas con el osciloscopio y el recorrido del brazo durante las pruebas. Se utilizó un rango de 90 grados, comenzando desde una posición horizontal para terminar en una posición completamente vertical. Estos noventa grados fueron luego divididos en  $n$  partes iguales, donde  $n$  fue el número de mediciones de voltaje realizadas por el osciloscopio en cada una de las pruebas realizadas. Para una mejor comprensión, se presenta el caso de la prueba sin carga en la palma de la mano. En esta, el número de mediciones de voltaje tomadas por el osciloscopio fue igual a 454, lo que indica que existieron 454 pequeños segmentos en el transcurso de los 90 grados, por lo que en cada una de las mediciones de voltaje el brazo se desplazó  $90/454$  ó 0.198 grados.

La siguiente Imagen ayuda a explicar el método con el cual se calculó el torque en un determinado momento.

**Ilustración 50: Diagrama de fuerzas en brazo**



La Ilustración 50 muestra el diagrama de fuerzas en la palma de la mano. A medida que el brazo se desplaza, el ángulo ( $\Theta$ ) entre los vectores de posición, indicados por las líneas rojas, aumenta. Al posicionar una carga sobre un plano inclinado, como es el caso del brazo en la posición que muestra la Ilustración 50, la fuerza o peso que esta ejerce sobre la superficie se divide en dos componentes. Este mismo ángulo ( $\Theta$ ) se encuentra presente entre los vectores de la dirección del peso en la palma de la mano, representados con líneas negras. Debido a que el peso de la carga ya no se encuentra perpendicular a la superficie de la mano, el torque ya no es generado por este, sino por una de sus componentes. Dicha componente depende tanto del peso como del ángulo de posición, por lo que se crea una relación entre el torque y el ángulo de posición. La relación se describe en la siguiente ecuación:

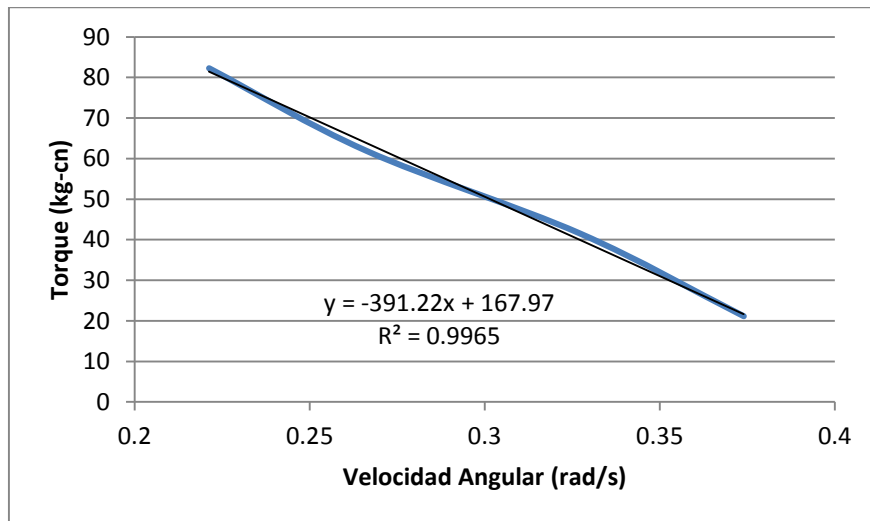
$$\text{Torque} = \text{peso} * \text{distancia} * \text{gravedad} * \cos(\text{ángulo de posición})$$

Las velocidades angulares fueron calculadas tomando el ángulo recorrido y el tiempo necesario para recorrerlo. Nuevamente, tomando como ejemplo la prueba sin carga en la mano, el tiempo necesario para el barrido de noventa grados fue de 4.2 segundos, con lo cual se obtuvo una velocidad promedio de 21.43 grados por segundo ó 0.3739 radianes por segundo. El mismo procedimiento se realizó para las cuatro pruebas.

En los datos preliminares de velocidad angular se asumió una velocidad constante, es decir, sin ninguna aceleración, lo cual no fue el caso real. Debido a esto fue necesario encontrar una relación entre el torque y la velocidad angular para poder

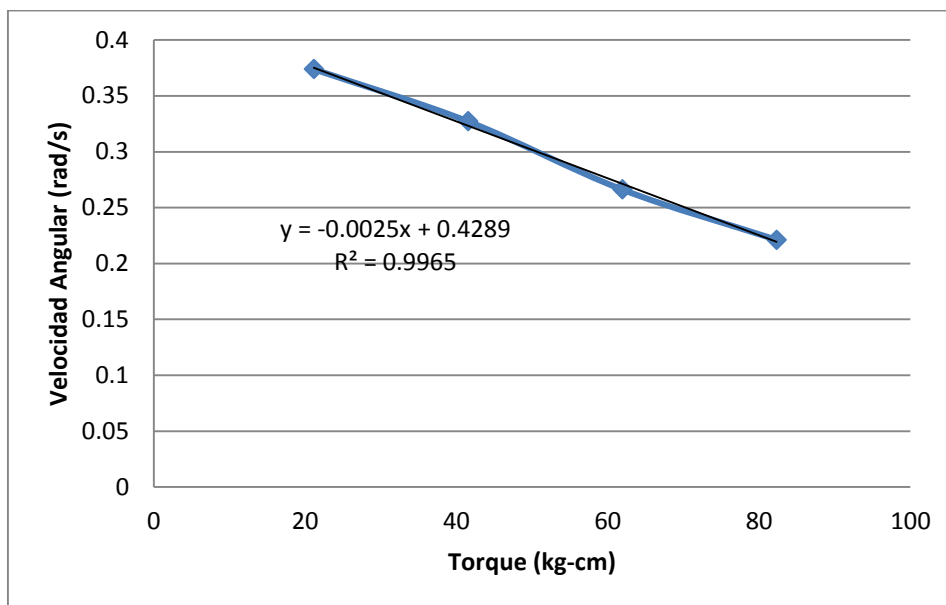
obtener datos de mayor confiabilidad. De la teoría se sabe que los motores eléctricos disminuyen su torque al aumentar su velocidad angular, por lo que se realizó una tabla comparativa entre velocidades y torques promedio en cada una de las pruebas. La siguiente gráfica muestra dicha relación.

**Gráfica 5: Relación torque-velocidad angular**



Claramente se puede observar la disminución del torque a medida que la velocidad aumentó. Se realizó una regresión lineal de los datos mostrados en la Gráfica 5, la cual describe una ecuación capaz de calcular un torque a partir de una velocidad angular. Pero lo necesario fue poder calcular una velocidad angular a partir de un torque conocido, por lo que fue necesario invertir los ejes de la Gráfica 5.

**Gráfica 6: Relación velocidad angular-torque**



Nuevamente se realizó una regresión lineal de los datos, con la cual se obtuvo la siguiente ecuación que describe a la velocidad angular:

$$\omega = -0.0025 * T + 0.4289$$

Cuando se obtuvieron las ecuaciones necesarias para calcular el torque y la velocidad angular en determinado momento y en relación al ángulo de posición, fue posible calcular la potencia de salida en cada instante al multiplicar el torque con la velocidad angular. Esta potencia de salida fue comparada con la potencia de entrada, la cual fue calculada por medio del voltaje nominal del motor y la corriente consumida por este mismo.

## D. Programación y control

La implementación consistió en dos botones para elegir la dirección de movimiento y dos interruptores para detectar y evitar colisiones entre el antebrazo y la caja reductora. Tanto los botones como los interruptores se conectaron al controlador Arduino, encargado de procesar las señales de entrada y proveer señales para el módulo de puente h. Este módulo fue conectado al controlador Arduino en forma de pila, es decir, uno sobre el otro.

La programación de dicho controlador se compuso de dos métodos o módulos, uno de configuración y uno de ejecución. El módulo de configuración fue el encargado de definir cuáles pines del controlador fueron utilizados y de qué manera fueron utilizados. Los pines 11 y 13 fueron definidos como salidas digitales, mientras que los pines 40, 44, 48 y 52 fueron definidos como entradas digitales.

Dentro de la programación se definieron las funciones necesarias para controlar al motor, dichas funciones fueron: “forward” (avanzar) para generar movimiento en el eje del motor en dirección de las manecillas del reloj; “backward” (retroceder) para proveer un movimiento en contra de las manecillas del reloj; y “stopped” (detenido) para detener completamente al motor. Las funciones se encargaron de cambiar el estado de los pines de alimentación del motor, por ejemplo, en la función “forward” el pin positivo del motor se alimentó con voltaje positivo, mientras que el pin negativo del motor se conectó a tierra. Lo contrario ocurrió con la función “backward” y en la función “stopped” el PWM del canal de control fue reducido a cero para no proveer ninguna corriente al motor.

Las funciones fueron utilizadas o “llamadas” cada vez que el botón indicado fuese presionado, siempre y cuando los interruptores indicadores de colisión no se encontraran activados. Cuando ninguno de los botones se encontró presionado o alguno de los interruptores de colisión fue activados, la función “stopped” fue activada, deteniendo el flujo de corriente y, por lo tanto, el movimiento del motor y el mecanismo.

El código implementado se encuentra en la sección de anexos.

## **E. Costos**

Todo proyecto conlleva una serie de gastos necesarios para su realización. Es importante siempre tener los costos en cuenta, ya que un proyecto puede dejar de ser viable si llegan a ser muy elevados. Los costos del presente proyecto se han sintetizado convenientemente en la siguiente Tabla:

**Tabla 30: Costos del proyecto**

Descripción	Precio en dólares	Precio en quetzales
Lámina de Ertalón	(-)	GTQ 610.00
Cojinetes	(-)	GTQ 200.00
Barra de aluminio	(-)	GTQ 125.00
Motor DC	28.96	GTQ 225.31
Controlador	33.54	GTQ 260.94
Manufactura	(-)	GTQ 600.00
<b>Total</b>		<b>GTQ 2,021.25</b>

## IX. CONCLUSIONES

1. El mecanismo es capaz de mover una carga de hasta 3 libras en la palma de la mano sin sobrecargar al motor.
2. Se logró obtener una eficiencia del mecanismo con tornillo sin fin y corona del 66.74% utilizando un ángulo de avance para el tornillo de 10.3 grados.
3. La velocidad máxima del mecanismo, sin carga, es de 4 revoluciones por minuto.
4. La prótesis posee un rango de desplazamiento de 150 grados, proveyendo un movimiento muy similar al de un brazo humano.
5. El promedio en consumo de corriente, para cualquiera de las cargas probadas, fue menor a los 580 miliamperios.
6. El recorrido de 90° llevado a cabo por el antebrazo, sin carga, toma 4.1 segundos en completarse.
7. El torque total de salida del mecanismo es de 179.51 kilogramos por centímetro, lo cual es suficiente para levantar una carga de 5.51 libras en la palma de la mano.
8. A pesar de que el mecanismo diseñado para el codo es capaz de soportar una carga de hasta 5 libras, el resto del brazo no fue diseñado para esto, por lo que no se debe sobrepasar una carga, en la mano, de 3 libras.
9. Con dos baterías de 6 voltios y capacidad de 4.2 amperios hora, en serie, se puede mantener un funcionamiento continuo con una carga de 3 libras hasta por 5.88 horas.
10. La mayor eficiencia presentada por el sistema fue de 66%, mientras que la eficiencia promedio fue de 17%. Ambas se presentaron en la prueba con 3 libras de carga.

## **X. RECOMENDACIONES**

1. Se recomienda implementar un sistema de control de velocidad con retroalimentación para asegurar una velocidad estable al aplicar distintas cargas al brazo.
2. No se deben sobrepasar las 4.82 libras de carga en la mano para asegurar la integridad de los componentes del mecanismo, pero se recomienda nunca exceder el límite de carga de 3 libras en la palma de la mano para evitar daños a cualquiera de los componentes de la prótesis.
3. Se recomienda utilizar la prótesis como una herramienta de ayuda que simplemente asista a la otra extremidad y no una herramienta que intente sustituirla.
4. Se recomienda estudiar la posibilidad de un nuevo diseño exterior para la caja reductora que presente una solución más estética.
5. Se recomienda un rediseño de los mecanismos de la muñeca y el antebrazo para que estos logren soportar cargas iguales a las que el codo puede soportar.
6. Se recomienda estudiar la estructura existente de la caja reductora para definir los puntos más convenientes para la implementación de los sensores, así como el montaje de estos.
7. Se recomienda implementar un sistema de medición de velocidad angular y, de ser posible, de torque de salida para poder obtener datos experimentales y así calcular una eficiencia real y no teórica.

## XI. BIBLIOGRAFÍA

1. **2008.** Anatomía y fisiología del sistema articular. *Ciencias Biológicas*. [En línea] 2008. <http://hnnbiol.blogspot.com/2008/01/sistema-articular.html>.
2. **2012.** Ardumotor - Motor driver shield. *Sparkfun*. [En línea] 2012. <http://www.sparkfun.com/products/9815>.
3. **Association, American Gear Manufacturers. 2012.** AGMA: Mission & History. [En línea] AGMA, 2012. [Citado el: 7 de Marzo de 2012.] <http://www.agma.org/about-us/history>.
4. **Beaty, H. Wayne y James L. Kirtley, Jr. 1998.** *Electric Motor Handbook*. Nueva York : McGraw-Hill Companies, Inc., 1998.
5. **Beer, Ferdinand P, Johnston, E. Rusell y Eisenberg, Elliot R. 2007.** *Mecánica Vectorial para Ingenieros*. México, D.F. : McGraww-Hill Interamericana, 2007.
6. *Biomechanics of Elbow Prostheses*. **de Jesús, W. Echeverría, L. Rodríguez, J. Vargas, A. 2004.** Mayaguez, Puerto Rico : University of Puerto Rico, 2004.
7. **2012.** Brushed DC electric motor. *Wikipedia*. [En línea] 13 de abril de 2012. [http://en.wikipedia.org/wiki/Brushed\\_DC\\_electric\\_motor](http://en.wikipedia.org/wiki/Brushed_DC_electric_motor).
8. **2012.** Brushless DC electric motor. *Wikipedia*. [En línea] 14 de abril de 2012. [http://en.wikipedia.org/wiki/Brushless\\_DC\\_electric\\_motor](http://en.wikipedia.org/wiki/Brushless_DC_electric_motor).
9. **Budynas, Richard G y Keith, Nisbett J. 2006.** *Shigley's Mechanical Engineering Design*. Eight. Nueva York : McGraww-Hill Companies, Inc., 2006. pág. 1088.
10. **David B. Dooner, Ali A. Seireg. 1995.** *The Kinematic Geometry of Gearing: A Concurrent Engineering Approach*. Nueva York : John Wiley & Sons, Inc., 1995.
11. **ERIKS. 2006.** Ertalon Data Sheet. *ERIKS - Solutions in Plastics*. [En línea] 4 de Enero de 2006. [Citado el: 10 de Febrero de 2012.]

<https://www.google.com.gt/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CCwQFjAA&url=http%3A%2F%2Fsolutions-in-plastics.info%2Fnl%2Fplastics%2Fdatasheets%2Fengineering%2FERIKS%2520-%2520ERTALON%25206%2520SA.pdf&ei=Cu-MT7ugLoT48wSYq5GHDg&usg=AFQjCNFCTY7sUo>.

12. **2010.** ESO Acrosport. *Educación y cooperación en movimiento*. [En línea] 29 de febrero de 2010. [http://cooperacionenmovimiento.blogspot.com/2010/02/2-eso-acrosport\\_19.html](http://cooperacionenmovimiento.blogspot.com/2010/02/2-eso-acrosport_19.html).
13. **Ewert, Richard H. 1997.** *Gears and Gear Manufacture: The Fundamentals*. Nueva York : Chapman & Hall, 1997.
14. **Hanselman, Duane C. 1994.** *Brushless Permanent-Magnet Motor Design*. Orono, Maine : McGraw-Hill, Inc., 1994.
15. **Houpt, G.L. 1973.** *Elementos de Ingenieria Mecanica*. Naucalpan de Juárez, México : McGraw-Hill de México, S.A, 1973.
16. **Microelectronics, ST. 2000.** Dual Full-Bridge Driver. *Sparkfun*. [En línea] Enero de 2000. [Citado el: 4 de Abril de 2012.] [http://www.sparkfun.com/datasheets/Robotics/L298\\_H\\_Bridge.pdf](http://www.sparkfun.com/datasheets/Robotics/L298_H_Bridge.pdf).
17. **Sicco, Pedro J. 2011.** Biomecánica del Codo. *Facultad de Medicina*. [En línea] Enero de 2011. [Citado el: 20 de Enero de 2012.] [http://med.unne.edu.ar/kinesiologia/catedras/biomecanica/ini\\_biomec.htm](http://med.unne.edu.ar/kinesiologia/catedras/biomecanica/ini_biomec.htm).
18. **SKF. 2012.** Angular Contact Ball Bearings, single row. [En línea] 2012. [Citado el: 25 de Marzo de 2012.] [http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/productTableViewer.jsp?tableName=1\\_3\\_1&maincatalogue=1&lang=en](http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/productTableViewer.jsp?tableName=1_3_1&maincatalogue=1&lang=en).
19. **Williams, Al. 2005.** *Microcontroller Projects Using the Basic Stamp*. Nueva York : CMP Books, 2005.

## XII. ANEXOS

```
/*
Universidad del Valle de Guatemala
Luis Pedro Montenegro Mejicanos
Carne No. 07127
Codigo de control para codo de protesis bionica transhumeral

Codigo basado en ejemplo escrito por:
Timothy Holmberg
SparkFun Electronics

*/

const int pwm_b = 11; //Se define al pin 11 como el control de velocidad por
                        medio de PWM
const int dir_b = 13; //El pin 13 se define como el control de direccion, el
                        cual controla a los pines 3 y 4
const int button_1 = 40; //Se definen a los pines 40, 44, 48 y 52 como los
                        botones e interruptores respectivamente

const int button_2 = 44;
const int micro_1 = 48;
const int micro_2 = 52;

int button_1s = 0; //Se definen variables enteras para detectar cambios en el
                    estado de los pines

int button_2s = 0;
int micro_1s = 0;
int micro_2s = 0;

//-----
//-                                MODULOS                                -
//-----

void setup() //Modulo de configuracion
{
  pinMode(pwm_b, OUTPUT); //Se define la funcion de cada pin, ya sea entrada
                          o salida

  pinMode(dir_b, OUTPUT);
  pinMode(button_1, INPUT);
  pinMode(button_2, INPUT);
  pinMode(micro_1, INPUT);
  pinMode(micro_2, INPUT);

  analogWrite(pwm_b, 0); //Se escribe en el pin 11 o PWM el valor 0 para
                          detener al motor

}

void loop() //Modulo de ejecucion
{
  button_1s = digitalRead(button_1); //Se obtienen los estados de los pines
                                      de entrada y se guardan en variables
}
```

```

button_2s = digitalRead(button_2);
micro_1s = digitalRead(micro_1);
micro_2s = digitalRead(micro_2);

while(button_1s == HIGH) //Si el boton 1 se presiona
{
  if(micro_1s == LOW) //Si el interruptor 1 NO esta activado
  {
    forward();          //Indicar al motor que avance
  }
  else //De lo contrario
  {
    stopped(); //Detener al motor
  }
  button_1s = digitalRead(button_1); //Volver a leer el estado de los pines
                                     de entrada
  micro_1s = digitalRead(micro_1);
}

while(button_2s == HIGH) //Si el boton 2 esta presionado
{
  if(micro_2s == LOW) //Si el interruptor 2 NO esta presionado
  {
    backward();        //Indicar al motor que vaya en reversa
  }
  else //De lo contrario
  {
    stopped(); //Detener al motor
  }
  button_2s = digitalRead(button_2); //Volver a leer el estado de los pines
                                     de entrada
  micro_2s = digitalRead(micro_2);
}

if(button_1s == LOW && button_2s == LOW) //Si ninguno de los botones se
                                     encuentra presionado
{
  stopped(); //Detener al motor
}
}

```

```
//-----  
//-                               FUNCIONES                               -//-----  
-----  
  
void forward() //Avance del motor  
{  
    digitalWrite(dir_b, HIGH); //Pin 3 bajo, pin 4 alto  
    analogWrite(pwm_b, 255); //PWM a capacidad completa  
}  
  
void backward() //Reversa  
{  
    digitalWrite(dir_b, LOW); //Pin 3 alto, pin 4 bajo  
    analogWrite(pwm_b, 255); //PWM a capacidad completa  
}  
  
void stopped() //Detener  
{  
    digitalWrite(dir_b, LOW);  
    analogWrite(pwm_b, 0); //PWM a capacidad minima o nula  
}
```

### XIII. GLOSARIO

**Húmero:** Hueso del brazo que va desde el codo hasta el hombro.

**Cúbito:** Hueso más largo y ancho del antebrazo.

**Radio:** Hueso contiguo al cúbito con el cual se forma el antebrazo.

**Tendón:** Haz de fibras conjuntivas que une los músculos a los huesos.

**Ligamento:** Cordón fibroso muy resistente que une los huesos de las articulaciones.

**Prótesis:** Pieza o aparato artificial que sustituye un órgano o una parte del cuerpo humano.

**Transhumeral:** A través del húmero.

**Pronación:** Movimiento del antebrazo que hace girar la palma de la mano hacia abajo hasta mostrar el dorso.

**Supinación:** Movimiento del antebrazo que permite girar la mano para mostrar la palma de la mano.

**Engranaje:** Rueda dentada capaz de transmitir una fuerza.

**Libra masa:** Unidad de masa utilizada en el sistema de medición imperial equivalente a 0.453 kilogramos.

**Libra fuerza:** Unidad de fuerza aproximadamente igual a la fuerza gravitacional ejercida sobre una masa de una libra.

**Newton:** Unidad de fuerza del sistema internacional de unidades.

**Torque:** Tendencia de una fuerza a rotar objetos sobre sus propios ejes o pivotes.

**Radio (brazo):** Distancia desde un punto de referencia hasta un punto de interés.

**Hilo (rosca):** Cada una de las vueltas de una espiral, o el conjunto de ellas, particularmente las de los tornillos y tuercas.

**Microcontrolador:** Circuito integrado programable, capaz de ejecutar las órdenes grabadas en su memoria.