

**UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**



**FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS**

**CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA**

**TEMA:**

**“PROTOTIPO COMPACTO DE CODO CON MOVIMIENTOS INTEGRADOS DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN Y PRONO-SUPINACIÓN: DISEÑO MECÁNICO”.**

**TRABAJO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA**

**AUTOR: PABLO DAVID TAPIA MORÁN**

**DIRECTOR: Dr. MARCO CIACCIA**

**Ibarra, Septiembre del 2017**



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**  
**BIBLIOTECA UNIVERSITARIA**  
**AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN**  
**A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**

**IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA**

La Universidad Técnica del Norte dentro del proyecto Repositorio Digital Institucional, determinó la necesidad de disponer de textos completos en formato digital con la finalidad de apoyar los procesos de investigación, docencia y extensión de la Universidad. Por medio del presente documento dejo sentada mi voluntad de participar en este proyecto, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	1003857230		
APELLIDOS Y NOMBRES:	Tapia Morán Pablo David		
DIRECCIÓN:	Barrio Romerillo, Calle San Joaquín		
EMAIL:	<a href="mailto:pdtapia@utn.edu.ec">pdtapia@utn.edu.ec</a>		
TELÉFONO FIJO:	062-612144	<b>TELÉFONO MÓVIL:</b>	0985661325

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	<b>PROTOTIPO COMPACTO DE CODO CON MOVIMIENTOS INTEGRADOS DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN Y PRONO-SUPINACIÓN: DISEÑO MECÁNICO</b>
AUTOR:	Tapia Morán Pablo David
FECHA:	18/09/2017
PROGRAMA:	PREGRADO
TITULO POR EL QUE OPTA:	Ingeniero en Mecatrónica
DIRECTOR:	Dr. Marco Ciaccia

## AUTORIZACIÓN DE USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD

Yo, Pablo David Tapia Morán con cédula de identidad Nro. 1003857230, en calidad de autor y titular de los derechos patrimoniales de la obra o trabajo de grado descrito anteriormente, hago entrega del ejemplar respectivo en formato digital y autorizo a la Universidad Técnica del Norte, la publicación de la obra en el Repositorio Digital Institucional y uso del archivo digital en la Biblioteca de la Universidad con fines académicos, para ampliar la disponibilidad del material y como apoyo a la educación, investigación y extensión; en concordancia con la Ley de Educación Superior Artículo 144.

### CONSTANCIAS

El autor manifiesta que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrollo sin violar derechos de autores de terceros, por lo tanto la obra es original, y que es el titular de los derechos patrimoniales, por lo que asume la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 18 días del mes de septiembre del 2017



Firma

Nombre: Pablo David Tapia Morán

Cédula: 1003857230



## UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

### **CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE GRADO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**

Yo, Pablo David Tapia Morán, con cédula de identidad Nro. 1003857230, manifiesto mi voluntad de ceder a la Universidad Técnica del Norte los derechos patrimoniales consagrados en la Ley de Propiedad Intelectual del Ecuador, artículos 4, 5 y 6, en calidad de autor (es) de la obra o trabajo de grado denominado: **PROTOTIPO COMPACTO DE CODO CON MOVIMIENTOS INTEGRADOS DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN Y PRONO-SUPINACIÓN: DISEÑO MECÁNICO**, que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero en Mecatrónica, en la Universidad Técnica del Norte, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente. En mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Técnica del Norte.

Ibarra, a los 18 días del mes de septiembre del 2017

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Pablo David Tapia Morán', is written over a horizontal line.

Firma

Nombre: Pablo David Tapia Morán

Cédula: 1003857230

## DECLARACIÓN

Yo, **Pablo David Tapia Morán**, declaro bajo juramento que el trabajo aquí escrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Universidad Técnica del Norte - Ibarra, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

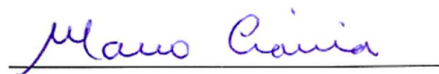


Nombre: Pablo David Tapia Morán

Cédula: 1003857230

## CERTIFICACIÓN

En calidad de tutor del trabajo de grado titulado: “PROTOTIPO COMPACTO DE CODO CON MOVIMIENTOS INTEGRADOS DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN Y PRONOSUPINACIÓN: DISEÑO MECÁNICO”, certifico que el presente trabajo fue desarrollado por el señor Pablo David Tapia Morán, bajo mi supervisión.



Dr. Marco Ciaccia

DIRECTOR DEL PROYECTO

## AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por haberme dado su bendición en el trayecto de mi carrera estudiantil, por ser mi guía y mi sustento en los problemas y adversidades, y permitirme gozar de mis alegrías y triunfos.

A mis padres, Hugo Tapia y Carmen Morán, por haber puesto en mí las bases de responsabilidad y superación, brindarme sus consejos, que fueron de mucha ayuda para superar las barreras que se presentaron en mi vida y en el desarrollo del presente trabajo.

A Dayana Terán, por ser un pilar fundamental en mi vida universitaria, brindarme su apoyo en los momentos más difíciles y compartir sus alegrías.

También doy un especial agradecimiento, al Dr. Marco Ciaccia y al MSc. Iván Iglesias, que principalmente con su ayuda y conocimientos compartidos, fue posible la correcta elaboración de este trabajo.

Pablo Tapia

## DEDICATORIA

Dedico el presente trabajo principalmente a Dios, y a mis padres, quienes son parte fundamental en mi vida, y que me inculcaron buenos hábitos y valores, sobre todo, fuerzas de superación para cumplir con los objetivos de vida que me he propuesto.

También dedico a mis hermanos, quienes me brindaron sus palabras de apoyo e influenciaron en mí, para terminar mi trabajo con éxito.

Pablo Tapia.



## RESUMEN

Una amputación transhumeral puede causar daños a nivel psicológico y social, una persona que tiene este tipo de amputación debe usar lo más pronto posible un dispositivo protésico, con el fin de que pueda realizar las actividades de la vida diaria. En este trabajo se presenta el diseño de un nuevo prototipo de codo con movimientos de flexión-extensión y pronosupinación, que supere las deficiencias del prototipo anterior realizado por (Méndez, 2016). Y de esta manera construir un prototipo que satisfaga las necesidades de una persona con amputación transhumeral.

Para el desarrollo del nuevo prototipo, inicialmente se establecen objetivos de diseño, donde se determina principalmente el torque y la velocidad máxima que deben tener tanto la articulación de codo como el rotador de muñeca. Estos objetivos de diseño se basan en actividades de la vida diaria.

Para determinar el tamaño de la estructura del prototipo, se toma como referencia las medidas antropométricas del usuario y los perímetros corporales del cuerpo humano, para que el nuevo prototipo sea lo más parecido al miembro superior. En cuanto al peso, el prototipo deberá ser menor al porcentaje de masa corporal que representa el antebrazo con la mano.

Como resultado se obtuvo que el torque continuo máximo de la articulación de codo es de 7,8 N·m, con una velocidad máxima de 30 rpm, por otro lado, el rotador de muñeca tiene un torque máximo de 1,4 N·m, con una velocidad máxima de 20 rpm. Lo cual es suficiente para realizar la mayoría de actividades de la vida diaria.

## ABSTRACT

Transhumeral amputations can involve into psychological and social damages. People who suffer this kind of amputation should resort as soon as possible to any prosthetic device, in order to perform daily activities. This paper presents the design of a new elbow prototype with flexion-extension and prono- supination movements that overcome the deficiencies of the previous one developed by (Méndez, 2016). So, it's pursued to build a prototype that meets the requirements of people with a transhumeral amputation.

For the development of the new prototype, design aims are initially established, where it's mainly determined the torque and maximum speed both the elbow joint and the wrist rotator should reach. Such design aims are based in daily life activities

To determine the prototype structure size, anthropometric measurements of the user and the body perimeters of the human body are taken as reference so that the new prototype be the closest to the real upper limb. In terms of weight, the percentage of the prototype should be less than that of the body mass represented by the forearm with the hand.

As a result, it was obtained that the elbow joint's maximum continuous torque is 7,8 N·m, with 30 rpm as maximum speed, on the other hand, the wrist rotator has a maximum torque of 1,4 N·m, with 20 rpm as maximum speed. Which are enough to perform most activities of daily living.

## ÍNDICE GENERAL

IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA .....	II
AUTORIZACIÓN DE USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD .....	III
CONSTANCIAS .....	III
CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE GRADO .....	IV
DECLARACIÓN.....	V
CERTIFICACIÓN.....	VI
AGRADECIMIENTO .....	VII
DEDICATORIA .....	VIII
RESUMEN.....	IX
ABSTRACT .....	X
ÍNDICE GENERAL .....	XI
ÍNDICE DE TABLAS .....	XV
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XVI
ÍNDICE DE ECUACIONES.....	XVIII
INTRODUCCIÓN.....	1
EL PROBLEMA.....	1
OBJETIVO GENERAL .....	2
OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	2
ANTECEDENTES .....	2
JUSTIFICACIÓN .....	6
ALCANCE .....	7
Capítulo 1 .....	8
1. Marco Teórico.....	8
1.1. Prótesis comerciales.....	8
1.1.1. DynamicArm – Ottobock.....	8
1.1.2. Utah Arm.....	8

1.1.3.	Boston Digital Arm.....	9
1.2.	Amputación transhumeral .....	10
1.3.	Antropometría del miembro superior .....	11
1.3.1.	Porcentaje de masa corporal.....	13
1.4.	Mecanismos de transmisión mecánica.....	13
1.4.1.	Trenes de Engranés Simples.....	13
1.4.2.	Trenes de engranes compuestos. ....	14
1.4.3.	Trenes de engranes compuestos revertidos. ....	15
1.4.4.	Trenes de engranes epicíclicos o planetarios. ....	15
1.5.	Eficiencia de un reductor ( $\eta$ ).....	16
1.6.	Sujetadores en cortante .....	16
1.6.1.	Pasadores de espiga .....	18
1.6.2.	Determinación de las cargas de cortante en sujetadores.....	18
1.7.	Impresión 3D.....	19
1.7.1.	Tecnologías de impresión 3D.....	20
Capítulo 2	.....	22
2.	Metodología.....	22
2.1.	Deficiencias del prototipo anterior .....	22
2.2.	Características del usuario con amputación transhumeral .....	22
2.3.	Mecanismos de transmisión mecánica.....	22
2.4.	Generación de bocetos de la estructura.....	22
2.5.	Selección de materiales.....	23
2.6.	Modelado y simulación.....	23
2.7.	Construcción y ensamblaje del prototipo.....	23
2.8.	Pruebas y validación .....	23
Capítulo 3	.....	25
3.	Resultados.....	25

3.1.	Deficiencias del prototipo anterior .....	25
3.2.	Medidas antropométricas del usuario .....	26
3.3.	Objetivos de diseño.....	26
3.3.1.	Objetivos para la articulación de muñeca .....	26
3.3.2.	Objetivos para la articulación de codo.....	28
3.4.	Selección del mecanismo de transmisión mecánica .....	29
3.5.	Diseño de la articulación de codo.....	30
3.5.1.	Torque generado en el codo .....	30
3.5.2.	Selección del actuador y reductor de engranes planetarios.....	32
3.6.	Diseño de la muñeca. ....	39
3.6.1.	Velocidad angular del actuador .....	39
3.6.2.	Torque del actuador .....	41
3.6.3.	Selección del actuador .....	41
3.6.4.	Selección del reductor.....	42
3.7.	Diseño de la unión entre el antebrazo y el codo.....	44
3.8.	Diseño del prototipo – CAD.....	49
3.9.	Análisis de Elementos Finitos .....	53
3.9.1.	Asignación de materiales .....	53
3.9.2.	Conexiones y contactos.....	53
3.9.3.	Sujeciones y Cargas externas. ....	54
3.9.4.	Mallado .....	56
3.9.5.	Análisis de convergencia.....	57
3.9.6.	Esfuerzo Máximo.....	57
3.9.7.	Desplazamientos.....	58
3.9.8.	Factor de seguridad.....	59
3.10.	Pruebas de funcionamiento y validación.....	60
3.11.	Propuesta de mejora .....	63

3.12. Análisis de costos del proyecto.....	69
3.12.1. Costos directos.....	69
3.12.2. Costos indirectos.....	69
3.12.3. Costo total .....	70
Capítulo 4 .....	71
4. Conclusiones y recomendaciones .....	71
4.1. Conclusiones .....	71
4.2. Recomendaciones .....	73
Bibliografía.....	75

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Especificaciones técnicas de codos comerciales .....	10
Tabla 1.2 Especificaciones técnicas de muñecas comerciales .....	10
Tabla 1.3 Medidas antropométricas .....	12
Tabla 1.4 Medidas antropométricas de la mano .....	12
Tabla 1.5 Porcentaje de masa corporal del miembro superior .....	13
Tabla 1.6 Ventajas de las tecnologías de Impresión 3D.....	21
Tabla 3.1 Revisión de las deficiencias del prototipo anterior .....	25
Tabla 3.2 Mecanismos de transmisión mecánica .....	29
Tabla 3.3 Especificaciones del motor EC45Flat .....	37
Tabla 3.4 Especificaciones del Reductor GP42C.....	38
Tabla 3.5 Tabla de torque y velocidad de micro servos .....	42
Tabla 3.6 Propiedades Mecánicas del Acero SAE 1020 .....	45
Tabla 3.7 Materiales Asignados .....	53
Tabla 3.8 Datos de esfuerzo máximo .....	57
Tabla 3.9 Dimensiones del mecanismo de propuesta.....	64
Tabla 3.10 Características de actuadores para el tornillo sin fin.....	67
Tabla 3.11 Costos Directos .....	69
Tabla 3.12 Costos Indirectos.....	69
Tabla 3.13 Costo Total.....	70

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Prótesis de articulación mecatrónica.....	3
Figura 2. Prototipo de prótesis mioeléctrica de articulación de codo.....	3
Figura 3. Gear bearing drive .....	4
Figura 4. Diseño de prótesis mecatrónica .....	4
Figura 5. Construcción con elementos de LEGO®.....	5
Figura 6. The RIC Arm .....	5
Figura 7. Prótesis mioeléctrica transhumeral .....	6
Figura 1.1 Dynamic Arm .....	8
Figura 1.2 Utah Arm 3+.....	9
Figura 1.3 Brazo Digital Boston .....	9
Figura 1.4 Amputación Transhumeral .....	10
Figura 1.5 Medidas antropométricas.....	12
Figura 1.6 Tren de engranes simple .....	13
Figura 1.7 Tren de engranes simple – configuración en serie.....	14
Figura 1.8 Tren de engranes compuestos .....	14
Figura 1.9 Tren de engranes compuestos revertidos .....	15
Figura 1.10 Tren de engranes planetarios .....	15
Figura 1.11 Rendimiento de un Reductor .....	16
Figura 1.12 Pernos con carga cortante .....	17
Figura 1.13 Necesidad de holguras en orificios de uniones atornilladas .....	17
Figura 1.14 Unión de dos piezas con pernos y pasadores, sometidos a cortante directo. ....	18
Figura 1.15 Juntas con pernos y espigas con carga al cortante .....	18
Figura 1.16 Fuerzas generadas en cada pasador.....	19
Figura 1.17 Impresión con tecnología FDM .....	20
Figura 1.18 Impresión con tecnología PolyJet .....	20
Figura 3.1 Diagrama de Cuerpo Libre de la articulación de codo.....	30
Figura 3.2 Reacciones generadas en el codo.....	31
Figura 3.3 Esquema de engranes planetarios para cálculo.....	32
Figura 3.4 Motor EC-Flat.....	36
Figura 3.5 Reductor GP 42 C.....	38
Figura 3.6 Micro servomotor seleccionado - HS-81 .....	42
Figura 3.7 Espacio disponible en la pieza de unión entre el codo y el antebrazo .....	44
Figura 3.8 Fuerzas en los pasadores de espiga.....	46
Figura 3.9 Diagrama de fuerzas resultantes de los pasadores espiga.....	47



Figura 3.10 Vista isométrica del prototipo.....	49
Figura 3.11 Actuador de la articulación de codo.....	50
Figura 3.12 Actuador de la muñeca .....	50
Figura 3.13 Soporte interno para el actuador de muñeca.....	51
Figura 3.14 Tapas para elementos electrónicos.....	51
Figura 3.15 Soporte para elementos electrónicos.....	52
Figura 3.16 Conectores para simulación .....	54
Figura 3.17 Contactos entre componentes .....	54
Figura 3.18 Sujeción de geometría fija .....	55
Figura 3.19 Fuerzas externas que actúan sobre el prototipo .....	55
Figura 3.20 Mallado del prototipo.....	56
Figura 3.21 Esfuerzo máximo - Vista general.....	57
Figura 3.22 Esfuerzo Máximo - Ranura de Chaveta.....	58
Figura 3.23 Desplazamiento Máximo .....	58
Figura 3.24 Factor de seguridad mínimo .....	59
Figura 3.25 Factor de seguridad en la ranura de chaveta .....	59
Figura 3.26 Partes del prototipo .....	60
Figura 3.27 Prototipo ensamblado .....	60
Figura 3.28 Supinación - 90°, posición normal – 0°, pronación – 90°.....	61
Figura 3.29 Supinación - 90°, posición normal – 0°, pronación – 90°.....	61
Figura 3.30 Extensión total – 30°, Posición – 90°, Flexión total – 130°.....	62
Figura 3.31 Extensión total con carga–30°,Posición con carga–90°,Flexión total con carga–130°	62
Figura 3.32 Diseño de la propuesta.....	63

**ÍNDICE DE ECUACIONES**

Ecuación 1.1 .....	19
Ecuación 1.2 .....	19
Ecuación 3.1 .....	31
Ecuación 3.2 .....	31
Ecuación 3.3 .....	33
Ecuación 3.4 .....	33
Ecuación 3.5 .....	34
Ecuación 3.6 .....	34
Ecuación 3.7 .....	34
Ecuación 3.8 .....	35
Ecuación 3.9 .....	35
Ecuación 3.10 .....	37
Ecuación 3.11 .....	47
Ecuación 3.12 .....	48
Ecuación 3.13 .....	65
Ecuación 3.14 .....	65
Ecuación 3.15 .....	66
Ecuación 3.16 .....	66
Ecuación 3.17 .....	66
Ecuación 3.18 .....	68

# INTRODUCCIÓN

## EL PROBLEMA

La amputación transhumeral es aquella que se realiza por encima del codo. Según (Pelliccioni, Arzola, y Canda, 2013) este tipo de amputación afecta principalmente a las funciones de alimentación, autoprotección, supervivencia y actividades cotidianas, por lo que es importante que la persona amputada haga uso de una prótesis de miembro superior.

En el trabajo realizado por (Casola, Cinquemani, y Cocetta, 2008), se menciona que un buen diseño de prótesis debe considerar todos los problemas que implica utilizarla. Lo primero que debe hacer una persona cuando sufre una amputación es la rehabilitación social y psicológica, esto implica que debe sentirse bien al usar una prótesis, y así realizar las actividades de la vida diaria sin estrés, ni carga mental. Los principales problemas que conlleva el uso de una prótesis de miembro superior, es el consumo excesivo de energía física debido al peso del dispositivo, velocidad limitada, ruido y mala confiabilidad.

En la Universidad Técnica del Norte, se construyó un primer prototipo de prótesis de codo y antebrazo desarrollado por (Méndez, 2016), el cual tiene algunos aspectos que pueden optimizarse, en cuanto a tamaño y funcionamiento. El mecanismo implementado para permitir el movimiento flexión-extensión tiene dimensiones que son relativamente grandes, lo que hace que aumente la longitud medida desde el codo hasta el brazo, así pues, el prototipo no podría ser implementado en algunos casos de amputación transhumeral. Por otro lado, para el movimiento de pronosupinación se utiliza un actuador sin ninguna etapa de reducción, por lo que es necesario utilizar un servomotor con dimensiones que hacen que el diámetro de la estructura del antebrazo sea más grande que el del cuerpo humano. En general, los perímetros de la estructura del prototipo son grandes en comparación a los perímetros corporales del miembro superior del cuerpo humano razón por la cual, si el prototipo se implementa en una persona con amputación, afectaría a su aspecto visual.

Debido a dos factores principales, la importación y el precio, los ecuatorianos que sufren de amputaciones transhumerales no pueden acceder fácilmente a una prótesis, ya que estas son fabricadas principalmente en otros países y su precio es elevado para la economía del Ecuador.

Para solucionar los problemas mencionados, se propone realizar un nuevo prototipo compacto de miembro superior de bajo costo, cuyas dimensiones estén acorde a las medidas antropométricas del usuario, y los perímetros de la estructura deberán aproximarse a los del miembro superior del cuerpo humano. La longitud medida desde el codo hasta el brazo del prototipo deberá ser la menor posible para poder implementarlo en el mayor número de casos de amputación transhumeral. El peso del prototipo deberá ser menor o igual al porcentaje de masa corporal que representa el miembro superior. Todo esto, con el fin de que si se implementaría el nuevo prototipo a una persona amputada, se le brinde confiabilidad, comodidad y satisfacción al realizar las actividades de la vida diaria.

## **OBJETIVO GENERAL**

Diseñar y construir un nuevo prototipo de articulación de codo, optimizando los mecanismos para generar los movimientos de flexión-extensión y pronosupinación.

## **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

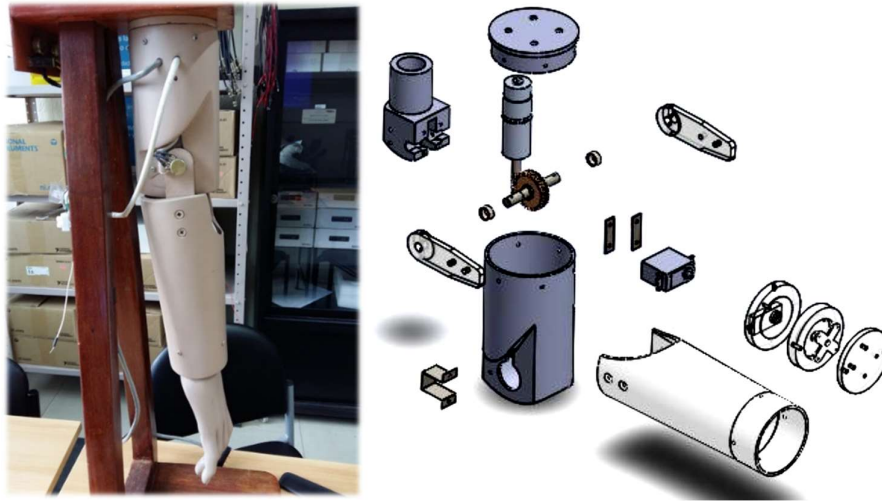
- Determinar las deficiencias del diseño de la articulación de codo existente.
- Seleccionar los mecanismos para la articulación de codo y movimiento pronosupinación.
- Diseñar los mecanismos mediante software.
- Construir el nuevo prototipo de articulación de codo con los respectivos movimientos.
- Realizar pruebas de funcionamiento.

## **ANTECEDENTES**

Con el fin de realizar un nuevo prototipo de codo con movimientos de flexión-extensión y pronosupinación, se realizó una consulta bibliográfica de diferentes trabajos relacionados al tema, lo cuales servirán como base para el desarrollo del nuevo prototipo.

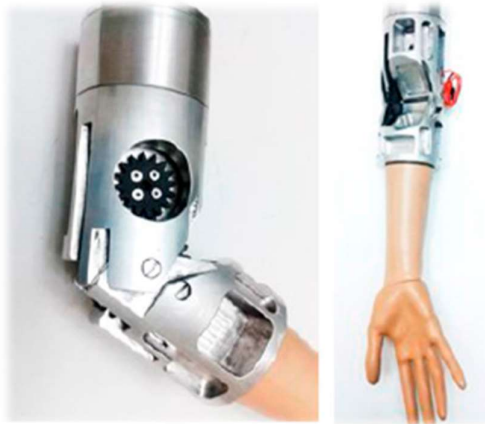
En la Universidad Técnica del Norte, se construyó un primer prototipo de prótesis de codo y antebrazo, el cual tiene dos grados de libertad que permite realizar los movimientos de flexión-extensión y pronosupinación, en este prototipo desarrollado por (Méndez, 2016), se

ha utilizado un mecanismo de tornillo sin fin para la articulación de codo, y un servomotor acoplado de forma directa a la muñeca para realizar el movimiento pronosupinación, ver Figura 1. A partir de este trabajo se continuará la investigación para el diseño de un nuevo prototipo, debido a que este presenta algunos parámetros de diseño que pueden ser optimizados para una mejor funcionalidad del prototipo.



*Figura 1. Prótesis de articulación mecatrónica (Méndez, 2016)*

En el trabajo presentado por (Contreras, Ramírez, Gallegos, y Bazán, 2014) se propone un prototipo de una prótesis mioeléctrica para la emulación de una articulación de codo, para el cual se utilizó un mecanismo que consiste en un par de engranajes para la articulación de codo, como se observa en la figura 2, aquí no se implementa el movimiento de pronosupinación.



*Figura 2. Prototipo de prótesis mioeléctrica de articulación de codo (Contreras et al., 2004)*

En la publicación (Weinberg, Mavroidis, y Vranish, 2011), se describe el diseño mecánico de prótesis de brazo, en el cual los movimientos flexión-extensión y pronosupinación, utilizan principalmente un mecanismo constituido por un tren de engranes planetarios. Ver figura 3

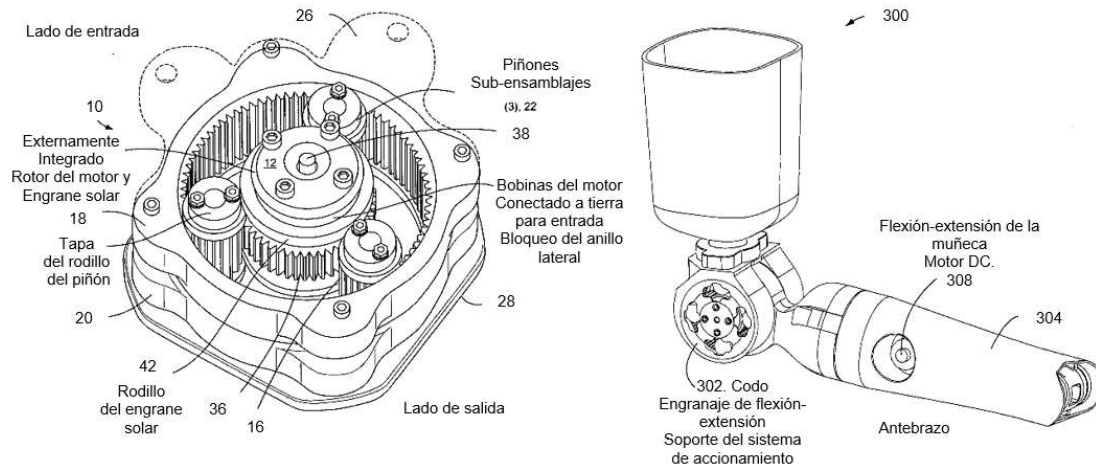


Figura 3. Gear bearing drive (Weinberg, Mavroidis, y Vranish, 2011)

En la Universidad Nacional Autónoma de México, (Pérez, 2008) realizó el diseño de una prótesis mecatrónica de codo con movimientos de flexión-extensión y pronosupinación. Para los dos movimientos se utiliza el mecanismo de tornillo sin fin-piñón (ver figura 4), diseñados para levantar una masa de 1 kg. En lo que respecta a la construcción del prototipo, se hizo con elementos de LEGO®, como se observa en la figura 5.

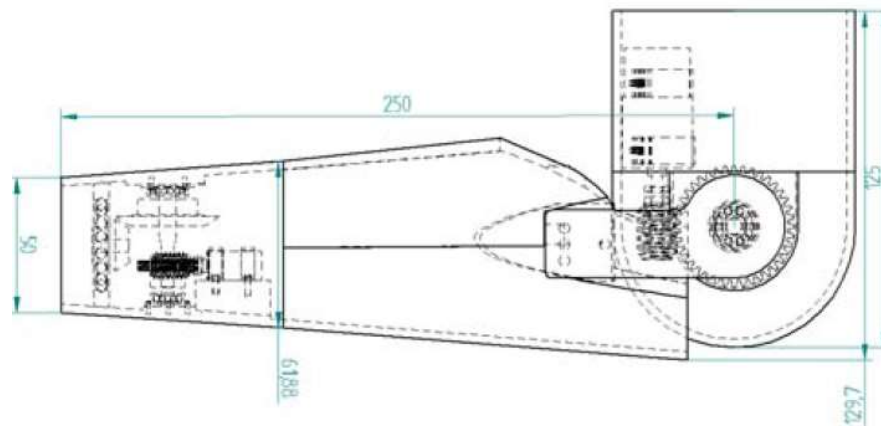


Figura 4. Diseño de prótesis mecatrónica (Pérez, 2008)

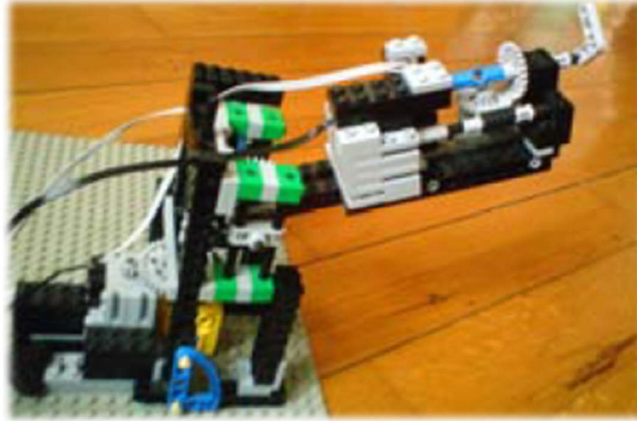


Figura 5. Construcción con elementos de LEGO® (Pérez, 2008)

El diseño de una pequeña prótesis transhumeral antropomórfica, denominada *The RIC Arm*, realizado por (Lenzi, Lipsey, y Sensinger, 2016), ver figura 6, tiene varios grados de libertad, los cuales son: flexión-extensión del codo, flexión-extensión de la muñeca, pronosupinación de la muñeca, apertura y cierre de la mano. En cuanto a especificaciones técnicas, el codo tiene un torque de 12 N·m, para la pronosupinación de la muñeca se tiene un torque de 2,2 N·m y para la flexión-extensión de la misma de 2,5 N·m; la mano tiene una fuerza de agarre de 84 N. Los principales mecanismos que se utilizan son: engranes planetarios y un reductor cicloidal.

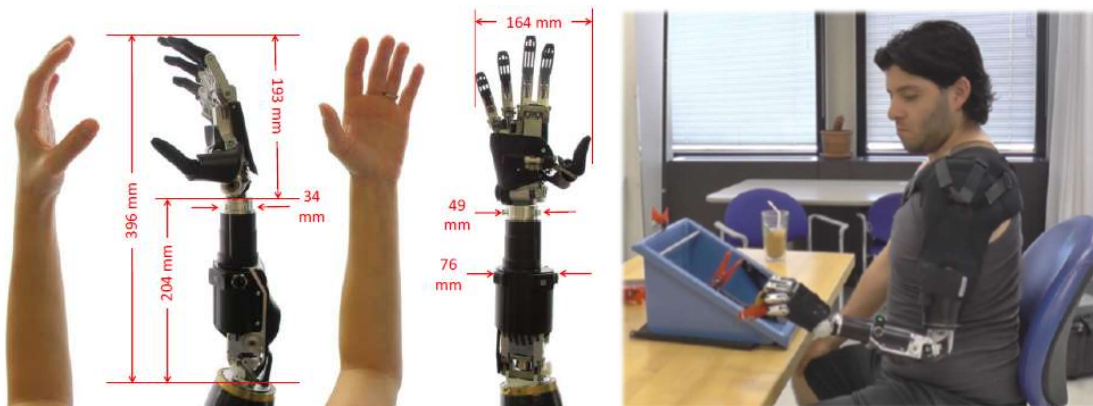


Figura 6. *The RIC Arm* (Lenzi et al., 2016)

El diseño de una prótesis mioeléctrica transhumeral, elaborado por (Bennett, Mitchell, Truex, y Goldfarb, 2016), consta de dos movimientos, flexión-extensión y pronosupinación. El codo tiene un torque activo de 16 N·m y la muñeca de 1,5 N·m, Los mecanismos que usan son: para la muñeca, un tornillo sin fin y un par de engranes, y para el codo un mecanismo de cadenas, ver figura 7.

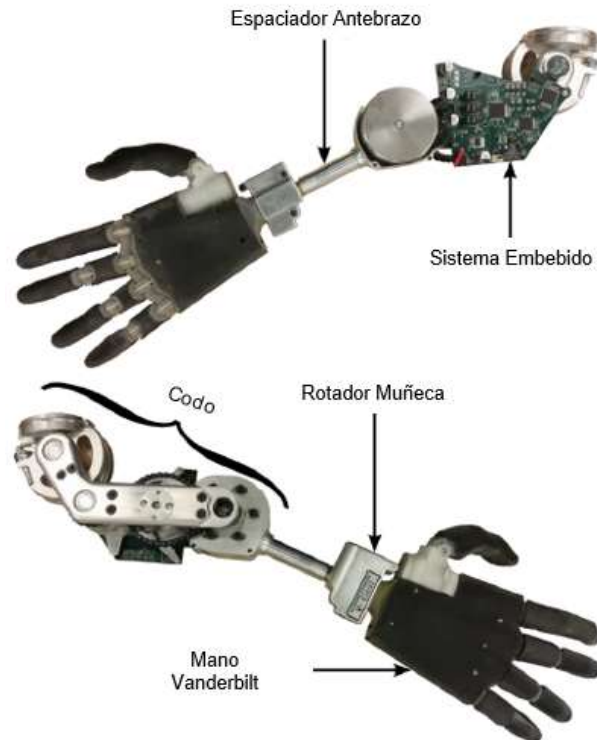


Figura 7. Prótesis mioeléctrica transhumeral (Bennett et al., 2016)

## JUSTIFICACIÓN

Una de las amputaciones del cuerpo humano que ocasiona un mayor impacto social y psicológico para el paciente, es la amputación transhumeral o conocida también como por encima del codo, es de vital importancia que una persona con este tipo amputación, utilice un dispositivo protésico, ya que, gran parte de las actividades de la vida diaria exigen el uso de los brazos para poder ejecutarlas.

Una amputación transhumeral puede ser de diferentes alturas, ya sea corta, media o larga, por lo que, la longitud de una prótesis medida desde el codo hasta el brazo debe ser lo más corta posible. Los perímetros de un dispositivo protésico de miembro superior deben aproximarse a los perímetros corporales, para que no afecte al aspecto visual del amputado. Es por esto que, es necesario usar actuadores que ocupen espacios reducidos pero que alcancen altas relaciones de transmisión, de igual manera, usar materiales que brinden buenas propiedades mecánicas en espesores reducidos. Para cumplir con lo mencionado, es necesario continuar con la investigación, para optimizar el prototipo de articulación de codo, realizado por (Méndez, 2016).



## **ALCANCE**

Tomando en consideración el prototipo realizado por (Méndez, 2016), se diseñarán nuevos mecanismos que supere las deficiencias de este prototipo y permitan los movimientos flexión-extensión y pronación-supinación, para personas con amputación transhumeral, es decir, la prótesis tendrá la limitación de dos grados de libertad.

Dichos mecanismos, tendrán las dimensiones más adecuadas para satisfacer las necesidades de una persona adulta con amputación, es decir, que la longitud medida desde el codo hasta la muñeca, y la longitud medida desde el codo hasta el brazo, tendrá que ser la menor posible para permitir un buen acoplamiento con el brazo de la persona amputada; el peso del nuevo prototipo será el más adecuado, de manera que el usuario de la prótesis gaste la menor energía física posible. Los mecanismos también serán diseñados de manera que permitan levantar un peso máximo de 2 kg.

Con el nuevo diseño mecánico, también se propone construir un prototipo de articulación de codo, de bajo precio, utilizando materiales existentes en el mercado local y dispositivos de bajo costo.

El diseño y simulación de los mecanismos se realizará mediante un software especializado CAD y la manufactura se ejecutará en un centro de mecanizado, utilizando una máquina de control numérico computarizado (CNC).

# Capítulo 1

## 1. Marco Teórico

### 1.1. Prótesis comerciales

El desarrollo de las prótesis ha ayudado a las personas que han perdido alguna de las extremidades a recuperar parte de su vida activa. En el mercado se puede encontrar variedad de marcas de prótesis de codo, las cuales tienen al menos dos grados de libertad: flexión-extensión y rotación humeral (Ramírez A., 2009).

A continuación, se mencionan las principales prótesis comerciales de articulación de codo y sus características más relevantes.

#### 1.1.1. DynamicArm – Ottobock

Este dispositivo protésico es desarrollado por la empresa *Otto Bock*, la cual tiene su sede en Alemania, es el fabricante líder en prótesis por más de 90 años, ya que éstas hacen posible mantener o establecer la movilidad de la extremidad perdida.

*DynamicArm* es una prótesis capaz de realizar movimientos naturales accionadas por señales musculares, mostrada en la figura 1.1. A la vez, envía señales a la mano protésica permitiendo no solo rotar la muñeca sino también abrir y cerrar la mano (Otto Bock, 2017).

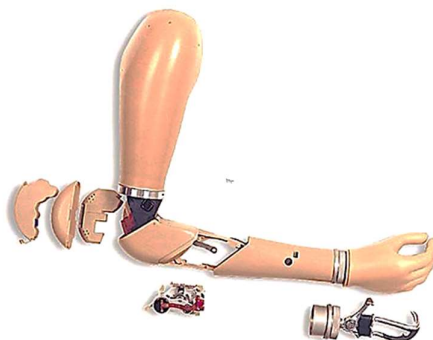


Figura 1.1 Dynamic Arm (Otto Bock, 2017)

#### 1.1.2. Utah Arm

Esta prótesis de brazo es desarrollada y fabricada por *Motion Control, Inc.*, la cual es una de las empresas más avanzadas en la industria de prótesis. Esta empresa fue originalmente establecida en 1974 por el Dr. Stephen C. Jacobsen, para comercializar la tecnología médica que se desarrollaba en el Centro de Ingeniería de la Universidad de Utah.

El brazo de Utah 3, se presentó en el 2004, el cual incorpora la tecnología de microprocesadores, permitiendo mejorar el control del brazo, además posee innovaciones de vanguardia en electrónica, un diseño innovador para funciones, apariencia natural y confort. En el 2008 se desarrolló el brazo de Utah 3+, mostrado en la figura 1.2, con las mismas características que su antecesor, pero con las propiedades de bloqueo y movimiento silencioso (Motion Control, Inc., 2017).



*Figura 1.2 Utah Arm 3+ (ProsMed, 2017)*

### **1.1.3. Boston Digital Arm**

En el año 2001 (Liberating Technologies, Inc., 2017), presentó el brazo digital Boston™ (Ver figura 1.3), este sistema protésico incorpora tecnología de microprocesadores para mejorar el rendimiento y el ajuste óptimo de paciente.

Tiene un grado de libertad, para los demás movimientos se acoplan otros elementos como el rotador de muñeca de Otto Bock (Ramírez *et al.*, 2009).



*Figura 1.3 Brazo Digital Boston (Liberating Technologies, Inc., 2017)*

Las principales especificaciones técnicas de las marcas antes mencionadas se muestran en la tabla 1.1 y en la tabla 2.2.

*Tabla 1.1 Especificaciones técnicas de codos comerciales*

	<b>Torque Flexión Extensión (N·m)</b>	<b>Velocidad sin carga (°/s)</b>	<b>Velocidad con carga (°/s)</b>	<b>Rango de movimiento (°)</b>	<b>Masa (g)</b>
<b>Boston Elbow</b>	5,9	123,5	60,7	0 - 135	960 - 1020
<b>Otto Bock</b>	18	-----	-----	0 - 150	1000
<b>Utah Arm</b>	4,3	112,5	-----	0 - 135	913

*Tabla 1.2 Especificaciones técnicas de muñecas comerciales*

	<b>Torque pronosupinación (N·m)</b>	<b>Velocidad de pronosupinación (°/s)</b>	<b>Masa del rotador de muñeca (g)</b>
<b>Otto Bock</b>	1,8	130 - 160	51 - 96
<b>Utah Arm</b>	1,7	300	143- 168

## 1.2. Amputación transhumeral

En una amputación transhumeral, también conocida como por encima del codo, la sección se produce a través del hueso superior del brazo (húmero), de manera que el codo ya no está presente, como se observa en la figura 1.4 (Otto Bock, 2017).



*Figura 1.4 Amputación Transhumeral. (Otto Bock, 2017)*

Una amputación transhumeral se clasifica como una lesión catastrófica, que implica un trauma severo en el brazo y se produce cuatro veces más frecuente en los hombres, por lo general, quienes sufren lesiones en el lugar de trabajo o en un accidente.

Cuando el brazo tiene que ser cortado debido a una lesión o enfermedad, los médicos deben tratar de mantener lo más intacto posible la mayor cantidad de húmero. Cuanto más largo sea el muñón, es más fácil colocar una prótesis.

Para la colocación de una prótesis de miembro superior se debe cumplir con los siguientes requisitos:

- Un muñón lo suficiente largo para crear una palanca, y poder colocar un codo artificial.
- Piel sana para sujetar el dispositivo protésico.
- Buena función muscular de la parte superior del brazo.
- Control del dolor en el muñón.
- Buena amplitud de movimiento del hombro.
- Un buen equipo de rehabilitación para ayudar al amputado a recuperar la función del brazo.

Lo mejor es utilizar una prótesis tan pronto como sea posible, para que el paciente pueda sentirse mejor psicológicamente acerca de tener una prótesis y pueda practicar con esta, poco después de que el muñón comience a sanar (Smith, 2017).

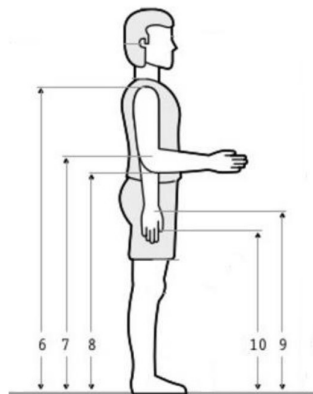
### **1.3. Antropometría del miembro superior**

Para determinar las correctas dimensiones de un dispositivo protésico es necesario determinar las medidas antropométricas del usuario, debido a que estas son diferentes para cada persona, para el diseño del nuevo prototipo se utilizan las medidas antropométricas de la población latinoamericana tomadas del trabajo realizado por (Méndez, 2016), las cuales se muestran en la tabla 1.3.

*Tabla 1.3 Medidas antropométricas (Méndez, 2016)*

	<b>Descripción</b>	<b>Unidades</b>	<b>Medidas</b>
	Masa	kg	70
6	Altura del hombro	m	1,380
7	Altura del codo	m	1,068
8	Altura del codo flexionado	m	0,969
9	Altura de la muñeca	m	0,825
10	Altura del nudillo	m	0,740

En la figura 1.5 se muestran las dimensiones que se establecen en la tabla 1.3. Para determinar la longitud del antebrazo, se realiza la diferencia entre las alturas del codo y de la muñeca, dando como resultado 0.243m.



*Figura 1.5 Medidas antropométricas (Méndez, 2016)*

Para realizar el nuevo diseño de prototipo también es necesario conocer las dimensiones de la palma de la mano las cuales servirán para tomar la referencia en donde se localizará el peso a levantarse. Éstas dimensiones se encuentran en la tabla 1.4.

*Tabla 1.4 Medidas antropométricas de la mano (Méndez, 2016)*

<b>Parámetro</b>	<b>Medidas (m)</b>
Diámetro de la palma de la mano	0,098
Longitud de la palma	0,085

### 1.3.1. Porcentaje de masa corporal

Otro tema importante que es necesario considerar para realizar el diseño de un prototipo de prótesis para una persona con amputación transhumeral, es el peso del miembro superior de la persona. En la tabla 1.5 se muestra el porcentaje de masa corporal que debe tener las diferentes partes del miembro superior.

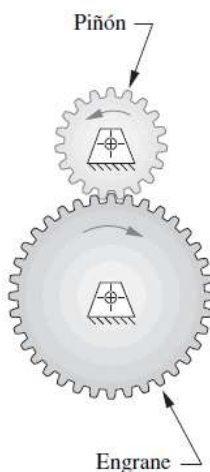
*Tabla 1.5 Porcentaje de masa corporal del miembro superior (Méndez, 2016)*

Parte del miembro superior	Porcentaje
Mano	0,7
Antebrazo con la mano	2,3
Antebrazo sin la mano	1,6
Parte superior del brazo	2,7
Brazo completo	5

## 1.4. Mecanismos de transmisión mecánica

### 1.4.1. Trenes de Engranes Simples.

Un tren de engranes simple está formado por dos o más engranes conectados entre si, en donde cada eje porta un solo engrane, como se muestra en la figura 1.6 (Norton, 2009).



*Figura 1.6 Tren de engranes simple (Norton, 2009)*

En la figura 1.7, se muestra un tren de engranes simple, con cinco engranes en serie, cada engrane contribuye a la relación del tren total, pero cuando se trata de una configuración de engranes en serie, los efectos numéricos, excepto del primero y del último se cancelan. Solo el signo de la relación total se ve afectada por efecto de los intermedios.

Un tren de engranes simple, ya sea de dientes rectos, cónicos o helicoidales, está limitado a una relación de aproximadamente 10:1, ya que si se quiere una relación más alta el engranaje se volverá grande, costoso y difícil de ensamblar, para esto se utiliza una configuración diferente de engranes, como las que se menciona en las siguientes secciones. (Norton, 2009)

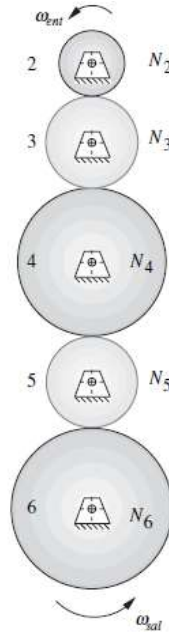


Figura 1.7 Tren de engranes simple – configuración en serie (Norton, 2009)

### 1.4.2. Trenes de engranes compuestos.

Una de las configuraciones de engranes para obtener una relación superior a 10:1, es un tren de engranes compuestos, en donde, más de dos engranes pueden ubicarse en un solo eje. En la figura 1.8, se puede observar un tren de engranes compuestos que está formado por cuatro engranes, de los cuales el 3 y el 4 son fijos sobre el mismo eje.

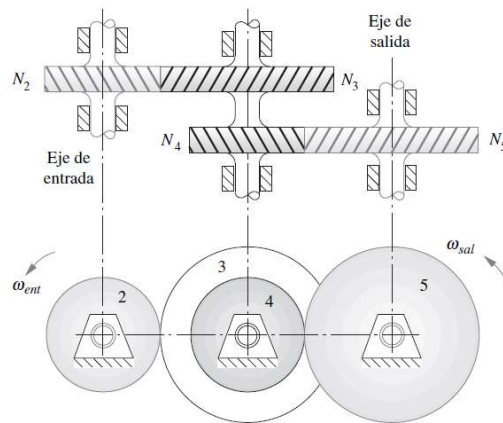


Figura 1.8 Tren de engranes compuestos (Norton, 2009)



### 1.4.3. Trenes de engranes compuestos revertidos.

Se puede decir que, un tren de engranes compuesto revertidos son aquellos donde el eje de entrada es concéntrico con el eje de salida. En la figura 1.9, se muestra un tren de engranes revertidos con 4 engranes, en los cuales el eje de entrada es concéntrico con el eje de salida. (Norton, 2009)

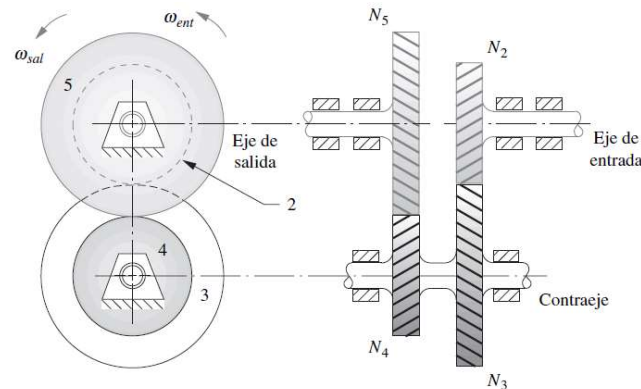


Figura 1.9 Tren de engranes compuestos revertidos (Norton, 2009)

### 1.4.4. Trenes de engranes epicíclicos o planetarios.

Un tren de engranes planetarios tienen como ventaja principal, proporcionar altas relaciones en espacios más pequeños, y al igual que el tren de engranes compuestos revertidos, su eje de entrada es concéntrico al de su salida. Este tipo de tren de engranes tiene la característica de tener 2 grados de libertad (GDL), en el que se puede tener dos entradas para obtener una salida. (Norton, 2009)

Un tren de engranes planetarios está formado principalmente por un engrane sol, un portador planetario o brazo, uno o más engranes planetarios y una corona, como se puede observar en la figura 1.10 (Budynas y Nisbett, 2008).

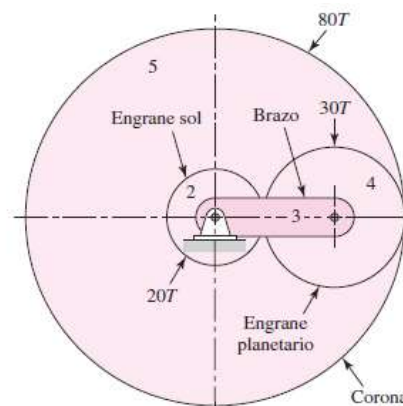


Figura 1.10 Tren de engranes planetarios (Budynas y Nisbett, 2008)

## 1.5. Eficiencia de un reductor ( $\eta$ )

En reductor de engranes, siempre existen pérdidas debido a diferentes factores, tales como, rozamiento entre las partes móviles del mecanismo, rozamiento en rodamientos o cojinetes, rozamiento con el aire, etc., debido a esto, en la práctica, un reductor no puede entregar a su salida, la misma potencia que en su entrada.

Según (Norton, 2009), la definición de eficiencia es *potencia de salida / potencia de entrada*, y se expresa en fracción decimal o porcentaje. Además, se menciona que en un tren de engranes convencional, la eficiencia puede llegar a ser muy alta, las pérdidas podrían representar solamente el 1 % o 2 %, dependiendo del acabado y lubricación de los dientes. En un tren de engranes planetarios, la eficiencia puede llegar a ser más alta que la de un tren convencional, si se diseñan apropiadamente. De lo contrario su eficiencia puede llegar a ser muy baja, ocasionando calentamientos excesivos y puede no funcionar.

Cuando se usa un tren de engranes de múltiples etapas, su eficiencia total se verá afectada por cada una de sus etapas; es decir, si se tiene un tren de dos etapas cada una con una eficiencia del 98 %, su eficiencia total será de  $\eta = 0,98^2 = 96 \%$  (Norton, 2009).

Entonces, la eficiencia depende del diseño y la calidad de manufactura del reductor, por lo que esta será diferente para cada fabricante. En la figura 1.11, se muestra la eficiencia que puede alcanzar un reductor de 1, 3 y 5 etapas, lo cual se obtuvo del libro de fórmulas de Maxon Motor de (Braun, 2013).

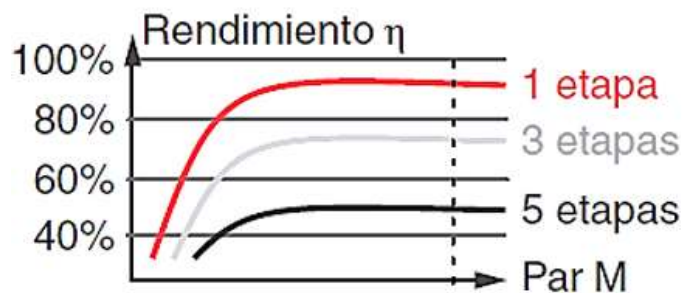


Figura 1.11 Rendimiento de un Reductor (Braun, 2013)

## 1.6. Sujetadores en cortante

(Norton, 2011) asegura que, “no es adecuado usar pernos o tornillos para sostener con precisión las piezas bajo cargas de corte” (pág. 769). Lo correcto en este caso, es usar una

combinación de pernos con pasadores de espiga. En la figura 1.12 se muestra una junta con 4 pernos que están sometidos a cargas cortantes, esta configuración no es la más adecuada para la aplicación, ya que, “Los pasadores de espiga soportan cargas cortantes, pero no cargas de tensión, en tanto que los pernos/tornillos soportan cargas de tensión, pero no cargas de cortante directo.” (Norton, 2011, pág. 769).

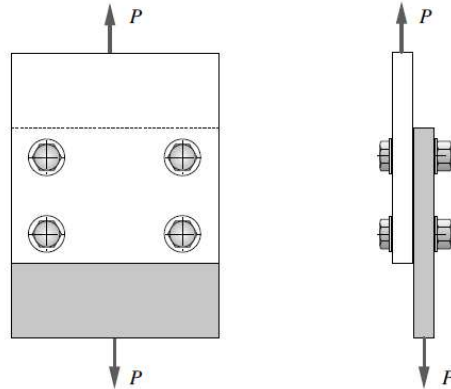


Figura 1.12 Pernos con carga cortante (Norton, 2011)

Debido a que los pernos y los tornillos no están fabricados con tolerancias pequeñas, los orificios deben hacerse de un diámetro mayor para facilitar la inserción, al momento del ensamblaje. Por lo general, para la inserción de un tornillo en el diseño de máquinas, ya sea este roscado o no, se considera una tolerancia entre las dimensiones del tornillo o perno, y los orificios de las piezas que se van a unir. A modo de ejemplo, en la figura 1.13, se observa un desajuste entre los orificios de dos piezas, lo cual indica por qué se deben hacer los orificios más grandes que el diámetro del tornillo o perno. (Norton, 2011)

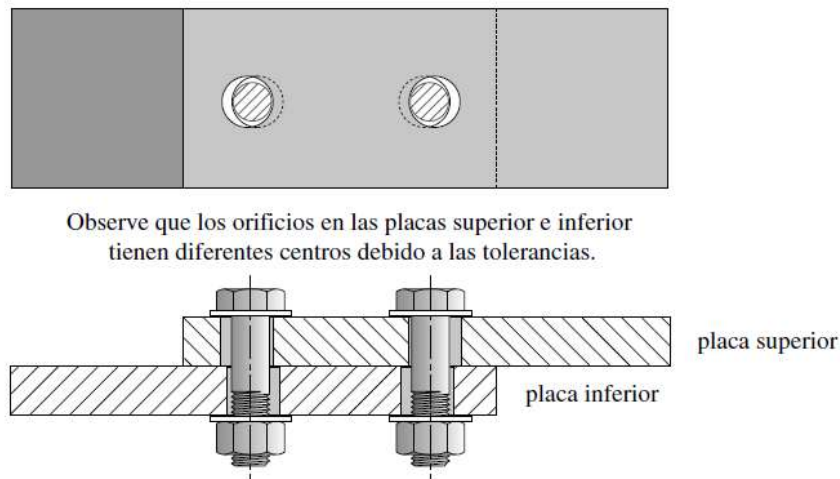


Figura 1.13 Necesidad de holgas en orificios de uniones atornilladas (Norton, 2011)

Entonces para una correcta unión entre dos piezas, en donde los pernos o tornillos estarán sometidos a cortante directo, lo más adecuado es agregar pasadores de espiga, tal como se muestra en la figura 1.14 (Norton, 2011)

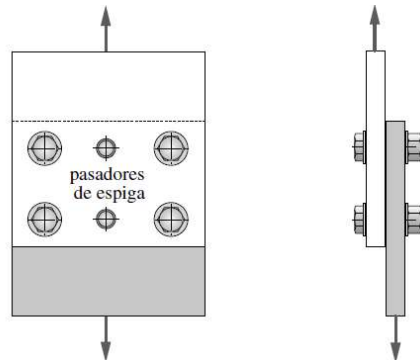


Figura 1.14 Unión de dos piezas con pernos y pasadores, sometidos a cortante directo. (Norton, 2011)

### 1.6.1. Pasadores de espiga

Los pasadores de espiga son fabricados con tolerancias muy pequeñas, por lo general de  $\pm 0,0001 \cdot d$ , donde  $d$  es el diámetro de la espiga, son redondos y su acabado es muy fino. El material con los que generalmente se fabrican son: acero al bajo carbono, acero al cromo, acero endurecido y latón. El costo es relativamente bajo y se compran con la longitud requerida. Los pasadores de espiga se insertan a presión entre dos piezas, con el fin de tener la menor tolerancia entre el orificio y el cuerpo del pasador (Norton, 2011).

### 1.6.2. Determinación de las cargas de cortante en sujetadores

En la figura 1.15 (a) se puede observar una junta expuesta al cortante con una carga excéntrica  $P$  aplicada, existen 4 pernos y 4 pasadores; en la figura 1.15 (b) se puede observar que  $P$  actúa cruzando el centroide del patrón de las espigas y genera un momento  $M$  respecto al centroide (Norton, 2011).

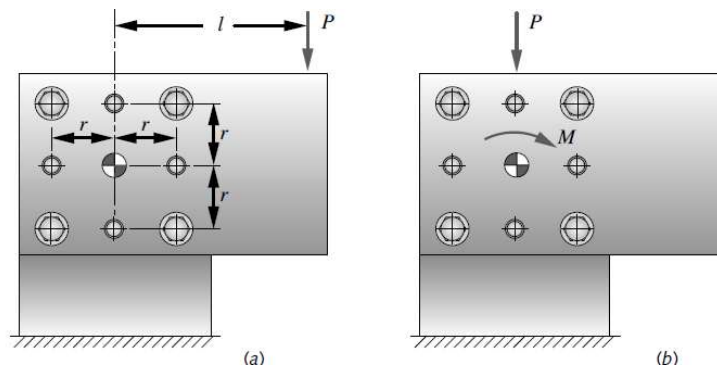


Figura 1.15 Juntas con pernos y espigas con carga al cortante (Norton, 2011)

Entonces se generará una reacción  $F_1$  debido a la fuerza  $P$  y una reacción  $F_2$  debido al momento  $M$  en cada pasador, las cuales se muestran en la figura 1.16 (Norton, 2011).

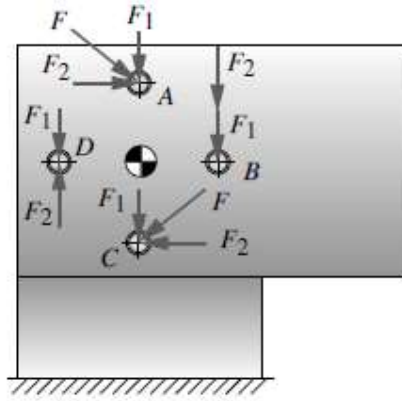


Figura 1.16 Fuerzas generadas en cada pasador

Para calcular  $F_1$  en cada pasador se aplica la ecuación 1.1 y para  $F_2$  la ecuación 1.2, que se obtuvieron del libro de (Norton, 2011).

Ecuación 1.1

$$|F_1| = \frac{P}{n}$$

Ecuación 1.2

$$F_2 = \frac{M}{n \cdot r}$$

Siendo:

$n$ : el número de pasadores.

$r$ : radio comprendido entre el centroide y el centro del diámetro de los pasadores espiga

## 1.7. Impresión 3D

“La impresión 3D es un proceso aditivo que permite crear objetos capa a capa de abajo a arriba. La tecnología precisa depende de los materiales, la estética, las propiedades mecánicas y el rendimiento que necesite” (Stratasys Ltd, 2017).

### 1.7.1. Tecnologías de impresión 3D.

Las dos tecnologías de impresión 3D más versátiles son:

#### 1.7.1.1. FDM

“La tecnología FDM crea las piezas capa por capa mediante termoplásticos de nivel de ingeniería para fabricar piezas resistentes, duraderas y dimensionalmente estables con mayor precisión y repetibilidad que cualquier otra tecnología de impresión 3D” (Stratasys Ltd, 2017). En la figura 1.17, se puede observar ejemplos de piezas impresas con tecnología FDM.



*Figura 1.17 Impresión con tecnología FDM (Stratasys Ltd, 2017)*

#### 1.7.1.2. PolyJet

PolyJet es una tecnología de impresión 3D, en la cual se utiliza fotopolímeros en forma líquida que se endurecen con energía ultravioleta. Esta tecnología puede alcanzar una resolución y precisión de 0.1 mm, por lo que se puede construir piezas con geometrías complejas con una amplia gama de materiales (Stratasys Ltd, 2017).

En la figura 1.18, se puede observar la calidad de impresión en las piezas usando la tecnología PolyJet.



*Figura 1.18 Impresión con tecnología PolyJet (Stratasys Ltd, 2017)*

En la tabla 1.6 se presenta una comparación de las ventajas más relevantes de cada tecnología.

*Tabla 1.6 Ventajas de las tecnologías de Impresión 3D (Stratasys Ltd, 2017).*

<b>FDM</b>	<b>PolyJet</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• La tecnología es limpia, fácil de usar y adecuada para las oficinas.</li> <li>• Los termoplásticos de producción compatibles son estables mecánica y medioambientalmente.</li> <li>• Las geometrías y las cavidades complejas que podrían ser problemáticas al usar otros sistemas se convierten en tarea fácil gracias a la tecnología FDM</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Crea prototipos suaves y detallados que transmiten la estética del producto final.</li> <li>• Genera moldes, guías, fijaciones y otras herramientas de fabricación precisas.</li> <li>• Se consigue formas complejas, detalles complicados y características delicadas.</li> <li>• Se puede incorporar la mayor variedad de colores y materiales a un solo modelo para lograr una eficacia insuperable.</li> </ul>

## Capítulo 2

### 2. Metodología

#### 2.1. Deficiencias del prototipo anterior

Como primer paso, se definen las ventajas y desventajas del prototipo realizado por (Méndez, 2016), para realizar un nuevo diseño. Lo principal, es la corrección de las deficiencias para obtener un nuevo prototipo, que se asemeje al codo y antebrazo del cuerpo humano, en lo que respecta a peso, tamaño y funcionalidad. Para que en un futuro el nuevo prototipo pueda ser implementado en una persona con amputación transhumeral.

#### 2.2. Características del usuario con amputación transhumeral

Para determinar las dimensiones del nuevo prototipo, es necesario realizar una investigación de las medidas antropométricas de la extremidad superior, ya que estas difieren dependiendo del peso, talla y edad del usuario. Otro punto importante a considerar es la altura de amputación de la persona, esta puede ser corta, media o larga, por lo que la longitud desde el codo hacia el brazo del prototipo debe ser lo más corta posible.

#### 2.3. Mecanismos de transmisión mecánica

Se realiza la consulta de distintos tipos de mecanismos de transmisión mecánica, que puedan utilizarse para realizar los movimientos de flexión-extensión y prono-supinación, y así seleccionar el mecanismo más adecuado. En cuanto a tamaño, este tiene que ser lo más compacto posible, para permitir que las dimensiones de la estructura se ajusten a las medidas antropométricas del usuario. El peso del mecanismo tiene que ser el adecuado para que el prototipo sea lo más liviano posible, y de esta manera dar al usuario mayor comodidad, reduciendo el desgaste de energía física que implica el uso de un dispositivo protésico. Los mecanismos deben alcanzar una alta relación de transmisión, con el fin de que, permitan que los actuadores sean capaces de levantar el propio peso del prototipo y un peso adicional que represente a los objetos usados en la vida cotidiana de una persona, con una velocidad apropiada que se asemeje a los movimientos naturales de una extremidad superior.

#### 2.4. Generación de bocetos de la estructura

Se realizan bocetos en papel, para definir el modelo de la estructura, la cual lleva dentro los mecanismos de transmisión. Esta tiene que ser lo más parecida a la extremidad superior del cuerpo humano, con el fin de que no afecte visual ni psicológicamente al usuario.



## **2.5. Selección de materiales**

El peso es un parámetro fundamental en el diseño del nuevo prototipo de articulación de codo, por lo que es necesario preseleccionar materiales de una densidad relativamente baja. Los materiales deben ser de fácil mecanizado, para reducir el tiempo y costo de fabricación. También se hace una consulta de la disponibilidad dentro del país para tener un fácil acceso a dichos materiales.

Debido a que la estructura presenta geometrías complejas, se considera adecuado un material termoplástico, que pueda ser usado en el prototipado de impresión 3D, esta es una tecnología que permite fabricar piezas de mayor complejidad, en un menor tiempo. En caso de que se necesite la utilización de un material de mayor resistencia a la fluencia, se considera el uso de una aleación de aluminio, cuyas propiedades se adaptan a los requerimientos anteriormente mencionados, con la diferencia de que la fabricación de las piezas se realice en un centro de mecanizado.

## **2.6. Modelado y simulación**

Una vez seleccionado el mecanismo de transmisión, el modelo de la estructura y el material, se procede hacer un análisis de diseño mediante el software comercial SOLIDWORKS®, el cual utiliza el Método de Elementos Finitos (MEF) para determinar los esfuerzos máximos y mínimos, factores de seguridad, y desplazamientos. Aquí se observa el comportamiento que tiene el diseño del nuevo prototipo de codo, cuando se le aplica las fuerzas que actúan sobre este, y de esta manera determinar si el material seleccionado es el apropiado o si es necesario suplantarlos por otro.

## **2.7. Construcción y ensamblaje del prototipo**

Una vez culminado el diseño del prototipo de codo con los movimientos de flexión-extensión y prono-supinación, y en base a los resultados del análisis de diseño se hayan seleccionado los materiales para su construcción, se realiza la impresión 3D de la estructura, el mecanizado de piezas en aluminio, y la adquisición de los actuadores, para posteriormente ensamblarlos y obtener el nuevo prototipo de codo.

## **2.8. Pruebas y validación**

Para realizar las pruebas de funcionamiento del prototipo de codo, se usa una base que simule al socket de una persona con amputación transhumeral, se coloca en la muñeca del prototipo una mano artificial impresa en 3D, para ubicar en la palma diferentes objetos que

no superen la masa de 2 kg, se comprueba que el prototipo realice los movimientos de flexión-extensión y prono-supinación sin ningún problema, y que los materiales de las piezas no sufran ningún daño para corroborar que su resistencia a la fluencia es la suficiente para soportar las fuerzas externas que actúan sobre el prototipo.

## Capítulo 3

### 3. Resultados

#### 3.1. Deficiencias del prototipo anterior

En la tabla 3.1 se establecen las ventajas y desventajas del prototipo realizado por (Méndez, 2016), lo cual sirve como base para desarrollar un segundo prototipo de codo con movimientos de flexión-extensión y prono-supinación.

Tabla 3.1 Revisión de las deficiencias del prototipo anterior

PUNTO DE ANÁLISIS	DESVENTAJAS	VENTAJAS
<b>Mecanismo para flexión-extensión Tornillo sin fin</b>	<p>Utiliza un motor DC con caja reductora, el cual tiene una longitud relativamente grande para la aplicación, su posición es vertical desde el codo hasta el brazo, por lo que, el prototipo no sería útil para algunos casos de amputación transhumeral.</p> <p>Debido al espacio reducido que exige la articulación de codo en una prótesis, el mecanismo de tornillo sin fin utilizado no alcanza una buena relación de transmisión de torque, ya que el motor es de 3 N·m y el torque total calculado es de 4,57 N·m.</p>	<p>El mecanismo de tornillo sin fin tiene la capacidad de auto bloqueo, lo que hace que sea una excelente opción para una prótesis de articulación de codo.</p>
<b>Mecanismo para prono – supinación. Servomotor con acople</b>	<p>Se utiliza un acople directo al eje del actuador, lo que hace que este soporte gran parte del torque necesario para realizar el movimiento prono-supinación.</p> <p>Los diámetros de los acoples y soporte del servomotor pueden ser optimizados para disminuir el tamaño del antebrazo y mejorar el aspecto visual.</p>	<p>Un servomotor permite un control de posicionamiento preciso.</p>
<b>Materiales de la estructura del prototipo</b>	<p>Para la fabricación de la estructura se utiliza resina, el cual es un material frágil, con baja resistencia a impactos.</p>	<p>La resina es fácil de moldear y tiene un costo relativamente bajo.</p>
<b>Dimensiones de la estructura del prototipo</b>	<p>Debido al material utilizado, fue necesario hacer la estructura con un espesor relativamente grande, que puede optimizarse para darle un mejor aspecto visual.</p>	

### 3.2. Medidas antropométricas del usuario

En base al trabajo realizado por (Méndez, 2016), se determina que las medidas antropométricas del usuario son las siguientes:

- Peso: 70 kg
- Longitud del antebrazo: 0,243 m
- Longitud de la palma de la mano: 0,085 m

Cabe aclarar que las medidas antropométricas consideradas para el diseño son correspondientes a una persona adulta de sexo masculino.

### 3.3. Objetivos de diseño

Los mecanismos para los movimientos de flexión-extensión y prono-supinación, tienen que diseñarse para proporcionar el suficiente torque, velocidad y rango de movimiento, y así permitir que una persona con amputación transhumeral pueda realizar la mayoría de actividades de la vida diaria (AVDs).

#### 3.3.1. Objetivos para la articulación de muñeca

Para determinar los Grados de Libertad (GDLs) del prototipo, se debe considerar que el peso, el tamaño y la complejidad de los dispositivos protésicos aumentan con cada GDL que se implemente en su diseño. Esto también afecta al control del dispositivo, ya que entre más GDLs se añadan al diseño, se necesitan más señales de control que la persona con amputación debe proporcionar. Estudios de los rangos de movimientos indican que de los GDLs usados en actividades de la vida diaria, el rango más alto de movimiento está asociado con el grado de libertad prono-supinación (PS). Esta observación es corroborada por encuestas a personas con amputaciones de miembro superior, que han informado que, consideran que la rotación del antebrazo (prono-supinación) es algo más deseable que los otros grados de libertad de una muñeca sana (Bennett, Mitchell, Truex, y Goldfarb, 2016). En consideración a lo mencionado anteriormente, se decidió que el prototipo cuente con un solo GDL (PS) para la muñeca.

En lo que respecta al tamaño, una muñeca protésica debe coincidir en las medidas antropométricas de las personas. Debido a que en el Ecuador no se ha realizado un estudio de las medidas de la muñeca de la población ecuatoriana, para determinar el tamaño se toma en consideración lo establecido en el trabajo de (Bennett *et al.*, 2016), en el cual se determina

que la muñeca debe ser lo más corta posible en longitud para poder implementarla en el mayor número de usuarios, y que la longitud promedio de circunferencia para personas de sexo masculino es de 17,5 cm, lo que correspondería una muñeca de sección circular con diámetro de 5,6 cm. En base a esto, se ha decidido que el diámetro de la muñeca del prototipo será de 5 cm.

Con respecto al peso del mecanismo, este debe ser lo menor posible, ya que así se proporcionaría el confort suficiente para el usuario del dispositivo. De acuerdo a la tabla 1.2 se determina que, el peso del mecanismo debe ser menor a 200 gramos.

Los movimientos de pronación y supinación tienen un rango activo de 75° y 85° respectivamente. La mayoría de las AVDs se realizan entre un ángulo de 50° de pronación y 50° de supinación, (Clinicalgate, 2017). Por lo mencionado, se determina que el rango de movimiento de prono-supinación del prototipo debe ser de 0 a 180 grados.

Una velocidad de 175 grados/segundo para la rotación de la muñeca, es suficiente para realizar diferentes tareas. La velocidad de rotación del dispositivo comercial de Otto bock está entre 130 y 160 grados/segundo, y del dispositivo de Utah Arm es de 300 grados/segundo (Bennett *et al.*, 2016). Por lo que una velocidad de 150 grados/s sería suficiente para el movimiento PS del prototipo.

El par de muñeca debe ser suficiente para realizar las AVDs. Por ejemplo, girar una botella de 500 ml de agua, si se retiene por el extremo, requeriría 280 mN·m de torque. Por otro lado, girar un martillo de carpintero típico, es decir, aproximadamente 500 g, cuando se mantiene en la base del mango, requeriría aproximadamente 1,4 N·m (Bennett *et al.*, 2016). De igual manera se toma como referencia a la tabla 1.2, donde se dice que el rotador de muñeca de Otto Bock es de 1,8 N·m y el de Utah Arm es de 1,7 N·m. Entonces, considerar un torque máximo de 1,5 N·m para el mecanismo de PS, sería suficiente.

Por lo tanto, el mecanismo para realizar el movimiento prono-supinación debe diseñarse, para cumplir con los siguientes objetivos:

- Rango de movimiento de 180 grados
- Velocidad angular de 150 grados/segundo
- Torque de 1.5 N·m
- Diámetro menor a 5 cm
- Peso menor a 200 gramos
- La longitud menor posible

### 3.3.2. Objetivos para la articulación de codo

En el trabajo realizado por (Méndez, 2016) se establece que la longitud del antebrazo debe ser de 24,3 cm, de acuerdo a las medidas antropométricas para una persona adulta de 70 kg. Por otro lado, la longitud entre el codo y el brazo, debe ser la menor posible, con el fin de poder implementar el prototipo al mayor número de usuarios posible.

El porcentaje de masa corporal referente al antebrazo sin la mano es del 1,6 %, por lo que, para una persona de 70 kg daría como resultado 1,12 kg (Méndez, 2016). Por lo que, se determinó que el peso del antebrazo no debería superar los 1,2 kg.

En el sitio web (Clinicalgate, 2017), se afirma que la mayoría de las AVDs se realizan entre 30° y 130° para la flexión-extensión. Por lo que, para el prototipo se considerará el mismo ángulo funcional.

Según (Bennett et al., 2016), en algunos estudios realizados acerca de los movimientos de extremidades superiores, se ha determinado que el codo experimenta una velocidad angular máxima de aproximadamente 250 grados/ssegundo mientras se ejecutan las ADVs típicas. En la tabla 1.1, se puede observar que la velocidad para flexión-extensión de la prótesis mioeléctrica de Otto Bock es de 123 grados/segundo y para Utah Arm es de 113 grados/segundo. Para el diseño del prototipo se ha considerado una velocidad angular que se encuentre entre los valores anteriormente mencionados; es decir que, una velocidad angular de 180 grados/segundo sería suficiente para que el usuario realice la mayoría de actividades de la vida diaria.

Un estudio realizado por (Murray y Johnson, 2004), el cual contiene un análisis dinámico de diez personas, realizando distintas AVDs, ha determinado que el par máximo del codo es de 5,8 N·m en flexión. De igual manera, en la tabla 1.1 se muestran los valores de torque para flexión-extensión de las principales prótesis comerciales, donde se determina que el torque está en un rango entre 3,4 y 18 N·m. Por lo que se ha determinado que el prototipo tendrá un torque de codo máximo de 7 N·m, suficiente para levantar una masa de 2 kg, ubicados en el centro de la palma de la mano.

Por lo tanto, el mecanismo para realizar la flexión-extensión, deberá cumplir con los siguientes objetivos de diseño:

- Rango de movimiento entre 30 y 130 grados
- Velocidad angular máxima de 180 grados/segundo

- Torque máximo de 7 N·m
- Longitud de antebrazo de 24,3 cm
- Peso menor a 1,2 kg
- La menor longitud posible entre codo y brazo

### 3.4. Selección del mecanismo de transmisión mecánica

En la tabla 3.2, se muestran las ventajas y desventajas de diferentes tipos de mecanismos para transmisión mecánica, lo que permite hacer la selección para los mecanismos de flexión-extensión y prono-supinación.

*Tabla 3.2 Mecanismos de transmisión mecánica*

MECANISMO	VENTAJAS	DESVENTAJAS
<b>Tren de Engranés Planetarios</b>	<p>-Relaciones de tren mayores a 10:1 en espacio más pequeños (Norton, 2009).</p> <p>-Puede tener salidas simultáneas, concéntricas con una entrada unidireccional (Norton, 2009).</p> <p>-Tiene dos grados de libertad.</p>	<p>-Representan un costo de fabricación y mantenimiento más alto que otros trenes de engranes (Erdman y Sandor, 1998).</p> <p>-Mayor complejidad en el diseño.</p>
<b>Trenes de Engranés Compuestos</b>	<p>-Relación de tren mayor a 10:1 con engranes rectos, helicoidales o cónicos (Norton, 2009).</p>	<p>-Ocupan mayor espacio en comparación al tren de engranes planetarios y simples.</p> <p>-El eje de entrada y de salida no son concéntricos (Norton, 2009).</p>
<b>Trenes de Engranés Compuestos Revertidos</b>	<p>-El eje de salida es concéntrico con el eje de entrada. También alcanzan una relación de tren mayor a 10:1 (Norton, 2009).</p> <p>-Ocupan menor espacio que un tren de engranes compuestos (Norton, 2009).</p>	<p>-“El diseño de un tren compuesto revertido, es más complicado debido a la restricción, de que las distancias entre centros de las etapas deben ser iguales.” (Norton, 2009, pág. 434)</p>
<b>Trenes de Engranés Simples</b>	<p>-Simplicidad de diseño y fabricación.</p>	<p>-“Un engranaje simple de engranes rectos, helicoidales o cónicos está limitado a una relación de aproximadamente 10:1 porque el engranaje se volverá grande, costoso y difícil de ensamblar con una relación mayor que ésta” (Norton, 2009, pág. 432).</p>

### Sistema de Bandas y Poleas

-Se utilizan para unir dos ejes que están separados a grandes distancias donde los engranajes no alcanzan (Norton, 2009).

-Menor costo de fabricación y mayor simplicidad de diseño en comparación a los trenes de engranes.

-A altas velocidades existen efectos dinámicos como fuerzas centrífugas, movimiento de bandas, y vibraciones que reducen la eficiencia y la duración de la transmisión, para el caso de bandas lisas (Erdman y Sandor, 1998).

-Relaciones de transmisión menores a las de un tren de engranes en aplicaciones pequeñas.

Debido a que el tamaño del prototipo debe ajustarse a las medidas antropométricas del usuario, y a los perímetros corporales del miembro superior, es fundamental que el mecanismo para los movimientos de prono-supinación y flexión-extensión, ocupe el menor espacio posible, es por eso que se selecciona los trenes de engranes planetarios para ambos movimientos, principalmente por la característica de que estos alcanzan altas relaciones en espacios reducidos. En el Anexo 1 se presenta la matriz de selección utilizada para la selección del mecanismo.

## 3.5. Diseño de la articulación de codo

### 3.5.1. Torque generado en el codo

Para determinar el torque generado en el codo, por una masa ubicada en la palma de la mano de 2 Kg, se realiza un diagrama de cuerpo libre, que se muestra en la Figura 3.1, en el cual se ubican las fuerzas externas que accionan sobre el prototipo. Las dimensiones que se consideran son tomadas de la sección 1.3.

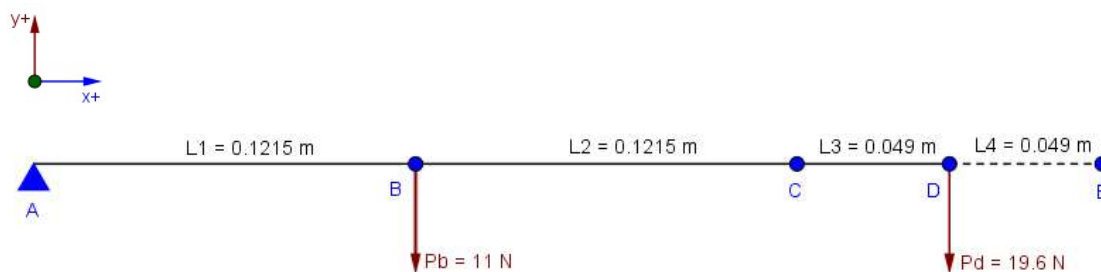


Figura 3.1 Diagrama de Cuerpo Libre de la articulación de codo

**Pb:** es el peso máximo del antebrazo de 1,12 kg, expresado en Newtons.

**Pd:** es el peso máximo a levantar de 2 kg, expresado en Newtons, aquí también se incluye el peso de la mano.



Para determinar las reacciones generadas en el punto A, como se muestra en la Figura 3.2, que es en donde se ubica el actuador del codo, encargado de generar los movimientos de flexión y extensión del prototipo, se calcula mediante la ecuación 3.1 (Hibbeler, 2010) y las ecuaciones de equilibrio de un cuerpo rígido en dos dimensiones, ecuación 3.2 (Hibbeler, 2010).

*Ecuación 3.1*

$$M = F \cdot d$$

Donde:

F = fuerza aplicada.

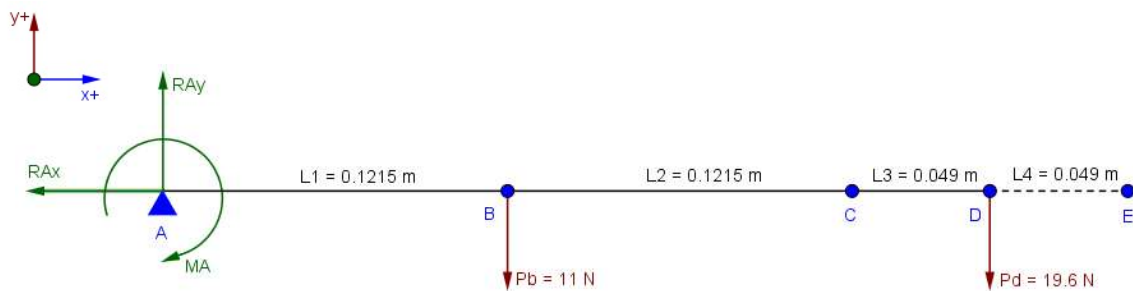
d = brazo de momento o distancia perpendicular a la fuerza.

*Ecuación 3.2*

$$\Sigma M_A = 0$$

$$\Sigma F_{x_A} = 0$$

$$\Sigma F_{y_A} = 0$$



*Figura 3.2 Reacciones generadas en el codo*

Suma de momentos:

$$\overset{+}{\curvearrowright} \Sigma M_A = 0$$

$$MA + (-Pb * L1) + (-Pd * (L1 + L2 + L3)) = 0$$

$$MA = 7,06 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Suma de fuerzas en x:

$$\overset{+}{\longrightarrow} \Sigma F_{x_A} = 0$$

$$RAx = 0 \text{ N}$$

Suma de fuerzas en y:

$$\overset{+}{\uparrow} \Sigma F_{y_A} = 0$$

$$RAy - Pb - Pd = 0$$

$$RAy = 30,6 N$$

Una vez hecho los cálculos respectivos, se determina que el torque generado en el codo, por la fuerza que ejerce la masa de 2 kg y el peso del antebrazo, es de 7,06 N·m,

### 3.5.2. Selección del actuador y reductor de engranes planetarios.

En los objetivos de diseño para el movimiento de flexión-extensión, se determina que la velocidad angular que debe tener la articulación de codo es de 180 grados/segundo – 30 rpm, y de acuerdo a los cálculos realizados anteriormente el torque debe ser de 7,06 N·m. Las dimensiones del actuador y reductor deben ser lo suficientemente pequeñas, con el fin de que, la articulación de codo sea del tamaño adecuado para el prototipo.

#### 3.5.2.1. Velocidad angular del actuador

Para determinar la velocidad angular que debe tener el actuador, es necesario conocer las velocidades de los componentes que conforman el tren de engranes planetarios. Para el diseño se toma en cuenta una de las configuraciones más comunes de reductores de engranes planetarios, la cual se muestra en la Figura 3.3, donde el engrane solar es la entrada, el planetario es la salida, y el anular o corona se mantiene fijo.

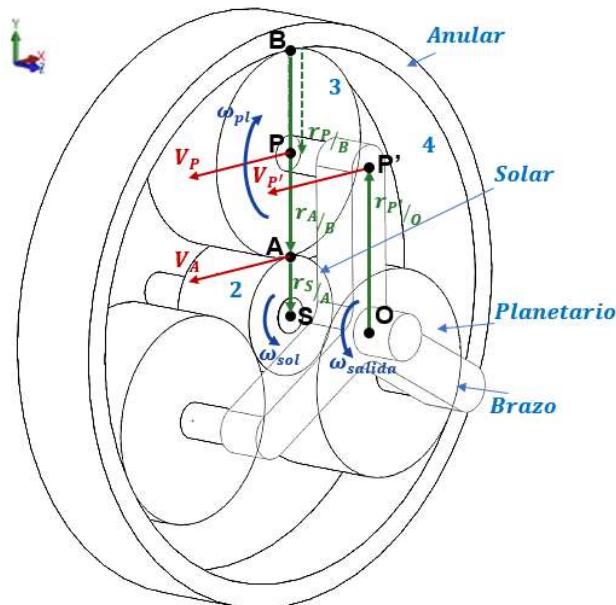


Figura 3.3 Esquema de engranes planetarios para cálculo.

Debido a que el tamaño es un factor importante en el diseño del nuevo prototipo, como primer paso se establece que el engrane anular debe tener un diámetro máximo de 45 mm, ya que, este es el de mayor dimensión y está sujeto a la estructura del prototipo para hacer posible el movimiento de los engranes solar y planetario.

Los radios del engrane solar y planetario se escogen en relación al tamaño del anular, de manera que se alcance la mayor relación de transmisión, pero estos no deben ser demasiados pequeños, ya que su fabricación se complicaría.

Para el cálculo de velocidad, se usa la ecuación 3.3, la cual es la ecuación de velocidad del análisis de movimiento relativo (Hibbeler, 2010), la dirección de las velocidades angulares y la dirección de los vectores velocidad y posición se muestran en la figura 3.3.

*Ecuación 3.3*

$$V_B = V_A + (\omega \times r_{B/A})$$

A continuación, se muestran los cálculos respectivos para determinar la velocidad del actuador:

DATOS INICIALES:

- $D_{ANULAR} = 0,045 \text{ m}$
- $r_{SOLAR} = 0,005 \text{ m}$
- $r_{PLANETARIO} = 0,00875 \text{ m}$
- $\omega_{salida} = 180 \frac{\text{grados}}{\text{s}} = 3,14 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 30 \text{ rpm}$

a) Cálculo de la velocidad del punto medio  $P$  del planetario,  $V_P = V_{P'}$ , entonces:

*Ecuación 3.4*

$$V_{P'} = V_O + (\omega_{salida} \times r_{P'/O})$$

$$V_{P'} = 0 + (3,14 \text{ k} \times 0,01375 \text{ j})$$

$$V_{P'} = -0,043 \text{ i} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

b) Cálculo de la velocidad angular del engrane planetario:

*Ecuación 3.5*

$$V_P = V_B + (\omega_{pl} \times r_{P/B})$$

$$V_P = 0 + (\omega_{pl} k \times -0,00875 j)$$

$$\omega_{pl} = \frac{-0,043 i}{0,00875 i}$$

$$\omega_{pl} = -4,93 k \frac{rad}{s}$$

c) Cálculo de la velocidad del punto A entre el planetario y solar:

*Ecuación 3.6*

$$V_A = V_B + (\omega_{pl} \times r_{A/B})$$

$$V_A = 0 + (-4,91 k \times -0,0175 j)$$

$$V_A = -0,086 i \frac{m}{s}$$

d) Cálculo de la velocidad angular del engrane solar:

*Ecuación 3.7*

$$V_S = V_A + (\omega_{sol} \times r_{S/A})$$

$$0 = -0,086 i + (\omega_{sol} k \times -0,005 j)$$

$$\omega_{sol} = \frac{0,086 i}{0,005 i}$$

$$\omega_2 = 17,27 \frac{rad}{s}$$

$$\omega_2 = \mathbf{164,92 rpm}$$

De acuerdo a los cálculos obtenidos, se necesita que el actuador para el mecanismo flexión-extensión tenga una velocidad angular de 165 rpm.

Entonces, la relación que debe tener el reductor para proporcionar la velocidad requerida, se determina con la ecuación 3.8 del libro de fórmulas de (Braun, 2013).

*Ecuación 3.8*

$$n_{in} = n_L * i_G$$

Donde:

$n_{in}$ : velocidad de entrada en rpm

$n_L$ : velocidad de carga en rpm

$i_G$ : relación de reducción del reductor

Entonces:

$$i_G = \frac{\omega_2}{\omega_{salida}}$$

$$i_G = \frac{165 \text{ rpm}}{30 \text{ rpm}} = 5,5$$

La relación de reducción del reductor de engranes planetarios debe ser de  $i_G = 5,5: 1$ .

### **3.5.2.2. Torque del actuador**

Para determinar el torque del actuador, es necesario tomar en cuenta la eficiencia o rendimiento mecánico del reductor. Esto es lo que determina cuán eficiente es un reductor para entregar a su salida la misma potencia que la de su entrada. Para calcular el torque del actuador, se usa la ecuación 3.9 del libro de fórmulas de (Braun, 2013), teóricamente se supone que el actuador idealmente tiene una eficiencia del 100% o igual a 1.

*Ecuación 3.9*

$$M_{in} = \frac{M_L}{i_G \cdot \eta}$$

Donde:

$M_{in}$ : Par de entrada

$M_L$ : Par de carga

$\eta$ : Rendimiento del actuador

Entonces:

$$M_{in} = \frac{7,06 \text{ N} \cdot \text{m}}{5,5 \cdot 1} = 1,283 \text{ N} \cdot \text{m}$$

En condiciones ideales, el torque del actuador debe ser de 1,28 N·m.

Debido a que las dimensiones de los engranes son pequeñas, para fabricar el reductor de engranes planetarios, se necesita una alta precisión de manufactura y consecuentemente, conseguir una alta eficiencia, es por esto que se decide utilizar un reductor comercial de engranes planetarios.

Existe una amplia gama de empresas que se dedican a la fabricación de reductores de engranes planetarios, pero dentro del país, prácticamente no existe ninguna. Debido a esto, se vio la necesidad de exportar desde otro país. Una de las empresas que dan mayor facilidad de comprar sus productos, entre ellos reductores de engranes planetarios, es la empresa Maxon Motor.

### 3.5.2.3. *Selección del actuador*

Para la selección del actuador, uno de los requisitos principales es que la longitud debe ser pequeña, debido a que el espacio que este debe ocupar es limitado. Maxon Motor cuenta con una gama de motores denominada EC-Flat (Ver figura 3.4), los cuales son idóneos para ser implementados en aplicaciones de espacio reducido.



*Figura 3.4 Motor EC-Flat (Maxon Motor, 2017).*

El diámetro máximo que el actuador debe tener es de 45 mm, lo cual se determinó con el fin de hacer que el prototipo de articulación de codo sea compacto.

Se considera que el voltaje máximo de alimentación del motor debe ser de 24 V DC, ya que, otro requisito que se debe tomar en cuenta es el voltaje de alimentación, porque un prototipo de prótesis es un dispositivo portátil y necesita del uso de baterías para su funcionamiento.

El precio es un factor muy importante en el diseño; uno de los objetivos del presente trabajo es que el precio debe ser relativamente bajo, para que en un futuro, el prototipo pueda ser implementado en personas con amputación transhumeral de todas las clases sociales, por lo que también el actuador debe ser de un precio relativamente bajo.

El actuador de la gama Maxon Motor EC-Flat, que más se ajusta a los requisitos mencionados anteriormente es el motor brushless EC45Flat, cuyas características mecánicas y eléctricas principales se muestran en la tabla 3.3. En el Anexo 6 se puede encontrar más información sobre el motor seleccionado.

Tabla 3.3 Especificaciones del motor EC45Flat (Maxon Motor, 2017)

Parámetro	Valor
Tensión nominal	24 V DC
Velocidad nominal	4730 rpm
Par nominal (en continuo)	69,6 mN·m
Longitud	21,3 mm
Longitud del eje	20,6 mm

#### 3.5.2.4. Selección del reductor

Para obtener una velocidad de 30 rpm y un torque de 7 N·m, se calculó un reductor de engranes planetarios de una etapa, con una relación de reducción de 5,5:1, por lo que a su entrada se necesita un actuador de 165 rpm y 1,28 N·m. Debido a que el actuador seleccionado tiene especificaciones inferiores a las del actuador deseado, es necesario implementar más de una etapa al reductor para alcanzar una relación de reducción mayor.

Para calcular la relación de reducción de 2 o más etapas se usa la ecuación 3.10, que se deduce del trabajo realizado por (Akhila y Reddy, 2014).

*Ecuación 3.10*

$$R_{Total} = R_{Etapa-1} \cdot R_{Etapa-2} \cdot R_{Etapa-3} \cdots \cdot R_{Etapa-n}$$

Con la velocidad del actuador seleccionado, se puede determinar la relación de reducción del reductor.

$$i_{G2} = \frac{n_{in \text{ actuador seleccionado}}}{n_L} = \frac{4730 \text{ rpm}}{30 \text{ rpm}} = 157,6$$

Por lo que se necesitaría que el reductor calculado tenga tres etapas, las dos primeras con la relación de transmisión calculada 5,5:1, y una tercera etapa con una relación de 5,22:1.

$$R_{Total} = (i_G)^2 * 5.22 = 158$$

Para la selección del reductor de engranes planetarios, se considera que la longitud es el factor más importante, para que conjuntamente con el actuador, ocupen el menor espacio posible, para hacer que la articulación de codo, no exceda las medidas antropométricas del usuario.

El máximo par en continuo del reductor debe ser igual o superior al torque calculado, que es de 7,06 N·m. También es importante considerar el peso del reductor, ya que no debe superar el porcentaje de masa corporal correspondiente al antebrazo.

Para cumplir con los requerimientos anteriormente mencionados, se selecciona el reductor de engranes planetarios GP 42 C de Maxon Motor, cuyas especificaciones técnicas más relevantes se muestran en la tabla 3.4. En el Anexo 7 se puede encontrar más información sobre el reductor seleccionado

*Tabla 3.4 Especificaciones del Reductor GP42C (Maxon Motor, 2017)*

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Relación de Reducción	156:1
Máximo par en continuo	15 N·m
Velocidad máxima de entrada	8000 rpm
Rendimiento	72%
Longitud del reductor	70 mm
Diámetro exterior	42 mm
Peso	460 g



*Figura 3.5 Reductor GP 42 C (Maxon Motor, 2017)*



Entonces con el actuador y reductor de engranes planetarios seleccionados, se procede a calcular la velocidad y torque de salida que se obtiene.

La velocidad angular de salida se determina con la ecuación 3.8, en este caso la velocidad de entrada es la correspondiente a la del actuador, y la velocidad de carga es la de salida del reductor, entonces se tiene que:

$$\omega_{salida} = \frac{\omega_{actuador}}{i_G}$$

$$\omega_{salida} = \frac{4730 \text{ rpm}}{156} = \mathbf{30,32 \text{ rpm}}$$

El torque de salida se determina con la ecuación 3.9:

$$M_{salida} = M_{actuador} \cdot (i_G \text{ del Reductor} \cdot \eta)$$

$$M_{salida} = 0,0696 \cdot (156 \cdot 0,72)$$

$$M_{salida} = \mathbf{7.8 \text{ N m}}$$

Con los cálculos de torque y velocidad de salida, se concluye que con el reductor y actuador seleccionados, se cumple con los objetivos de diseño de la sección 3.3.2

### 3.6. Diseño de la muñeca.

Al igual que para el diseño de la articulación de codo, el mecanismo de reducción seleccionado es un tren de engranes planetarios; se escoge la misma configuración, en donde la entrada es el engrane solar, la salida es el engrane planetario, y el engrane anular se mantiene fijo a la estructura del antebrazo (Ver Figura 3.3).

#### 3.6.1. Velocidad angular del actuador

En los objetivos de diseño se determina que el diámetro de la muñeca debe ser menor a 50 mm, la velocidad angular debe ser menor o igual a  $150 \text{ }^\circ/\text{s} = 25 \text{ rpm}$  y el torque menor o igual a 1,5 N·m. Puesto que 50 mm es el diámetro máximo que debe tener la muñeca, el mecanismo debe tener un diámetro menor, para poder fijarlo a la estructura, por lo que se consideró conveniente que el diámetro del engrane anular sea de 35 mm. Y al igual que para el diseño de la articulación de codo, los diámetros del engrane solar y planetario se establecen en relación con el anular. De igual manera que para la articulación de muñeca, la

dirección de las velocidades angulares y la dirección de los vectores velocidad y posición se muestran en la figura 3.3.

Los radios de los engranes son:

- $r_4 = 0,0175 \text{ m}$  (anular)
- $r_2 = 0,0035 \text{ m}$  (solar)
- $r_3 = 0,007 \text{ m}$  (planetario)
- $\omega_{salida} = 150 \text{ }^\circ/\text{s} = 2,617 \text{ rad}/\text{s} = 25 \text{ rpm}$

- a) Para calcular la velocidad del punto medio P del planetario, se utiliza la ecuación 3.4:

$$V_{P'} = 0 + (2,62 \text{ k} \times 0,0105 \text{ j})$$

$$V_{P'} = -0,027 \text{ i} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- b) Con la ecuación 3.5 se calcula la velocidad angular del engrane planetario:

$$V_P = 0 + (\omega_{pl} \text{ k} \times -0,007 \text{ j})$$

$$\omega_{pl} = \frac{-0,027 \text{ i}}{0,007 \text{ i}}$$

$$\omega_{pl} = -3,92 \text{ k} \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

- c) Utilizando la ecuación 3.6, se calcula la velocidad del punto A entre el planetario y el solar:

$$V_A = 0 + (-3,92 \text{ k} \times -0,014 \text{ j})$$

$$V_A = -0,055 \text{ i} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- d) Para calcular la velocidad angular del engrane solar, se utiliza la ecuación 3.7:

$$0 = -0,055 \text{ i} + (\omega_{sol} \text{ k} \times -0,0035 \text{ j})$$

$$\omega_{sol} = \frac{0,054 \text{ i}}{0,0035 \text{ i}}$$

$$\omega_2 = 15,702 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\omega_2 = 149,94 \text{ rpm}$$

De acuerdo a los cálculos obtenidos, se necesita que el actuador para el mecanismo pronosupinación tenga una velocidad angular de 150 rpm.

La relación de reducción del reductor se determina con la ecuación 3.8, aquí se tiene que la de entrada es la del engrane solar, la velocidad de carga es la velocidad de salida, entonces se tiene que:

$$i_G = \frac{\omega_{solar}}{\omega_{salida}}$$

$$i_G = \frac{150 \text{ rpm}}{25 \text{ rpm}} = 6$$

Entonces, la relación de reducción es de 6:1.

### 3.6.2. Torque del actuador

Para el cálculo del torque del actuador, se utiliza la ecuación 3.9, idealmente se supone que la eficiencia es del 100% o igual a 1.

$$M_{in} = \frac{1,5}{5,92 \cdot 1} = 0,253 \text{ N}\cdot\text{m} = 253 \text{ mN}\cdot\text{m}$$

Se tiene que el torque del reductor debe ser de 253 mN·m.

### 3.6.3. Selección del actuador

Puesto que existen actuadores que se aproximan a los valores de velocidad y torque calculados, y de dimensiones pequeñas, se procede a hacer la selección del actuador más adecuado.

El tipo actuador que se seleccionó es un micro servomotor, debido a que este tiene las características de alto torque, bajas velocidades, principalmente pequeñas dimensiones y bajo costo. Para la selección, se hizo una lista de los micro servomotores que más se aproximan a los valores de cálculo (ver tabla 3.5).

Tabla 3.5 Tabla de torque y velocidad de micro servos

MICRO SERVO	TORQUE (6 Voltios)	VELOCIDAD (6 Voltios)
Tower Pro MG90S	0,2157 N·m	125 rpm
HS-81 Standard Micro Servo	0,2941 N·m	111,11 rpm
HSG-5084MG Micro Heli Tail Rotor Servo	0,1863 N·m	200 rpm
KST DS115MG Servo – 3 kg	0,2941 N·m	166,67 rpm

El micro servomotor que se eligió es el HS-81 Standard Micro Servo (Ver figura 3.6), ya que es uno de los que más se aproxima a los resultados de los cálculos, es de bajo costo, de bajo ruido y principalmente existe en el mercado local.



Figura 3.6 Micro servomotor seleccionado - HS-81 (Hitec Multiplex, 2017)

### 3.6.4. Selección del reductor

Debido a que los engranes del reductor planetario propuesto son de pequeñas dimensiones, su manufactura se complicaría, y se necesitaría una alta precisión, para que funcione de manera óptima. Es por esto que, se decide a adquirir un reductor de engranes ya fabricado, de manera que se asemejen a las dimensiones del reductor propuesto.

Las dimensiones del reductor de engranes planetarios fabricado, son las siguientes:

$$D_{\text{engrane solar}} = 6,75 \text{ mm}$$

$$D_{\text{engrane planetario}} = 12,5 \text{ mm}$$

$$D_{\text{engrane anular}} = 31,75 \text{ mm}$$

$$N_{solar} = 9 \text{ dientes}$$

$$N_{planetario} = 18 \text{ dientes}$$

$$N_{anular} = 45 \text{ dientes}$$

Con los datos proporcionados del reductor, y los datos del actuador seleccionado, se procede a hacer un nuevo cálculo con el fin de determinar la velocidad angular y torque de salida.

Para calcular la velocidad del punto A entre el planetario y el solar:

$$V_A = V_S + (\omega_{sol} \times r_{A/S})$$

$$V_A = 0 + (11,63 \text{ k} \times 0,003375 \text{ j})$$

$$V_A = -0,04 \text{ i} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Para calcular la velocidad angular del engrane planetario:

$$V_B = V_A + (\omega_{pl} \times r_{B/A})$$

$$0 = -0,04 \text{ i} + (\omega_{pl} \text{ k} \times 0,0125 \text{ j})$$

$$\omega_{pl} = \frac{0,04 \text{ i}}{-0,0125 \text{ i}} = -3,14 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Para calcular la velocidad del punto medio P del planetario:

$$V_P = V_B + (\omega_{pl} \times r_{P/B})$$

$$V_P = 0 + (-3,14 \text{ k} \times -0,00625 \text{ j})$$

$$V_P = -0,02 \text{ i} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Por último, para determinar la velocidad angular de salida:

$$V_O = V_{P'} + (\omega_{salida} \times r_{O/P'})$$

$$0 = -0,02 \text{ i} + (\omega_{salida} \text{ k} \times -0,009625 \text{ j})$$

$$\omega_{salida} = \frac{0,02 \text{ i}}{0,009625 \text{ i}} = 2,04 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 19,48 \text{ rpm}$$

La velocidad angular de salida de la muñeca es de **19,5 rpm**.

Se determina la relación de reducción del reductor fabricado, con la ecuación 3.8:

$$i_G = \frac{111,11 \text{ rpm}}{19,48 \text{ rpm}} = 5,7$$

Entonces, la relación de reducción es de 5,7:1.

Para determinar el torque de salida, se utiliza la ecuación 3.9. Debido a que se desconoce la eficiencia del tren de engranes planetarios fabricado, se toma como referencia la figura 1.11, donde se determina que para un reductor de una etapa la eficiencia está entre el 80 y 100%, para este caso se eligió el 85%.

$$M_L = 0,2941 \cdot 5,7 \cdot 0,85 = 1,67 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Se tiene que el torque de la salida de la muñeca es de **1,67 N·m**.

Con los cálculos realizados, se tiene que, el actuador seleccionado y el reductor fabricado adquirido proporcionan a la salida una velocidad de 19,5 rpm y un torque de 1,67 N·m, lo cual, se aproxima a los valores máximos establecidos en los objetivos de diseño de la sección 3.3.1.

### 3.7. Diseño de la unión entre el antebrazo y el codo

Para la unión entre la estructura de antebrazo y de codo, se hace uso de pasadores de espiga, ya que en esta parte del prototipo estarían sometidos a cortante directo.

Para definir el tamaño de los pasadores de espiga, se considera el espacio que se tiene disponible en el prototipo, y así predeterminar un número de pasadores.

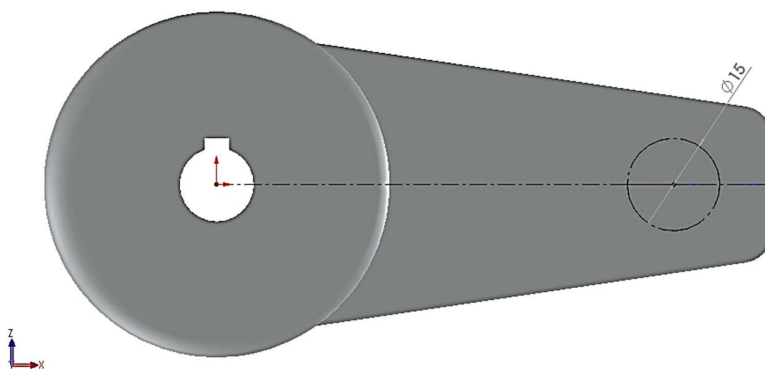


Figura 3.7 Espacio disponible en la pieza de unión entre el codo y el antebrazo

Como se muestra en la figura 3.7, el espacio con el que se cuenta es de 15 mm de diámetro, por lo que, se considera que un número de tres pasadores con un diámetro de 4 mm sería lo más adecuado, con el fin de que las perforaciones de los orificios ocupen una menor área. De esta manera no se afecta a la resistencia del material de las juntas, porque el material seleccionado para la fabricación del antebrazo es un termoplástico.

$$D_{Pasador} = 4 \text{ mm}$$

$$D_{Total} = 15 \text{ mm}$$

El material de los pasadores de espiga es acero de bajo carbono SAE 1020, cuyas propiedades mecánicas se muestran en la tabla 3.6. Este acero es fabricado para uso en elementos de maquinaria y trabajos convencionales de baja exigencia (Aceros Bravo, 2017).

*Tabla 3.6 Propiedades Mecánicas del Acero SAE 1020*

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
Límite de fluencia	27 $kgf/mm^2$
Resistencia a la tracción	40 – 45 $kgf/mm^2$
Elongación	20 %
Reducción de área	50 %
Maquinabilidad	72 %

Para determinar las cargas en cortante de los pasadores de espiga, se realiza un diagrama de fuerzas, el cual se muestra en la figura 3.8. Las cargas excéntricas  $P_b$  y  $P_d$ , generan una fuerza  $P$ , que actúa a través del centroide de las espigas, y un momento  $M_c$  con respecto al centroide. Por lo tanto, se generan dos reacciones en cada pasador  $F_P$  y  $F_M$ . Esta última, se debe al momento  $M_c$  que actúa perpendicularmente al radio existente entre el centroide y cada pasador (Norton, 2011).

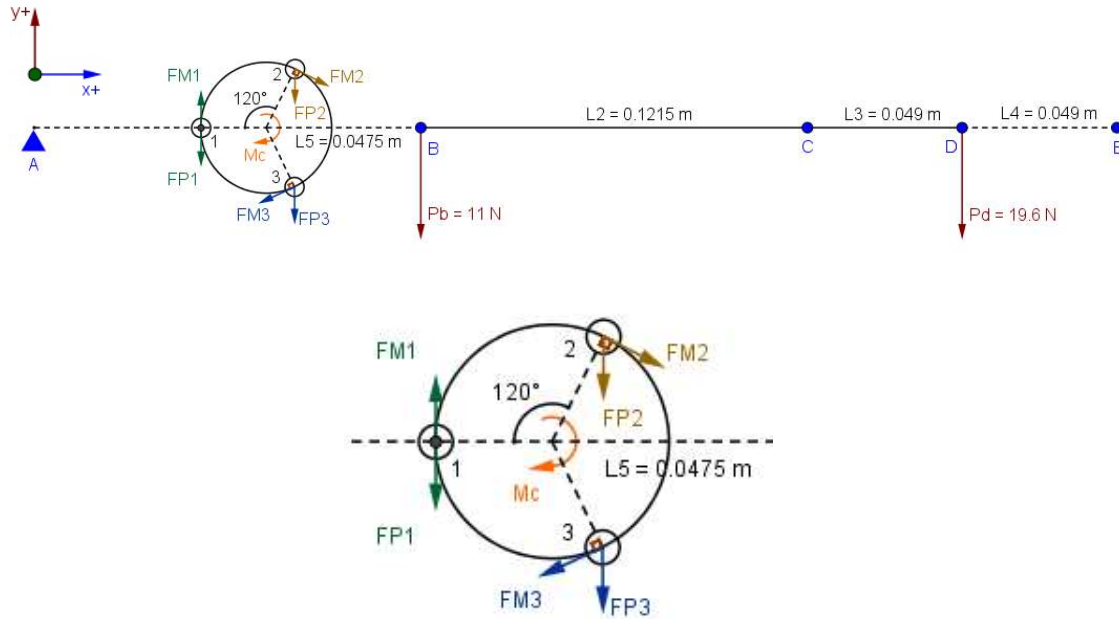


Figura 3.8 Fuerzas en los pasadores de espiga

El cálculo del momento con respecto al centroide se determina con uso de la ecuación 3.1 y las ecuaciones de equilibrio de un cuerpo rígido.

$$\sum M_F = 0$$

$$Mc + (-Pb * L5) + (-Pd * (L5 + L2 + L3)) = 0$$

$$Mc = 4,795 \text{ N m}$$

Para determinar la magnitud de la fuerza FM en cada pasador, se utiliza la ecuación 1.2. Entonces la fuerza producida por el momento Mc es:

$$F_{M1,2,3} = \frac{Mc}{3 \cdot \frac{D_{Total}}{2}}$$

$$F_{M1,2,3} = 213,11 \text{ N}$$

La cantidad de fuerza directa FP, experimentada en cada pasador, se determina usando la ecuación 1.1:

$$F_P = \frac{-Pb - Pd}{n}$$

$$F_P = -10,2 \text{ N}$$



Con base en diagrama de fuerzas de la figura 3.9, se observa que los pasadores 2 y 3, son los que están más fuertemente cargados, las fuerzas resultantes en estos pasadores tienen distinta dirección, pero son de igual magnitud, por lo que los cálculos se realizan con respecto al pasador 2.

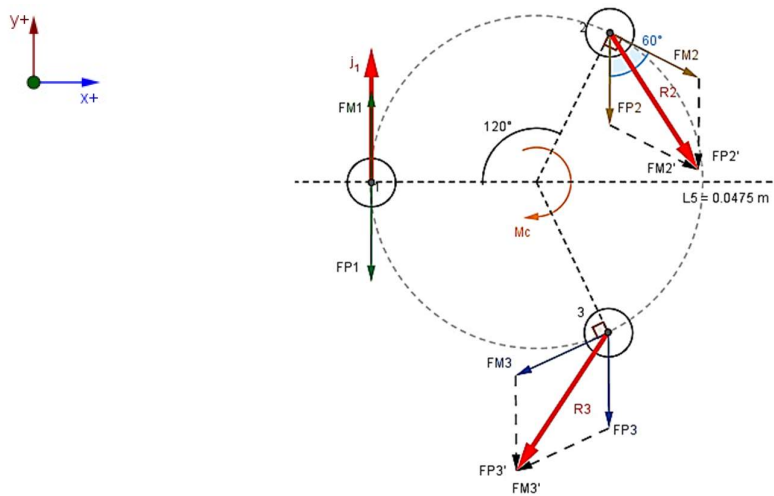


Figura 3.9 Diagrama de fuerzas resultantes de los pasadores espiga

Para hallar la fuerza resultante  $R_2$ , se hace la suma de los vectores  $FP_2$  y  $FM_2$ , mediante el método del paralelogramo, como se ve en la figura 3.9.

$$R_2 = \sqrt{FM^2 + FP^2 + (2 \cdot FM \cdot FP \cdot \cos 60)}$$

Por lo tanto:

$$R_2 = 207,697 \text{ N}$$

Con la ecuación 3.11 (Norton, 2011), se calcula esfuerzo cortante directo en el pasador 2.

Ecuación 3.11

$$\tau_s = \frac{F}{A_s}$$

Donde:

$\tau_s$ : Esfuerzo cortante

$F$ : Fuerza aplicada

$A_s$ : Área de cortante

Entonces:

$$\tau = \frac{R_2}{A_{\text{Pasador}}}$$

$$\tau = \frac{R2 \cdot 4}{\pi \cdot (D_{Pasador})^2}$$

$$\tau = 16,528 \frac{N}{mm^2}$$

La resistencia a la fluencia por cortante del material se determina con la ecuación 3.12 (Norton, 2011).

*Ecuación 3.12*

$$S_{ys} = S_y \cdot 0,577$$

Donde:

$S_{ys}$ : Resistencia mínima de fluencia por cortante

$S_y$ : Límite de fluencia

Entonces:

$$S_{ys} = 264,6 \text{ Mpa} \cdot 0,577$$

$$S_{ys} = 152,674 \text{ Mpa}$$

Con los valores calculados anteriormente se puede determinar el factor de seguridad contra falla cortante estática.

$$N_s = \frac{S_{ys}}{\tau}$$

$$N_s = 9,237$$

En conclusión, el factor de seguridad en los pasadores que se encuentran sometidos a una mayor fuerza cortante directa es de 9, lo que indica que es correcto usar 3 pasadores de 4mm, ubicados en una circunferencia de 15 mm de diámetro, fabricados de acero de bajo carbono SAE 1020.

### 3.8. Diseño del prototipo – CAD

Una vez realizado el diseño de los actuadores y de la unión entre el antebrazo y el codo, el siguiente paso es realizar un diseño mediante computador de la estructura del prototipo con las dimensiones mencionadas en la sección 3.3 y de manera que se brinde seguridad y confort al paciente. En la figura 3.10 se muestra una vista isométrica del diseño completo del prototipo en la que se puede observar las diferentes partes por las que está compuesto. Las piezas de unión para transmitir el movimiento del codo hacia el antebrazo se ubican a los lados laterales del prototipo, es aquí en donde se ubican los pasadores de espiga diseñados en la sección 3.7. En la parte superior del codo se ubica el tornillo que sirve para acoplar el prototipo con el socket del paciente.



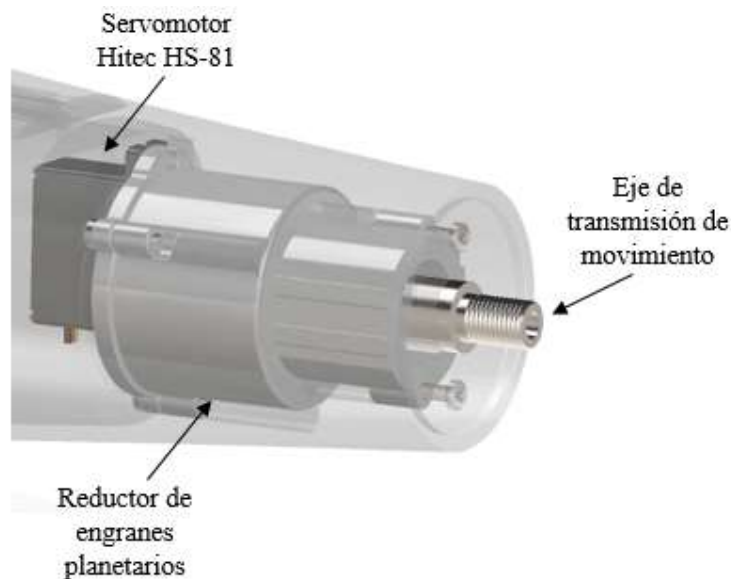
Figura 3.10 Vista isométrica del prototipo

En la figura 3.11 se muestra la ubicación del actuador de la articulación de codo encargado de realizar la flexión-extensión, el movimiento se transmite mediante la chaveta ubicada en el eje del actuador, la cual se conecta con una de las piezas de unión.



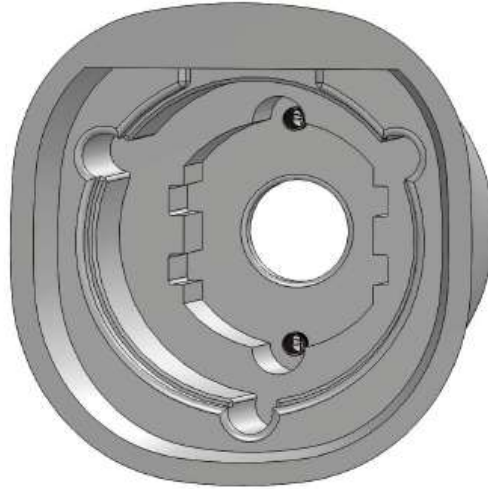
*Figura 3.11 Actuador de la articulación de codo*

El actuador encargado del movimiento prono-supinación, se ubica en un extremo del antebrazo como se muestra en la figura 3.12, el cual a través de un eje transmite el movimiento desde el rotador de muñeca hacia la mano protésica.



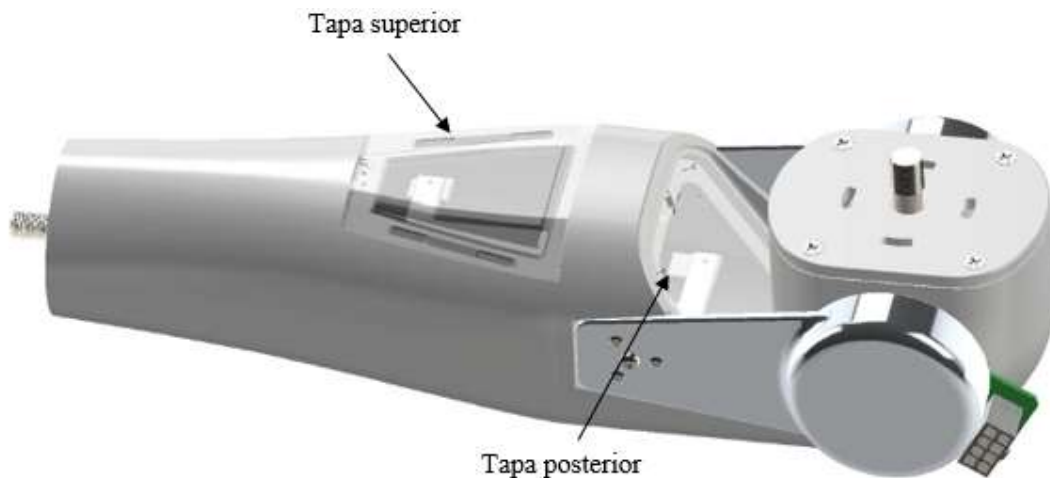
*Figura 3.12 Actuador de la muñeca*

Para permitir que se realice la transmisión de movimiento desde el actuador de muñeca hacia la mano protésica, se necesita que el actuador se encuentre fijo en el antebrazo, es por esto que se diseñó un soporte interno el cual se puede observar en la figura 3.13.



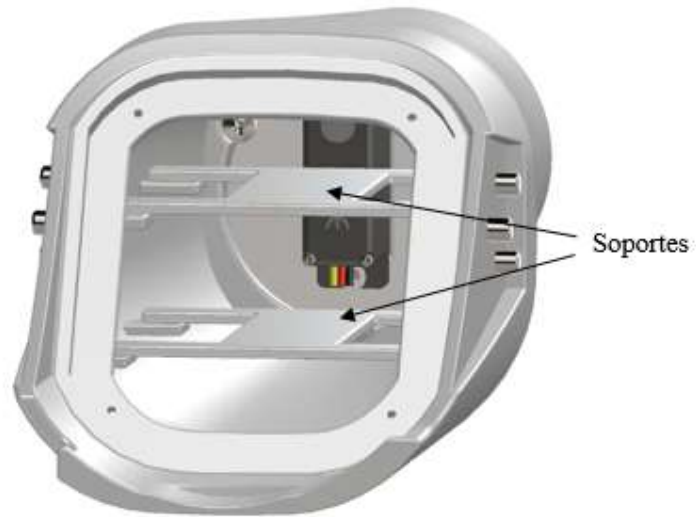
*Figura 3.13 Soporte interno para el actuador de muñeca*

Debido a que los actuadores necesitan de baterías de corriente continua y de circuitos integrados para su funcionamiento, se diseñó el antebrazo con dos tapas, superior y posterior (Ver figura 3.14), para colocar la circuitería dentro del mismo, tener un fácil acceso para el mantenimiento y manipulación de los circuitos y baterías.



*Figura 3.14 Tapas para elementos electrónicos*

Se diseñaron dos soportes internos en el antebrazo mostrados en la figura 3.15, para fijar los elementos electrónicos sobre estos y así evitar que se muevan durante el funcionamiento del prototipo, y también colocar dichos elementos de una manera más ordenada.



*Figura 3.15 Soporte para elementos electrónicos*

### 3.9. Análisis de Elementos Finitos

Para el análisis de elementos finitos, el primer paso es asignar el material para cada una de las piezas que conforman la estructura del prototipo de prótesis.

#### 3.9.1. Asignación de materiales

Se decidió que el método de construcción sería mediante impresión 3D, ya que la estructura del prototipo tiene geometrías que son complejas de construir utilizando otro método. Por lo que el material seleccionado para la construcción de la estructura es el termoplástico ASB-M30. En el Anexo 2, se encuentra el proceso de selección del material.

El prototipo también tiene piezas que se necesitan construir de un material más resistente, dependiendo de la función que desempeñan. Las piezas de unión entre el antebrazo y el codo son las que necesitan de un material más resistente, debido a que en su geometría presentan puntos críticos de análisis, los cuales son: los orificios de los pasadores de espiga y la ranura para la chaveta del reductor. Por las razones mencionadas, se decide que las piezas de unión, se construyan con aluminio 7075-T6. En el Anexo 3 está el proceso de selección del material para las piezas de unión

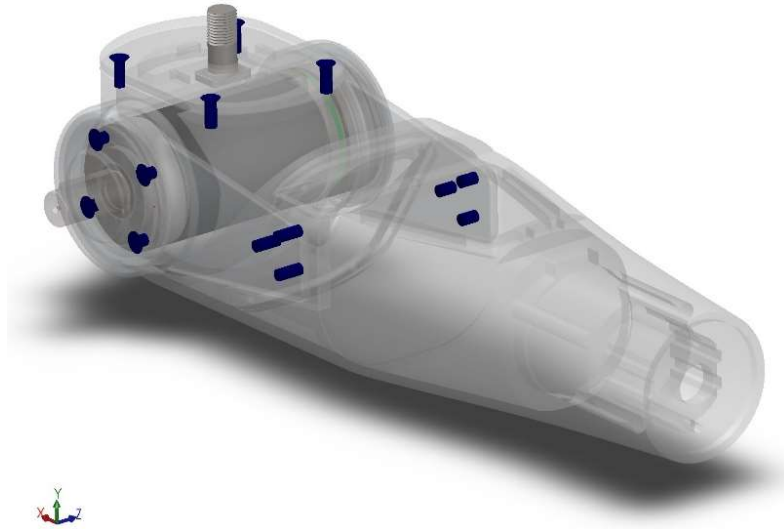
A manera de resumen, en la tabla 3.7 se muestran las piezas que conforman el prototipo y su respectivo material.

*Tabla 3.7 Materiales Asignados*

<b>Nombre de la Pieza</b>	<b>Material Asignado</b>
Estructura de Codo	ABS M30
Estructura de Antebrazo	ABS M30
Piezas de Unión	Aluminio 7075-T6
Pasadores Espiga	Acero SAE 1020
Tornillos	Acero SAE 1020
Chaveta	Acero Recocido

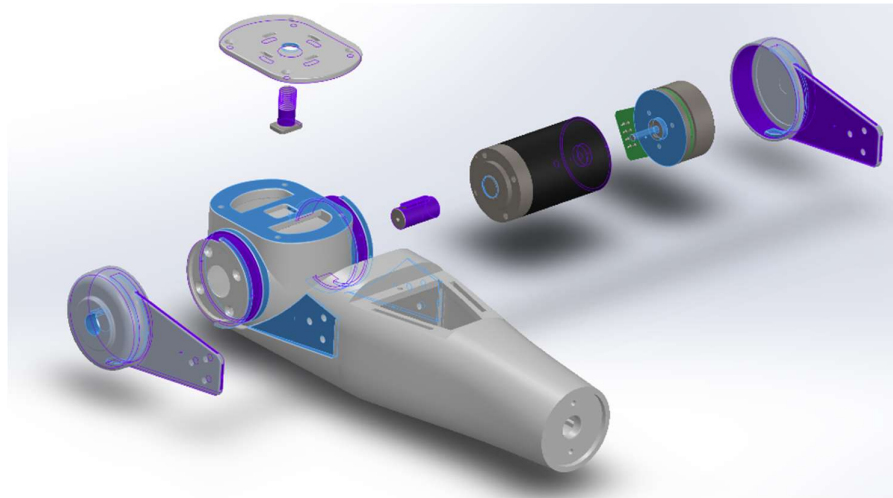
#### 3.9.2. Conexiones y contactos

Debido a que se realiza el análisis de elementos finitos del prototipo ensamblado, es importante definir los conectores, como los tornillos y los pasadores de espiga (Ver figura 3.16).



*Figura 3.16 Conectores para simulación*

Para ejecutar un correcto análisis, también es importante definir los contactos locales entre componentes (Ver figura 3.17), para indicar al programa que no se trata de una sola estructura, si no de un ensamblaje. Los contactos que usaron para la simulación son del tipo sin penetración, ya que los sólidos no se intersecan entre sí, aunque la deformación durante la simulación sea suficiente para causar auto intersección (SolidWorks, 2017).



*Figura 3.17 Contactos entre componentes*

### **3.9.3. Sujeciones y Cargas externas.**

Se sitúa una sujeción de unión rígida en el tornillo de la parte superior de la estructura de codo (representada con color verde en la figura 3.18), ya que si se decidiera implementar el prototipo a una persona con amputación transhumeral, el tornillo permitiría sujetar el



prototipo al socket de brazo. El diseño de esta sujeción, mediante tornillo, se basó en una prótesis mecánica de codo comercial.

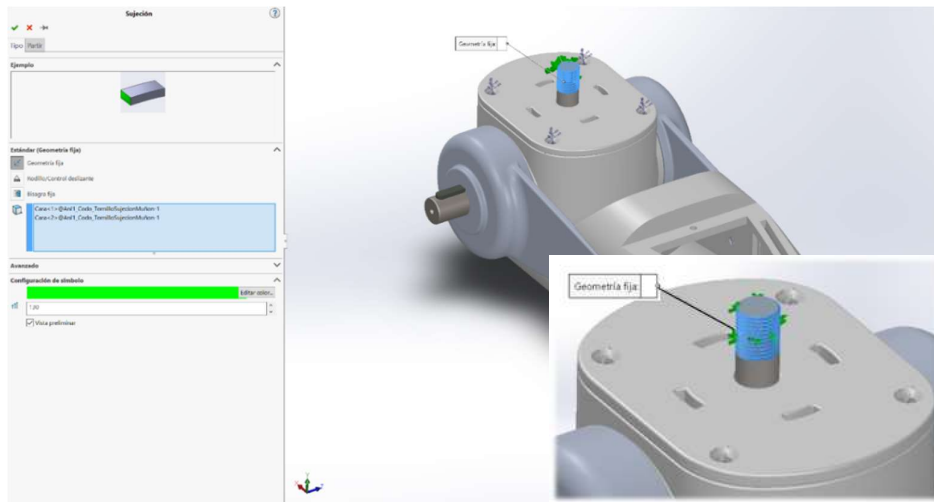


Figura 3.18 Sujeción de geometría fija

En el extremo del antebrazo se ubican las fuerzas que representan al peso máximo que podrá levantar el prototipo y al peso máximo que debe tener el antebrazo de acuerdo al porcentaje de masa corporal.

La fuerza  $F_1=30,6$  N es la sumatoria de las fuerzas generadas por la masa de 2 kg ubicada en la palma de la mano, y la masa máxima del antebrazo que es de 1,12 kg. Dichas fuerzas también generan un momento, que es de 2,3 N·m, este a su vez, genera las fuerzas  $F_2 = F_3 = 78$  N. En la figura 3.19, se puede observar la ubicación de  $F_1$ ,  $F_2$  y  $F_3$ .

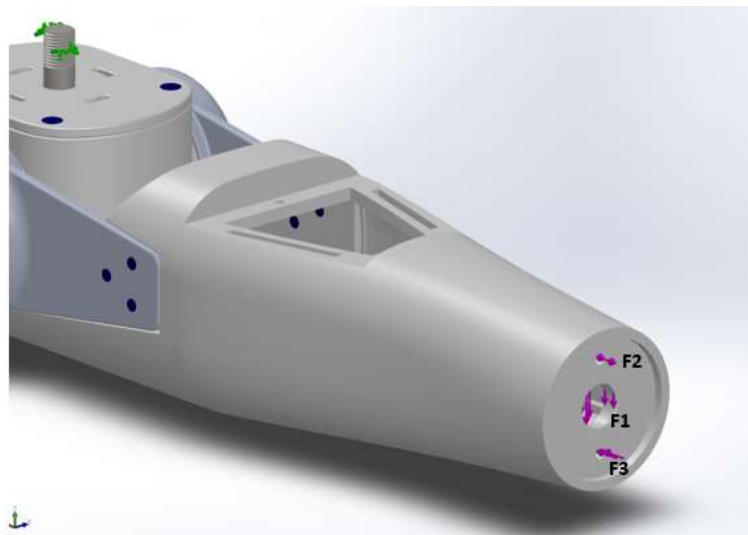


Figura 3.19 Fuerzas externas que actúan sobre el prototipo

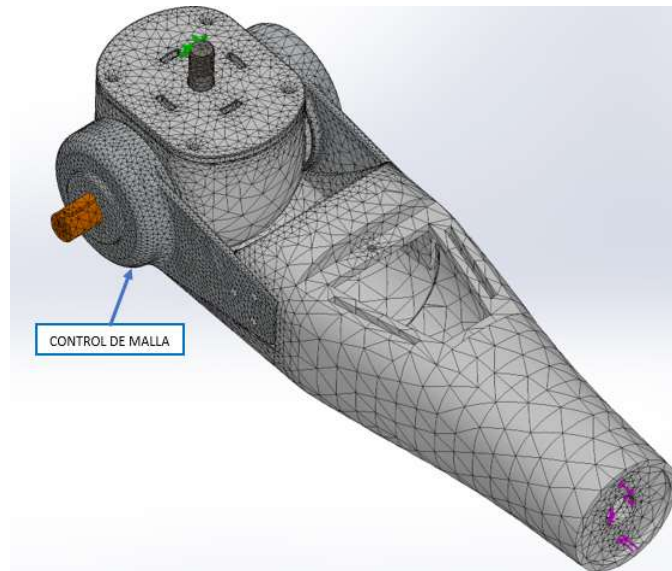
### 3.9.4. Mallado

El mallado es un paso esencial en el análisis de elementos finitos, ya que la precisión de la solución depende de la calidad de la malla que se use. Cuanto más fina es la malla, mayor es la precisión (SolidWorks, 2017).

El tipo de mallado que se utiliza para el modelo geométrico del prototipo es el basado en curvatura, porque algunas piezas tienen geometrías complejas, por lo que un mallado estándar no es suficiente.

También es necesario aplicar un control de malla en la pieza de unión ubicada en el eje del reductor, ya que como se mencionó anteriormente, en esta pieza se ubican los dos puntos críticos de análisis, es decir, los orificios de los pasadores y la ranura para la chaveta. Con el control de malla lo que se logra es dividir en partes más pequeñas y de esta manera, obtener una mayor precisión.

En la figura 3.20, se observa que la malla de la pieza de unión es mucho más fina que la malla de las demás piezas.



*Figura 3.20 Mallado del prototipo*

Una vez creada la malla correcta, aplicadas las fuerzas externas y asignado los materiales a cada una de las piezas, se procede a realizar la simulación, con el fin determinar el máximo esfuerzo generado, los desplazamientos máximos y el factor de seguridad.

### 3.9.5. Análisis de convergencia

Con el fin de obtener los resultados más confiables se realizan diferentes simulaciones, aplicando diferentes tamaños de malla, de esta manera ir variando el número de elementos para obtener diferentes datos de esfuerzo máximo en cada iteración y luego realizar el análisis de convergencia. De acuerdo a la tabla 3.8, se puede concluir que para un número de elementos entre 143.256 y 149.544, se obtiene los resultados más confiables, ya que la variación del esfuerzo tiene un error porcentual menor al 5%.

Tabla 3.8 Datos de esfuerzo máximo

NÚMERO DE ELEMENTOS	ESFUERZO MÁXIMO MPa	ERROR PORCENTUAL %
129555	116	
131824	124	7.22
133759	138	11.24
136098	141	1.69
140338	154	9.22
143256	147	4.16
149544	149	1.12
154684	144	3.12
159222	147	1.77
165538	145	1.48

### 3.9.6. Esfuerzo Máximo

El esfuerzo máximo generado es de 148,924 MPa, este ocurre en la pieza de unión entre el antebrazo y el codo, como se observa en la figura 3.21. Como se esperaba, el esfuerzo máximo se genera en uno de los puntos críticos, específicamente, en la ranura de chaveta, ver figura 3.22.

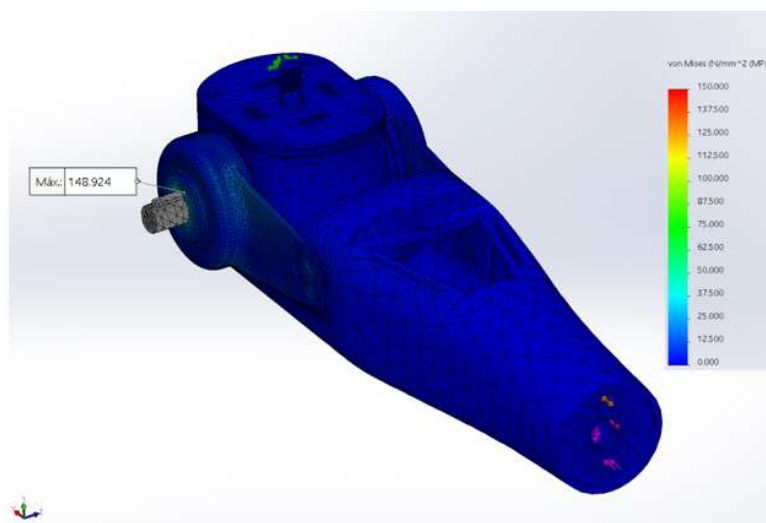
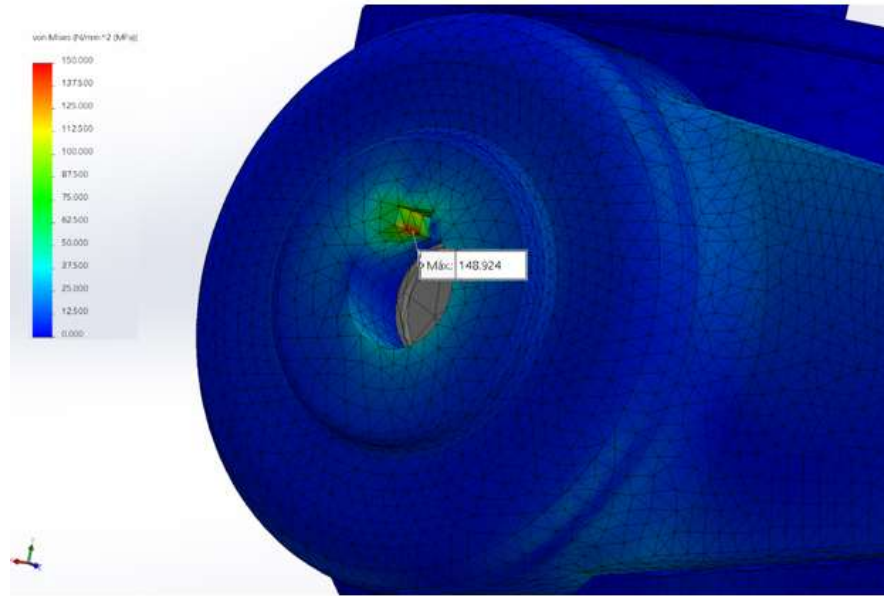


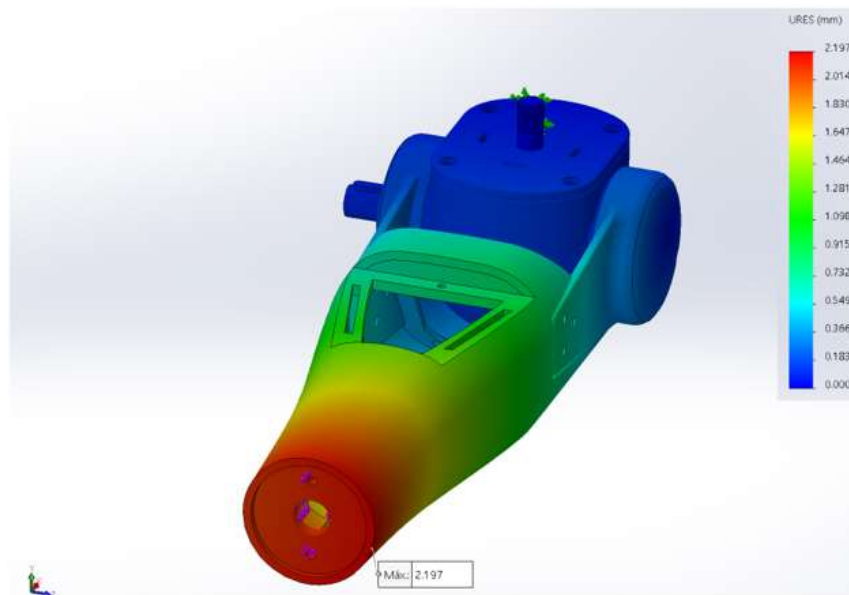
Figura 3.21 Esfuerzo máximo - Vista general



*Figura 3.22 Esfuerzo Máximo - Ranura de Chaveta*

### 3.9.7. Desplazamientos

El desplazamiento máximo es de 2,197 mm, lo que significa que en la estructura del prototipo existen desplazamientos pequeños, garantizando un buen funcionamiento del prototipo, en la figura 3.23 se muestra los resultados de desplazamiento del análisis.



*Figura 3.23 Desplazamiento Máximo*

### 3.9.8. Factor de seguridad

En los resultados del análisis, se dio un factor de seguridad mínimo de 3,391, ver figura 3.24, lo cual asegura que el esfuerzo máximo no supera al límite elástico del material, entonces se puede decir que el prototipo es capaz de soportar las cargas aplicadas sin que ocurra una falla estructural.

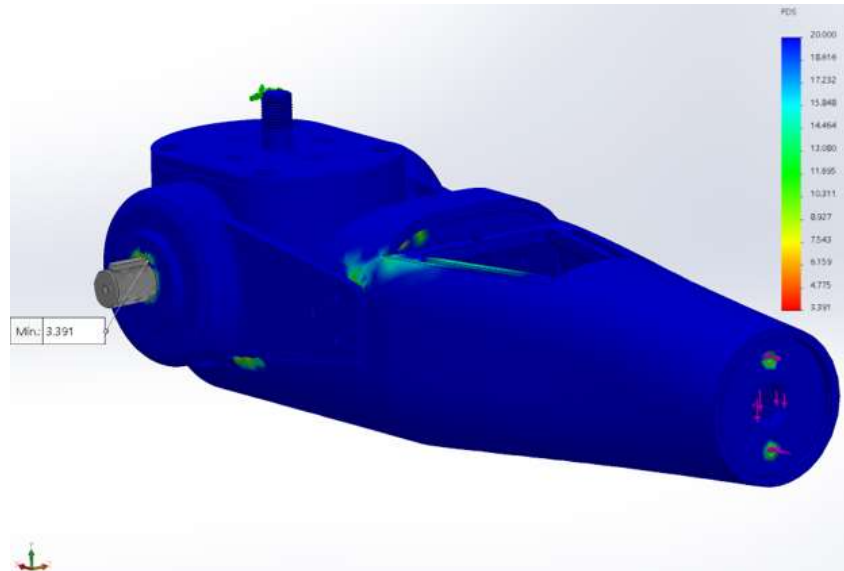


Figura 3.24 Factor de seguridad mínimo

En la figura 3.25, se muestra que el factor de seguridad mínimo se ubica en la ranura de chaveta, donde se ubica también el esfuerzo máximo.

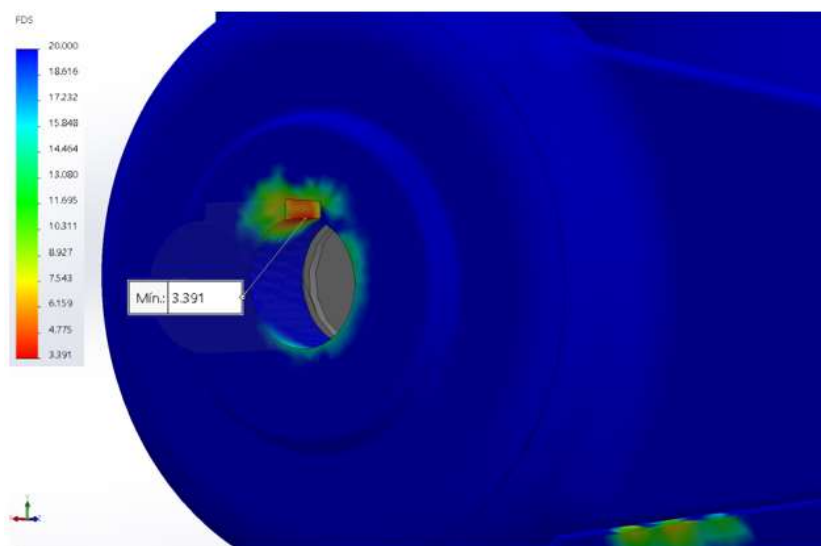
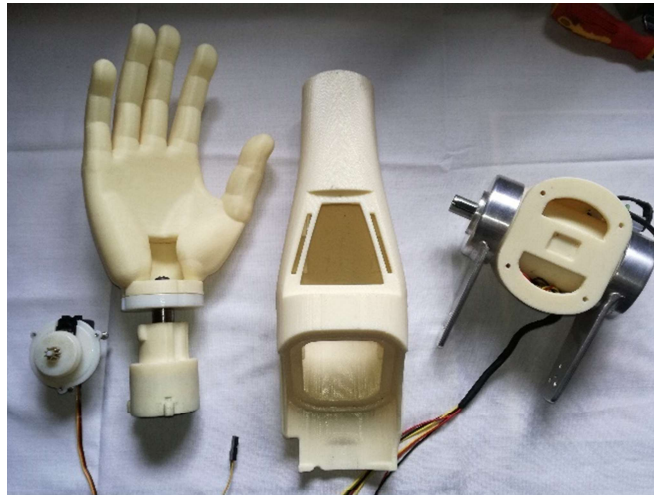


Figura 3.25 Factor de seguridad en la ranura de chaveta

### 3.10. Pruebas de funcionamiento y validación

Una vez realizado el análisis de elementos finitos, se procede a construir las piezas que componen el prototipo, para luego ensamblarlos conjuntamente con los actuadores adquiridos. En la figura 3.26 se puede observar las diferentes partes del prototipo, y en la figura 3.27 se puede observar el prototipo ya ensamblado, y montado sobre una base de madera, la cual sirve como soporte para realizar las pruebas de funcionamiento y a la vez simula el socket de la persona con amputación.



*Figura 3.26 Partes del prototipo*

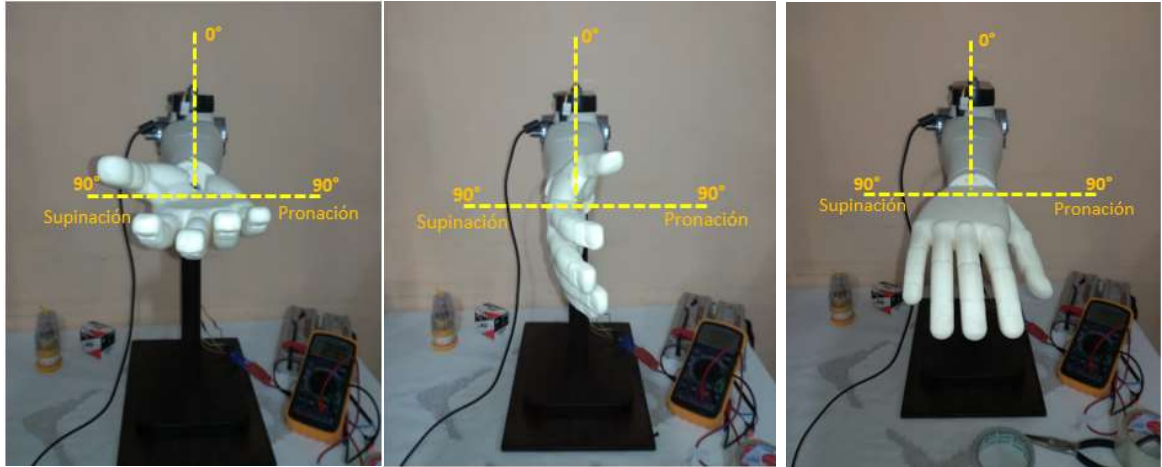


*Figura 3.27 Prototipo ensamblado*

Primero se realizó las pruebas de funcionamiento sin carga, con el fin de comprobar que el prototipo pueda moverse dentro de los ángulos funcionales del miembro superior. Para

accionar los actuadores del prototipo, se utilizó un programa básico realizado en Arduino, conjuntamente con los circuitos de potencia correspondientes a cada actuador.

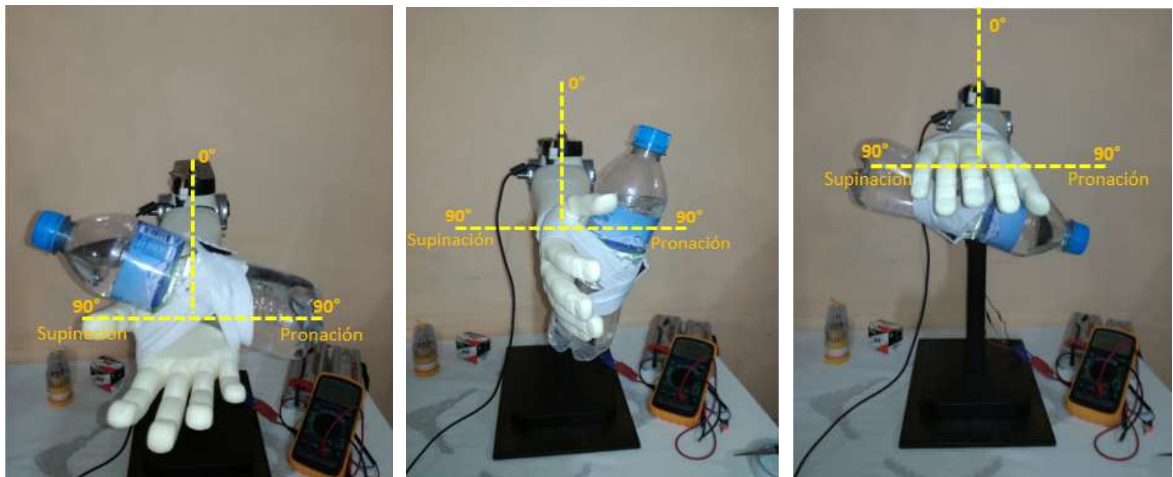
Movimiento prono-supinación sin carga:



*Figura 3.28 Supinación - 90°, posición normal - 0°, pronación - 90°*

Se realizó las pruebas de funcionamiento con un peso de 450 gramos, ubicados en la palma de mano, con el fin de comprobar que el rotador de muñeca tiene el torque y velocidad, para el que fue diseñado.

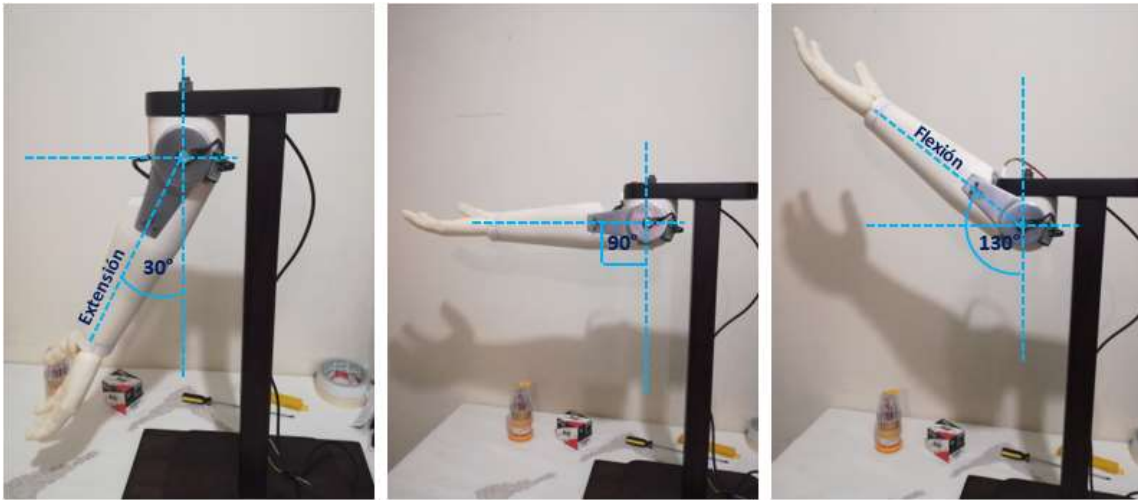
Movimiento prono-supinación con carga:



*Figura 3.29 Supinación - 90°, posición normal - 0°, pronación - 90°*

Para comprobar el funcionamiento de la articulación de codo, al igual que para el rotador de muñeca, primero se hizo las pruebas sin peso, para verificar que el prototipo pueda moverse 130 grados en flexión y 30 grados en extensión.

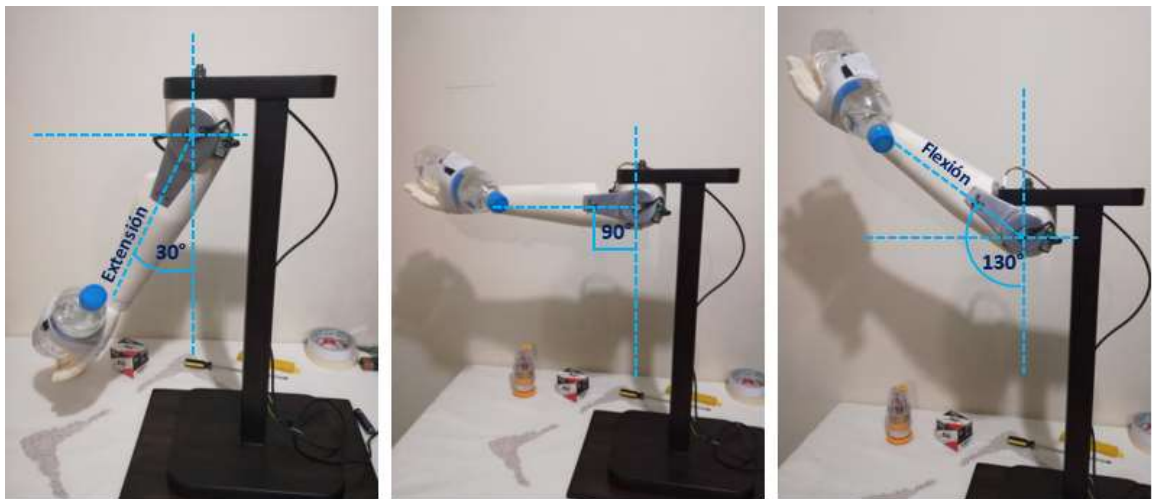
Movimiento flexión-extensión sin carga:



*Figura 3.30 Extensión total – 30°, Posición – 90°, Flexión total – 130°*

Debido a que un tren de engranes planetarios tiene la característica de baja reversibilidad, pero no se auto-bloquea por completo, se determinó que el torque máximo continuo para el movimiento de flexión-extensión es de 7,8 N·m, es decir, que el prototipo puede levantar una masa máxima de 2 kg, pero no es capaz de retenerlo en una posición fija si se desenergiza al actuador. Durante las pruebas de funcionamiento, se pudo determinar que la masa máxima que el prototipo puede retener en una posición fija es de 450 gramos, es decir, que el torque máximo de retención de la articulación de codo es de 2,6 N·m.

Movimiento flexión-extensión con carga máxima de 450 gramos:



*Figura 3.31 Extensión total con carga –30°, Posición con carga –90°, Flexión total con carga –130°*



En lo que respecta a la estructura del prototipo, durante las pruebas de funcionamiento, se comprobó que esta puede soportar el peso para el que fue diseñado, y al igual que en el análisis de elementos finitos, la estructura tiene desplazamientos pequeños con la carga máxima de 2 kg, de esta manera se puede garantizar confiabilidad y comodidad, si el prototipo se implementaría a una persona con amputación.

En la sección 3.11, se presenta una propuesta de solución al problema que se tuvo con los engranes planetarios en la articulación de codo.

### 3.11. Propuesta de mejora

La propiedad anti-reversibilidad de un mecanismo se considera importante en el diseño de una prótesis para amputación transhumeral, ya que algunas actividades de la vida diaria exigen que la flexión-extensión tenga un funcionamiento de movimiento y retención. También es importante dicha propiedad para que no exista un consumo excesivo de energía eléctrica, porque cuando un actuador no está acoplado a un mecanismo con anti-reversibilidad, exige una mayor corriente eléctrica para intentar retener el peso a levantar. De modo contrario sucede si el mecanismo se bloquea de manera automática sin la necesidad de que el actuador esté encendido.

Puesto que el diseño del prototipo realizado en este trabajo no posee dicha característica, se hace la propuesta de un nuevo diseño de mecanismo, mostrado en la figura 3.32.

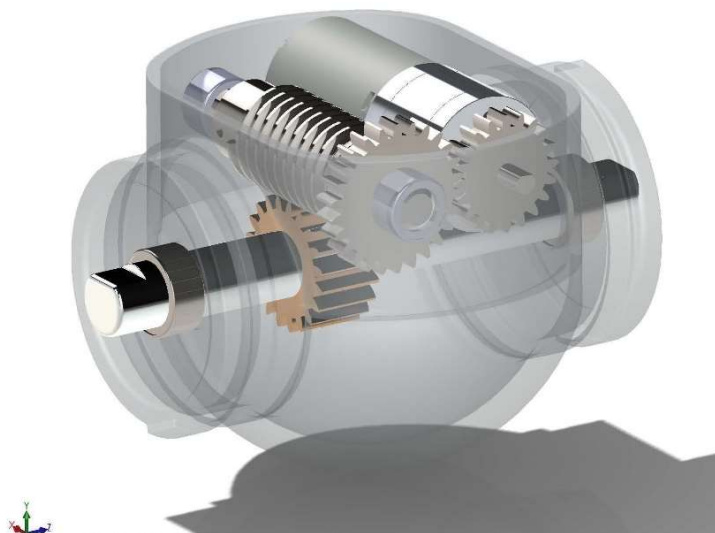


Figura 3.32 Diseño de la propuesta

De los mecanismos existentes que poseen la propiedad de auto bloqueo, el que mejor se adapta a la aplicación es el tornillo sin fin, ya que este, también puede ocupar espacios reducidos y si se realiza un buen diseño, puede alcanzar altas relaciones de reducción.

El mecanismo de solución propuesto consta de dos etapas, la primera es un par de engranes que se encargan de hacer la primera reducción de velocidad y aumento de torque del actuador, esta primera etapa tiene como función principal hacer que el movimiento del eje del actuador se transmita a otro que se encuentra en posición paralela, en donde se ubica el tornillo sin fin, como se observa en la figura 3.32. De esta manera, se permite ubicar al actuador en forma horizontal para que ocupe un menor espacio y permitir que la longitud medida desde el codo hacia el brazo sea la menor posible, para que de igual manera, el prototipo pueda ser implementado en el mayor número de casos de amputación transhumeral.

La segunda etapa, es la correspondiente al mecanismo de tornillo sin fin, es la segunda reducción de velocidad y aumento de torque. Esta es la más importante, ya que tiene que diseñarse de manera que se cumplan con los objetivos de diseño, los cuales establecen que la articulación de codo debe tener un torque de 7 N·m y una velocidad de 30 rpm.

El paso inicial para el diseño de la propuesta es establecer el diámetro y longitud máxima de los elementos que constituyen el mecanismo, con el fin de que sus medidas se ajusten al tamaño de la estructura que ya fue diseñada. En la tabla 3.9 se muestran las dimensiones máximas que deben tener los elementos.

*Tabla 3.9 Dimensiones del mecanismo de propuesta*

<b>Elemento</b>	<b>Diámetro máximo (mm)</b>	<b>Longitud máxima (mm)</b>
Tornillo sin fin	15	65
Engrane del tornillo sin fin	20	10
Engrane impulsor	12	7
Engrane impulsado	24	7
Motor	25	55

El siguiente paso es realizar los cálculos respectivos del mecanismo de tornillo sin fin y engrane, para lo cual es necesario suponer algunos datos, como el número de inicios del

tornillo sin fin y el número de dientes del engrane, por lo que, se decidió consultar dichos datos en catálogos de fabricantes.

Los datos necesarios para el cálculo se tomaron del catálogo de la empresa HPC Gears (Ver Anexo 8 y 9), los cuales se muestran a continuación.

- Diámetro del tornillo sin fin: 15 mm
- Diámetro del engrane: 20 mm
- Número de inicios: 4
- Número de dientes del engrane: 20
- Ángulo de presión: 20°
- Ángulo de avance: 14.9°

Primero se determina la razón de engrane con la ecuación 3.13 (Norton, 2011).

*Ecuación 3.13*

$$mG = \frac{N_g}{N_w}$$

Donde:

$N_g$  : es el número de dientes del engrane

$N_w$  : es el número de inicios del tornillo sin fin

Entonces se tiene que  $mG$  es igual a 5.

Luego mediante la ecuación 3.14, se determina la velocidad del tornillo sin fin, con una velocidad de engrane de  $\omega_G = 30 \text{ rpm}$ , de acuerdo a lo establecido en los objetivos de diseño.

*Ecuación 3.14*

$$\omega_w = mG \cdot \omega_G$$

$$\omega_w = \mathbf{150 \text{ rpm}}$$

Dando como resultado una velocidad angular del tornillo sin fin de 150 rpm.

Por último, se determina el torque necesario del tornillo sin fin, para obtener un torque de salida en el engrane de 7 N·m.

Con el uso de la ecuación 3.15 (Norton, 2011), se determina la fuerza axial generada en el tornillo sin fin y la fuerza tangencial generada en el engrane. Dichas fuerzas son de igual magnitud.

*Ecuación 3.15*

$$W_{aw} = W_{tg} = \frac{2 Tg}{dg}$$

Donde:

$W_{aw}$  : Fuerza axial del tornillo sin fin

$W_{tg}$  : Fuerza tangencial del engrane

Entonces se tiene que:

$$W_{aw} = W_{tg} = 700 N$$

Para determinar la magnitud de la fuerza tangencial del tornillo sin fin y la fuerza axial del engrane, se utiliza la ecuación 3.16 del libro de (Budynas y Nisbett, 2008).

*Ecuación 3.16*

$$W_{tw} = W_{tg} \cdot \tan(\lambda)$$

Donde:

$\lambda$  : es el ángulo de avance

$W_{tw}$  : Fuerza tangencial del tornillo sin fin

Entonces:

$$W_{tw} = 186,255 N$$

Y para determinar el torque requerido en el tornillo sin fin, se utiliza la ecuación 3.17 (Norton, 2011, pág. 632).

*Ecuación 3.17*

$$W_{tw} = W_{ag} = \frac{2 T_w}{d_w}$$

Donde:

$W_{ag}$  : Fuerza axial del engrane

$T_w$  : Torque del tornillo sin fin

$d_w$  : Diámetro del tornillo sin fin

Como resultado se tiene que:

$$T_w = 1,4 N \cdot m$$

Una vez calculados el torque y la velocidad que requiere la segunda etapa, conformada por el tornillo sin fin y el engrane, se procede a realizar los cálculos de la primera etapa.

Debido al espacio limitado con el que se cuenta, se determina que la relación de reducción máxima que se puede alcanzar con el par de engranes es de 2:1. Por ello, se consideró que primero debe elegirse un actuador que se aproxime al torque y velocidad requeridos en el tornillo sin fin, para de esta manera, no superar la relación máxima que se puede alcanzar con el par de engranes.

En la tabla 3.10 se muestran diferentes actuadores existentes en el mercado local, cuyas dimensiones no superan a las establecidas en la tabla 3.9, y sus características se aproximan a los valores de torque y velocidad que requiere el tornillo sin fin.

*Tabla 3.10 Características de actuadores para el tornillo sin fin*

<b>Actuador</b>	<b>Torque N·m</b>	<b>Velocidad rpm</b>	<b>Longitud mm</b>	<b>Diámetro mm</b>
Motorreductor HP-6v Pololu 1574	0,812	200	48	25
Motorreductor HP-6v Pololu 1573	0,635	280	48	25
Motorreductor HP-12 Pololu 3217	1,165	210	54	25

El actuador que se seleccionó es el Motorreductor HP-12-Pololu 3217, pese a que este tiene una longitud mayor en comparación a los otros dos, su magnitud de torque es el que más se aproxima al requerido en el tornillo sin fin, de igual manera su velocidad también es aproximada a la requerida.

Una vez seleccionado el actuador, se realizan los cálculos respectivos para el par de engranes, con el fin de obtener un torque de 1,5 N·m y una velocidad de 150 rpm, que se requiere en el tornillo sin fin.

Con la ecuación 3.18 (Norton, 2009), se determina la relación de torque del par de engranes.

*Ecuación 3.18*

$$mT = \pm \frac{\omega_{ent}}{\omega_{sal}} = \pm \frac{N_{sal}}{N_{ent}} = \pm \frac{d_{sal}}{d_{ent}}$$

Donde:

$\omega$  : velocidad angular

$N$  : número de dientes

$d$  : diámetro de paso del engrane

Entonces, se tiene que:

$$mT = \frac{210 \text{ rpm}}{150 \text{ rpm}}$$

$$mT = 1,4$$

Es decir que, para alcanzar la velocidad de 150 rpm, se necesita una relación de reducción de 1,4:1.

Por lo tanto, el torque de salida de la primera etapa es igual a 1,6 N·m, que se aproxima al requerido por el tornillo sin fin, que es igual a 1,4 N·m.

En lo que respecta al tamaño de los engranes, es necesario considerar la distancia que existe entre el eje del motor y el eje del tornillo sin fin, para transmitir el movimiento de un elemento a otro, dicha distancia se determinó que es de 24 mm, para lo cual el diámetro del engrane impulsor deberá ser de 20 mm, y del engrane impulsado de 24 mm.

### 3.12. Análisis de costos del proyecto

Para llevar a cabo el proyecto fueron necesarios los recursos económicos que se presentan en las siguientes secciones.

#### 3.12.1. Costos directos

En la tabla 3.11, se muestran los gastos directos que intervinieron en la realización del prototipo de prótesis de codo.

*Tabla 3.11 Costos Directos*

<b>Detalles</b>	<b>Costo USD</b>
Motor EC-flat	300
Reductor de engranes planetarios GP42B	300
HS-81 Standard Micro Servo	20
Reductor de engranes planetarios (Taladro)	30
Impresión 3D de la estructura de codo y antebrazo	500
Piezas de Unión	50
Mano de Obra	400
<b>Total</b>	<b>2000</b>

#### 3.12.2. Costos indirectos

En la tabla 3.12 se muestran los costos que intervinieron de manera indirecta en la realización de la prótesis de codo.

*Tabla 3.12 Costos Indirectos*

<b>Detalles</b>	<b>Costo USD</b>
Lijas, limas	5
Tornillos	5
Cables	2
Internet	25
Lubricantes	10
Base de madera	15
<b>Total</b>	<b>62</b>

### 3.12.3. Costo total

Es la suma de los costos directos e indirectos, los cuales se presentan en la tabla 3.13.

*Tabla 3.13 Costo Total*

<b>Costos</b>	<b>Valor</b>
Costos directos	2000
Costos indirectos	62
<b>Total</b>	<b>2062</b>



## Capítulo 4

### 4. Conclusiones y recomendaciones

#### 4.1. Conclusiones

- El prototipo de prótesis construido supera las deficiencias del prototipo anterior, en cuanto a dimensiones y funcionamiento. En lo que respecta al tamaño, el prototipo cumple con las medidas antropométricas para una persona de estatura promedio. Los perímetros del prototipo se asemejan a los perímetros corporales de una persona de 70 kg. De igual manera, el peso total del prototipo es menor al porcentaje de masa corporal que representa el peso del antebrazo y la mano. En cuanto al funcionamiento, los actuadores para pronosupinación y flexión-extensión brindan un movimiento con una velocidad continua, y de bajo ruido, que da comodidad y confiabilidad al usuario.
- Para los movimientos de flexión-extensión y pronosupinación, se usó en tren de engranes planetarios, el cual tiene la característica principal de alcanzar altas relaciones de transmisión en espacios reducidos, lo que permite que el prototipo tenga perímetros similares a los del cuerpo humano.
- El diseño mecánico del prototipo podrá ser implementado en el mayor número de casos de amputación transhumeral. La longitud medida desde la parte inferior del codo hasta el brazo del prototipo es de 7 cm, por lo que puede adaptarse para amputaciones cortas medias o largas.
- La articulación de codo del prototipo tiene un torque máximo continuo de 7,8 N·m, lo cual es suficiente para levantar una masa de 2 kg, ubicados en la palma de la mano. El torque máximo de retención es de 2,6 N·m, suficiente para mantener una masa de 450 gramos, sin accionamiento del actuador. La velocidad máxima del movimiento es de 30 rpm, por lo que se puede decir, que el prototipo permitirá al usuario realizar la mayor cantidad de actividades de la vida diaria.
- El rotador de muñeca del prototipo tiene un torque máximo continuo de 1,4 N·m, lo que permite realizar el movimiento pronosupinación con una masa máxima de

500 gramos ubicados en la palma de la mano; por otro lado, la masa máxima que se logra retener es de 450 gramos. El rotador de muñeca tiene una velocidad constante de 19,86 rpm. El torque y la velocidad que proporciona el rotador de muñeca del prototipo, son los suficientes para que el usuario pueda ejecutar el mayor número de actividades de la vida diaria.

- Los materiales utilizados para la construcción de la estructura del prototipo son los adecuados, ya que en la simulación el factor de seguridad mínimo que se obtiene es de 3,4, y el desplazamiento máximo es de 3,5 mm, por lo que se puede garantizar que el prototipo podrá soportar la máxima carga de 2 kg, además de su propio peso sin que ocurra una falla estructural. De esta manera, también se brindará al usuario una mayor confiabilidad en el uso del prototipo.
- La estructura del prototipo tiene geometrías complejas que, para su construcción, principalmente se usó el prototipado por impresión 3D, mediante la tecnología FDM, con un material ABS-M30.
- Las piezas de unión entre el antebrazo y el codo se construyeron con aleación de aluminio AA 7075-T6, ya que en esta parte se ubican los principales concentradores de esfuerzos, los cuales son la ranura para la chaveta y los orificios para los pasadores de espiga.

## 4.2. Recomendaciones

- Un mecanismo de engranes planetarios tiene la característica de baja reversibilidad, pero para algunas actividades de la vida diaria, idealmente es preferible que la flexión-extensión del codo, y la prono-supinación de la muñeca, tengan un funcionamiento de movimiento y retención, por lo que un tren de engranes planetarios no cumple con este objetivo. Por la razón mencionada, es recomendable cambiar el mecanismo por otro que posea la capacidad de auto-bloqueo, como el que se describe en la sección 3.10 de este trabajo.
- Las dimensiones de la estructura de la articulación de codo pueden disminuirse al usar otro tipo de reductor de menor longitud, o utilizando otro medio de transmisión de potencia diferente a la chaveta del reductor utilizado.
- Debido a que un dispositivo protésico se encuentra dentro de las aplicaciones de la medicina, se recomienda usar lubricantes de grado medicinal, en las piezas que están en rozamiento.
- Los tornillos que se usan para el ensamblaje del prototipo podrían sustituirse por otros de diferente material, por ejemplo, el acero inoxidable, con el fin de evitar la corrosión en los materiales de unión.
- La unión entre el prototipo y el socket de la persona amputada podría cambiarse por una unión de prótesis mioeléctricas, ya que para este diseño, se tomó como referencia a la unión de una prótesis mecánica de codo.
- Con el fin de que el usuario pueda sujetar objetos con la mano, se debe cambiar el diseño de la mano usada en este trabajo, ya que esta se implementó, solamente con el fin de darle una mejor estética al prototipo final.
- El material de impresión 3D usado para el diseño del prototipo, puede ser suplantado por otro, de igual o superiores propiedades mecánicas, pero con un acabado

superficial mucho mejor, que de igual manera aporte a un mejor acabado estético del prototipo.

- Implementar topes mecánicos en los actuadores de flexión-extensión y pronosupinación, para limitar que el movimiento solamente se realice dentro de los ángulos funcionales que se utilizan en actividades de la vida diaria, ya que en este trabajo se diseñaron para que los movimientos sean limitados mediante programación.

## Bibliografía

- Akhila, K., y Reddy, A. (Octubre de 2014). Design, modelling and analysis of a 3 stage epicyclic planetary reduction gear unit of a flight vehicle. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, 3(4), 658 - 666. Obtenido de <http://www.ijmerr.com/uploadfile/2015/0409/20150409053212969.pdf>
- Bennett, D. A., Mitchell, J., Truex, D., y Goldfarb, M. (2016). Design of a Myoelectric Transhumeral Prosthesis. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 21, 1868 - 1879. doi:10.1109/TMECH.2016.2552999
- Braun, J. (2013). *Libro de Fórmulas - Maxon Academy*. Sachseln - Suiza: Maxon Academy.
- Bravo, A. (26 de 4 de 2017). *Aceros Bravo*. Obtenido de Aceros al Carbono: <http://www.acerosbravo.cl/empresa.php>
- Budynas, R. G., y Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (8va ed.). México: McGraw-Hill.
- Casola, F., Cinquemani, S., y Cocetta, M. (2008). Evolution of elbow prosthesis transmission. *5th International Symposium on Mechatronics and Its Applications*, 1 - 6. doi:10.1109/ISMA.2008.4648822
- Clinicalgate. (12 de Julio de 2017). *Elbow*. Obtenido de <https://clinicalgate.com/elbow-3/>
- Contreras, D., Ramírez, A., Gallegos, F., y Bazán, I. (08 de 12 de 2014). Proposal of a Mechanism for an Electrical Elbow. *11th International Conference on Electrical Engineering, Computing Science and Automatic Control (CCE)*, 1-5. doi:10.1109/ICEEE.2014.6978278
- Erdman, A. G., y Sandor, G. N. (1998). *Diseño de mecanismos: Análisis y Síntesis* (3ra ed.). México: Prentice Hall Hispanoamericana S. A.
- Hibbeler, R. C. (2010). *Ingeniería Mecánica: Dinámica* (12da ed.). México: Pearson Educación.
- Hibbeler, R. C. (2010). *Ingeniería Mecánica: Estática* (12da ed.). México: Pearson Education.

- Hitec Multiplex. (27 de 01 de 2017). *Hitec Multiplex*. Obtenido de <http://hitecrd.com/products/servos/micro-and-mini-servos/analog-micro-and-mini-servos/hs-81-standard-micro-servo/product>
- Lenzi, T., Lipsey, J., y Sensinger, J. W. (2016). The RIC arm - a small, anthropomorphic transhumeral prosthesis. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2660 - 2671. doi:10.1109/TMECH.2016.2596104
- Liberating Technologies, Inc. (08 de 07 de 2017). *LTI, A College Park Company*. Obtenido de LTI Boston Digital™ Arm Systems for Adults: [http://www.liberatingtech.com/products/elbows/LTI\\_Boston\\_Digital\\_Arm\\_Systems\\_for\\_Adults.asp](http://www.liberatingtech.com/products/elbows/LTI_Boston_Digital_Arm_Systems_for_Adults.asp)
- Maxon Motor. (30 de 01 de 2017). *Maxon Motor*. Obtenido de <http://www.maxonmotor.com/maxon/view/product/397172>
- Méndez, A. (2016). *Construcción de una articulación mecatrónica de codo con movimientos de flexión-extensión y pronosupinación del antebrazo*. Ibarra: Universidad Técnica del Norte.
- Motion Control, Inc. (10 de 07 de 2017). *Motion Control, Keeping Life in Motion*. Obtenido de <http://www.utaharm.com/motion-control-company-profile.php>
- Murray, I., y Johnson, G. (2004). A study of the external forces and moments at the shoulder and elbow while performing every day tasks. *Clinical Biomechanics*, 586-594. doi:10.1016/j.clinbiomech.2004.03.004
- Norton, R. L. (2009). *Diseño de Maquinaria: Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos* (4ta ed.). México: McGraw-Hill.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas: Un enfoque integrado* (4ta ed.). México: Pearson Education.
- Otto Bock. (27 de 01 de 2017). *ottobock*. Obtenido de <http://www.ottobockus.com/prosthetics/info-for-new-amputees/information-for-upper-limb-amputees-and-their-families/>

- Pelliccioni, O., Arzola, K., y Canda, M. (2013). Computer assisted design of a rotational molding mold for low cost manufacturing of upper limb prosthetic device. *2013 Pan American Health Care Exchanges (PAHCE)*, 1 - 6. doi:10.1109/PAHCE.2013.6568344
- Pérez, M. G. (2008). *Diseño de prótesis mecatrónica de codo con dos movimientos, flexión-extensión y prono-supinación*. México: Trabajo de Grado de la Universidad Nacional Autónoma de México.
- ProsMed. (10 de Julio de 2017). *ProsMed*. Obtenido de <http://www.utaharm.com/ua3-myoelectric-arm.php>
- Ramírez A., T. D. (07 de 2009). Status of elbow myoelectric prosthesis: CINVESTAV-IPN prosthesis. *Revista Mexicana de Ingeniería Biomédica*, XXX, 66 - 73. Obtenido de <http://www.medigraphic.com/pdfs/inge/ib-2009/ib091j.pdf>
- Smith, E. (27 de 01 de 2017). *AUTOACCIDENT.COM*. Obtenido de <https://www.autoaccident.com/transhumeral-amputations-and-elbow-disarticulations.html>
- SolidWorks. (18 de 05 de 2017). *Ayuda SolidWorks*. Obtenido de Dassault System: [http://help.solidworks.com/2016/spanish/solidworks/cworks/id\\_help\\_welds\\_contact.htm](http://help.solidworks.com/2016/spanish/solidworks/cworks/id_help_welds_contact.htm)
- Stratasys Ltd. (28 de Enero de 2017). *Stratasys*. Obtenido de Stratasys: <http://www.stratasys.com/es/impresoras-3d/technologies>
- Weinberg, B., Mavroidis, C., y Vranish, J. M. (13 de 09 de 2011). *EE.UU. Patente n° US8016893 B2*. Obtenido de <https://www.google.com/patents/US8016893>

## ANEXO 1: SELECCIÓN DEL MECANISMO

El primer paso para realizar una adecuada selección del mecanismo es conocer con exactitud los requisitos que son obligatorios para el diseño, en la Tabla A1 se encuentran los requisitos para el movimiento correspondiente a la flexión-extensión y prono-supinación.

*Tabla A 1 Requerimientos de diseño: flexión-extensión y prono-supinación*

<b>REQUISITOS DE DISEÑO</b>	
<b>FUNCIÓN:</b>	Realizar el movimiento de Flexión-Extensión.
<b>RESTRICCIONES:</b>	Obligatorias: <ul style="list-style-type: none"><li>• Altas Relaciones de Transmisión</li><li>• Adaptabilidad en aplicaciones de espacio reducido</li><li>• Facilidad de diseño</li><li>• Facilidad de Fabricación</li><li>• Bajo costo de fabricación</li><li>• Poco desgaste mecánico</li><li>• Capacidad anti reversibilidad</li><li>• Bajo Peso</li></ul>
<b>OBJETIVO:</b>	Seleccionar el mecanismo que ocupe el menor espacio posible, y alcance altas relaciones de transmisión
<b>VARIABLES LIBRES:</b>	Fabricante del mecanismo Material de construcción

En la Tabla A2 se encuentran las propiedades mecánicas que debe cumplir el mecanismo a seleccionarse, cada una de las propiedades tiene una ponderación respectiva según el criterio del diseñador.

*Tabla A 2 Propiedades mecánicas*

<b>Propiedad</b>	<b>Ponderación</b>
Relación de transmisión	20%
Tamaño	15%
Diseño	15%
Fabricación	15%
Costo	13%
Desgaste mecánico	12%
Anti reversibilidad	10%
Total	100%



El siguiente paso es asignar valores numéricos para evaluar cada propiedad.

*Tabla A 3 Valoración Numérica*

<b>Interpretación</b>	<b>Calificación</b>
Muy bueno	4
Bueno	3
Regular	2
Malo	1

En la Tabla A4 se muestra cada una de las propiedades con su respectiva evaluación

*Tabla A 4 Matriz de ponderación de las propiedades.*

	<b>Relación de transmisión</b>	<b>Tamaño</b>	<b>Diseño</b>	<b>Fabricación</b>	<b>Costo</b>	<b>Desgaste mecánico</b>	<b>Anti reversibilidad</b>
<b>Tren de Engranés Planetarios</b>	4	4	1	3	2	3	3
<b>Trenes de Engranés Compuestos</b>	4	3	2	3	2	3	2
<b>Trenes de Engranés Compuestos Revertidos</b>	4	2	2	3	2	3	2
<b>Trenes de Engranés Simples</b>	3	2	4	4	3	3	2
<b>Sistema de Bandas y Poleas</b>	2	1	3	4	4	2	1
<b>Tornillo sin fin</b>	3	3	2	3	2	2	4

El método utilizado para la selección es el método de índice de ponderación que se muestra en la Tabla A5.

*Tabla A 5 Método de selección con índice de ponderación*

<b>TABLA ESTANDARIZADA</b>								
	<b>Relación de transmisión</b>	<b>Tamaño</b>	<b>Diseño</b>	<b>Fabricación</b>	<b>Costo</b>	<b>Desgaste mecánico</b>	<b>Anti reversibilidad</b>	<b>Índice de Ponderación</b>
<b>Tren de Engranés Planetarios</b>	0,2	0,15	0,0375	0,1125	0,0975	0,12	0,075	<b>79%</b>
<b>Trenes de Engranés Compuestos</b>	0,2	0,1125	0,075	0,1125	0,0975	0,12	0,05	77%
<b>Trenes de Engranés Compuestos Revertidos</b>	0,2	0,075	0,075	0,1125	0,0975	0,12	0,05	73%
<b>Trenes de Engranés Simples</b>	0,15	0,075	0,15	0,15	0,065	0,12	0,05	76%
<b>Sistema de Bandas y Poleas</b>	0,1	0,0375	0,1125	0,15	0,13	0,08	0,025	64%
<b>Tornillo sin fin</b>	0,15	0,1125	0,075	0,1125	0,065	0,08	0,1	70%
<b>Ponderación</b>	0,2	0,15	0,15	0,15	0,13	0,12	0,1	

#### **CONCLUSIÓN PARCIAL:**

Una vez realizadas las ponderaciones para cada tren de engranes, se determina que el mejor mecanismo para el diseño del nuevo prototipo es el tren de engranes planetarios, con un índice de ponderación del 79%, superior al de los demás. La principal característica que tiene este tipo de tren de engranes es de alcanzar altas relaciones de transmisión en espacios reducidos.

## ANEXO 2: SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA LA ESTRUCTURA DE ANTEBRAZO

La metodología es similar a la descrita en el Anexo 1; en la Tabla B1 se encuentran los requisitos de diseño para la estructura del brazo.

*Tabla B 1 Parámetros de diseño correspondientes a la estructura*

<b>REQUISITOS DE DISEÑO</b>	
<b>FUNCIÓN:</b>	Seleccionar el material para la fabricación del codo y antebrazo del prototipo.
<b>RESTRICCIONES:</b>	Obligatorias: <ul style="list-style-type: none"><li>• Soportar cargas sin deformación</li><li>• Bajo peso</li><li>• Facilidad de manufactura</li><li>• Buen acabado superficial</li><li>• Facilidad de adquisición</li></ul>
<b>OBJETIVO:</b>	Minimizar el costo
<b>VARIABLES LIBRES:</b>	Color del material

Se asigna ponderaciones a todas las propiedades de acuerdo al criterio del diseñador, como lo indica la Tabla B2.

*Tabla B 2 Propiedades y ponderaciones para la estructura*

<b>Propiedad</b>	<b>Ponderación</b>
Límite a la fluencia	28%
Densidad	22%
Maquinabilidad	17%
Resistencia al impacto	13%
Coefficiente de expansión térmico	10%
Alargamiento a la rotura	10%
Total	100%

Se crea la Tabla B3 de interpretación para los parámetros de costo de fabricación.

Tabla B 3 Asignación de calificaciones

<b>Calificación</b>	<b>Interpretación C/M</b>
3	Alto
2	Medio
1	Bajo

La Tabla B4 se crea con los valores de cada propiedad correspondiente a cada material a comparar.

Tabla B 4 Matriz de ponderación de las propiedades

	<b>MPa</b>	<b>g/cm<sup>3</sup></b>		<b>J/m</b>	<b>mm/mm/°C</b>	<b>%</b>
<b>Material</b>	<b>Límite a la fluencia</b>	<b>Densidad</b>	<b>Maquinabilidad</b>	<b>Resistencia al impacto</b>	<b>Coefficiente de expansión térmico</b>	<b>Alargamiento a la rotura</b>
ABS	31	1,2	3	106	8,82E-05	6%
ABS M30	31	1,02	3	128	8,82E-05	7%
ASA	29	1,07	1	64	8,79E-06	9%
NYLON	49.3	1,29	1	106	9,20E-06	38%
PLA	20	1,5	3	50	7,82E-06	18%
Polipropileno simulado para impresión 3D	40	1,2	3	30	8,82E-05	20%

En la Tabla B5 se muestra el índice ponderado

*Tabla B 5 Método de selección con índice de ponderación*

	Límite a la fluencia	Densidad	Maquinabilidad	Resistencia al impacto	Coefficiente de expansión térmico	Alargamiento a la rotura	Índice ponderado
ABS	0,176	0,187	0,170	0,108	0,10	0,02	76%
ABS M30	0,176	0,220	0,170	0,130	0,10	0,02	<b>81%</b>
ASA	0,165	0,210	0,057	0,065	0,01	0,02	53%
NYLON	0,280	0,174	0,057	0,108	0,01	0,10	73%
PLA	0,114	0,150	0,170	0,051	0,01	0,05	54%
Polipropileno simulado para impresión 3D	0,227	0,187	0,170	0,030	0,10	0,05	77%
Ponderado	0,28	0,22	0,17	0,13	0,1	0,1	

Es importante minimizar el costo, por lo que se realiza la Tabla B7 con el índice de eficiencia dependiendo del costo del material. Al no conocer los valores exactos del material se crea una interpretación para el precio, como se muestra en la Tabla B6.

*Tabla B 6 Interpretación para el precio*

Calificación	Interpretación
1	Barato
2	medio
3	costoso

Tabla B 7 Índice de eficiencia

	Límite a la fluencia	Densidad	Costo	Índice de eficiencia
ABS	31	1,2	1	3,87
ABS M30	31	1,02	1	3,29
ASA	29	1,07	1	3,69
NYLON	49,3	1,29	3	7,85
PLA	20	1,5	1	7,50
Polipropileno simulado para impresión 3D	40	1,2	2	6,00

Para seleccionar correctamente el material para la construcción del prototipo realizamos la Tabla B8 en la cual comparamos el índice de ponderación e índice de eficiencia para obtener el mejor material.

Tabla B 8 Matriz de selección

	Índice ponderado	Índice de eficiencia	Mérito
ABS	75,65	3,87	19,5
ABS M30	81,45	3,29	24,8
ASA	52,97	3,69	14,4
NYLON	72,87	7,85	9,3
PLA	54,02	7,50	7,2
Polipropileno simulado para impresiones 3D	76,73	6,00	12,8

**CONCLUSIÓN PARCIAL:** Una vez finalizado el proceso de selección, se determina que el mejor material para la construcción del prototipo es el ABS M30, ya que este presenta excelentes propiedades mecánicas para la aplicación, y el método de fabricación en el que se usa es la impresión 3D, lo que lo hace ideal para la construcción de geometrías complejas.

### ANEXO 3: SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA LAS PIEZAS DE UNIÓN

Los requerimientos de diseño son los mismos que se encuentran en la Tabla B1 del Anexo 2.

En la Tabla C1, se muestran las propiedades obligatorias para la selección del material correspondiente a las piezas de unión con las respectivas ponderaciones.

*Tabla C 1 Propiedades para las piezas de unión.*

<b>Propiedad</b>	<b>Ponderación</b>
Límite a la fluencia	0,25
Densidad	0,20
Disponibilidad	0,18
Módulo de elasticidad	0,15
Dureza	0,12
Alargamiento a la rotura	0,10
Total	1,00

Se asigna valores para evaluar los parámetros de costos y maquinabilidad como lo indica la tabla C2.

*Tabla C 2 Asignación de valores*

<b>Calificación</b>	<b>Interpretación C/M</b>
3	Elevado
2	Medio
1	Bajo

El procedimiento es igual que el descrito en el anexo 2, la Tabla C3 representa los valores de las respectivas propiedades, la Tabla C4 el índice de ponderación, la tabla C5 el índice de eficiencia y la Tabla C6 representa la comparación y resultados entre los índices.

Tabla C 3 Matriz de ponderación de las propiedades

	Mpa	g/cm3		Gpa		%
Materiales	Límite a la fluencia	Densidad	Disponibilidad	Módulo de elasticidad	Dureza	Alargamiento a la rotura
Acero 1010	305	7,87	1	105	30	20%
Aluminio 6061	124	2,7	1	30	124	25%
Aluminio 7075 T6	500	2,83	3	130	100	18%
Acero SAE 1020	350	7,87	2	121	20	15%
Fibra de Carbono	300	2,3	3	72	20	2%

Tabla C 4 Método de selección con índice de ponderación

	Límite a la fluencia	Densidad	Disponibilidad	Módulo de elasticidad	Dureza	Alargamiento a la rotura	Índice ponderado
Acero 1010	0,153	0,058	0,060	0,121	0,03	0,08	50,11
Aluminio 6061	0,062	0,170	0,060	0,035	0,12	0,10	54,70
Aluminio 7075 T6	0,250	0,163	0,180	0,150	0,10	0,07	<b>91,13</b>
Acero SAE 1020	0,175	0,058	0,120	0,140	0,02	0,06	57,24
Fibra de Carbono	0,150	0,200	0,180	0,083	0,02	0,01	63,84
Ponderado	0,28	0,22	0,17	0,13	0,1	0,1	



Tabla C 5 Índice de eficiencia de las propiedades

	<b>Límite a la fluencia</b>	<b>Densidad</b>	<b>Costo</b>	<b>Índice de eficiencia</b>
Acero 1010	305	7,87	2	5,16
Aluminio 6061	124	2,7	2	4,35
Aluminio 7075 T6	500	2,83	1	0,57
Acero SAE 1020	350	7,87	1	2,25
Fibra de Carbono	300	2,3	1	0,77

Se procede a comparar los índices obtenidos para tomar la decisión, tanto en costo como en propiedades mecánicas.

Tabla C 6 Comparación de Índices

	<b>Índice ponderado</b>	<b>Índice de eficiencia</b>	<b>Mérito</b>
Acero 1010	75,65	5,16	14,7
Aluminio 6061	81,45	4,35	18,7
Aluminio 7075 T6	52,97	0,57	93,6
Acero SAE 1020	72,87	2,25	32,4
Fibra de Carbono	54,02	0,77	70,5

#### **CONCLUSIÓN PARCIAL:**

Se puede determinar que el mejor material es el Aluminio 7075 T6 (Prodax) tanto en precio como en disponibilidad, y sus propiedades mecánicas se ajustan a los requerimientos que exige la aplicación, es decir, la construcción de las piezas de unión entre el antebrazo y el codo.

## ANEXO 4: MATERIAL USADO PARA LA IMPRESIÓN 3D



# ABS-M30

PRODUCTION-GRADE THERMOPLASTIC  
FOR FORTUS 3D PRODUCTION SYSTEMS

ABS-M30™ is up to 25 to 70 percent stronger than standard ABS and is an ideal material for conceptual modeling, functional prototyping, manufacturing tools and end-use-parts. ABS-M30 has greater tensile, impact and flexural strength than standard ABS. Layer bonding is significantly stronger than that of standard ABS, for a more durable part. This results in more realistic functional tests and higher quality parts for end use. ABS-M30 parts are stronger, smoother and have better feature detail. ABS-M30 runs the Xtend 500 Fortus Plus option, which enables more than 400 hours of unattended build time.

MECHANICAL PROPERTIES <sup>1</sup>	TEST METHOD	ENGLISH		METRIC	
		XZ AXIS	ZX AXIS	XZ AXIS	ZX AXIS
Tensile Strength, Yield (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	4,550 psi	3,750 psi	31 MPa	26 MPa
Tensile Strength, Ultimate (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	4,650 psi	4,050 psi	32 MPa	28 MPa
Tensile Modulus (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	320,000 psi	310,000 psi	2,230 MPa	2,180 MPa
Tensile Elongation at Break (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	7%	2%	7%	2%
Tensile Elongation at Yield (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	2%	1%	2%	1%
Flexural Strength (Method 1, 0.05"/min)	ASTM D790	8,700 psi	7,000 psi	60 MPa	48 MPa
Flexural Modulus (Method 1, 0.05"/min)	ASTM D790	300,000 psi	250,000 psi	2,060 MPa	1,760 MPa
Flexural Strain at Break (Method 1, 0.05"/min)	ASTM D790	4%	3.5%	4%	3.5%

MECHANICAL PROPERTIES	TEST METHOD	ENGLISH	
		XZ AXIS	ZX AXIS
IZOD Impact, notched (Method A, 23°C)	ASTM D256	2.4 ft-lb/in	128 J/m
IZOD Impact, un-notched (Method A, 23°C)	ASTM D256	5.6 ft-lb/in	300 J/m



THERMAL PROPERTIES <sup>2</sup>	TEST METHOD	ENGLISH	METRIC
ASTM D648	ASTM D648	204°F	96°C
Heat Deflection (HDT) @ 264 psi, 0.125" unannealed	ASTM D648	180°F	82°C
Vicat Softening Temperature (Rate B/50)	ASTM D1525	210°F	99°C
Glass Transition (T <sub>g</sub> )	DMA (SSYS)	226°F	108°C
Coefficient of Thermal Expansion (flow)	ASTM E831	4.90x10 <sup>-6</sup> in/in/°F	8.82x10 <sup>-6</sup> mm/mm/°C
Coefficient of Thermal Expansion (xflow)	ASTM E831	4.70x10 <sup>-6</sup> in/in/°F	8.46x10 <sup>-6</sup> mm/mm/°C
Melting Point	-----	Not Applicable <sup>2</sup>	Not Applicable <sup>2</sup>

STRATASYS.COM

**stratasys**

THE 3D PRINTING SOLUTIONS COMPANY

## ANEXO 5: ALUMINIO 7075-T6 - PRODAX

Duraluminio para moldes plásticos

DURALUMINIO

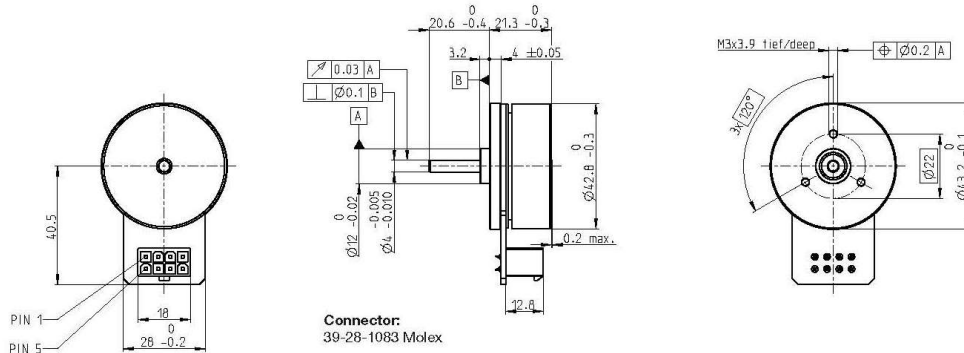
### ► Cód. IBCA: PRODAX

Información general	Propiedades																																																				
<p>Prodax es una aleación de aluminio de alta resistencia, laminado en caliente, que se entrega en barras redondas y placas, tratadas térmicamente. Las mismas son sometidas a una operación especial de estiramiento en frío para el máximo alivio de tensiones. Dado su alta resistencia y buena estabilidad, Prodax se ha convertido en un material ampliamente utilizado en la industria de moldes y matrices. Condición de entrega: Tratado térmicamente a 146 - 180 Brinell.</p> <p>Prodax posee las siguientes características, que lo hacen apropiado para distintos tipos de herramientas, especialmente moldes para plásticos:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Excelente mecanizado</b> Altas velocidades de corte, tiempos de mecanizado reducidos, menos costo de herramental, entregas más rápidas.</li> <li>• <b>Bajo Peso</b> Su bajo peso (aproximadamente la tercera parte del peso del acero), hace el manejo del herramental más fácil y sencillo. Su baja inercia hace posible acelerar el tiempo de cierre y apertura de los moldes.</li> <li>• <b>Alta Conductividad térmica</b> Se reduce el tiempo de los ciclos y se pueden utilizar sistemas de enfriamiento menos complicados.</li> <li>• <b>Buena estabilidad</b> La operación especial de alivio de tensiones garantiza una deformación mínima durante y luego del mecanizado.</li> <li>• <b>Buena resistencia a la corrosión</b> Buena resistencia contra ataques corrosivos en los plásticos habitualmente usados.</li> <li>• <b>Apropiado para tratamientos superficiales</b> Prodax es adecuado para realizar anodizado duro, cromado duro o niquelado, para incrementar su dureza, resistencia al desgaste y resistencia a la corrosión.</li> </ul>	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr style="background-color: #d9ead3;"> <th colspan="2" style="text-align: center;">Propiedades Físicas</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td colspan="2" style="text-align: center;">Valores a temperatura ambiente, salvo donde se indique específicamente lo contrario.</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;"><b>Densidad</b> kg/m<sup>3</sup> lbs/pulg<sup>3</sup></td> <td style="text-align: center;">2830 0,102</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;"><b>Módulo de elasticidad</b> N/mm<sup>2</sup> PSI</td> <td style="text-align: center;">71 500 10,3 x 10<sup>6</sup></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;"><b>Coefficiente de expansión térmica</b> por °C de 20 °C a 100 °C por °F (68 - 212 °F)</td> <td style="text-align: center;">23 x 10<sup>-6</sup> 12,8 x 10<sup>-6</sup></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;"><b>Conductibilidad térmica</b> W/m °C Btu pulg/pie °F</td> <td style="text-align: center;">165 1 144</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;"><b>Calor específico</b> J/Kg °C Btu/lb °F</td> <td style="text-align: center;">890 0,20</td> </tr> </tbody> </table> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr style="background-color: #d9ead3;"> <th colspan="2" style="text-align: center;">Propiedades Mecánicas</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td colspan="2" style="text-align: center;"><b>Resistencia a la tracción a temperatura ambiente</b></td> </tr> <tr> <td colspan="2" style="text-align: center;">Los valores de resistencia a la tracción, que por motivos prácticos se pueden comparar con los valores de resistencia a la compresión, deben tomarse como típicos.</td> </tr> <tr> <td colspan="2" style="text-align: center;">Valores a temperatura ambiente para distintos espesores de placa.</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;"><b>Placas (espesor) mm</b></td> <td style="text-align: center;"><b>Resistencia a la tracción N/mm<sup>2</sup></b></td> <td style="text-align: center;"><b>Límite de fluencia N/mm<sup>2</sup></b></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">&gt;10 - 50</td> <td style="text-align: center;">590</td> <td style="text-align: center;">550</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">&gt;50 - 100</td> <td style="text-align: center;">570</td> <td style="text-align: center;">520</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">&gt;100 - 150</td> <td style="text-align: center;">550</td> <td style="text-align: center;">500</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">&gt;150 - 200</td> <td style="text-align: center;">535</td> <td style="text-align: center;">485</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">&gt;200 - 300</td> <td style="text-align: center;">430</td> <td style="text-align: center;">365</td> </tr> <tr> <td colspan="3" style="text-align: center;"><b>barras redondas (diámetro) mm</b></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">40</td> <td style="text-align: center;">680</td> <td style="text-align: center;">630</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">100</td> <td style="text-align: center;">680</td> <td style="text-align: center;">620</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">200</td> <td style="text-align: center;">670</td> <td style="text-align: center;">610</td> </tr> </tbody> </table>	Propiedades Físicas		Valores a temperatura ambiente, salvo donde se indique específicamente lo contrario.		<b>Densidad</b> kg/m <sup>3</sup> lbs/pulg <sup>3</sup>	2830 0,102	<b>Módulo de elasticidad</b> N/mm <sup>2</sup> PSI	71 500 10,3 x 10 <sup>6</sup>	<b>Coefficiente de expansión térmica</b> por °C de 20 °C a 100 °C por °F (68 - 212 °F)	23 x 10 <sup>-6</sup> 12,8 x 10 <sup>-6</sup>	<b>Conductibilidad térmica</b> W/m °C Btu pulg/pie °F	165 1 144	<b>Calor específico</b> J/Kg °C Btu/lb °F	890 0,20	Propiedades Mecánicas		<b>Resistencia a la tracción a temperatura ambiente</b>		Los valores de resistencia a la tracción, que por motivos prácticos se pueden comparar con los valores de resistencia a la compresión, deben tomarse como típicos.		Valores a temperatura ambiente para distintos espesores de placa.		<b>Placas (espesor) mm</b>	<b>Resistencia a la tracción N/mm<sup>2</sup></b>	<b>Límite de fluencia N/mm<sup>2</sup></b>	>10 - 50	590	550	>50 - 100	570	520	>100 - 150	550	500	>150 - 200	535	485	>200 - 300	430	365	<b>barras redondas (diámetro) mm</b>			40	680	630	100	680	620	200	670	610
Propiedades Físicas																																																					
Valores a temperatura ambiente, salvo donde se indique específicamente lo contrario.																																																					
<b>Densidad</b> kg/m <sup>3</sup> lbs/pulg <sup>3</sup>	2830 0,102																																																				
<b>Módulo de elasticidad</b> N/mm <sup>2</sup> PSI	71 500 10,3 x 10 <sup>6</sup>																																																				
<b>Coefficiente de expansión térmica</b> por °C de 20 °C a 100 °C por °F (68 - 212 °F)	23 x 10 <sup>-6</sup> 12,8 x 10 <sup>-6</sup>																																																				
<b>Conductibilidad térmica</b> W/m °C Btu pulg/pie °F	165 1 144																																																				
<b>Calor específico</b> J/Kg °C Btu/lb °F	890 0,20																																																				
Propiedades Mecánicas																																																					
<b>Resistencia a la tracción a temperatura ambiente</b>																																																					
Los valores de resistencia a la tracción, que por motivos prácticos se pueden comparar con los valores de resistencia a la compresión, deben tomarse como típicos.																																																					
Valores a temperatura ambiente para distintos espesores de placa.																																																					
<b>Placas (espesor) mm</b>	<b>Resistencia a la tracción N/mm<sup>2</sup></b>	<b>Límite de fluencia N/mm<sup>2</sup></b>																																																			
>10 - 50	590	550																																																			
>50 - 100	570	520																																																			
>100 - 150	550	500																																																			
>150 - 200	535	485																																																			
>200 - 300	430	365																																																			
<b>barras redondas (diámetro) mm</b>																																																					
40	680	630																																																			
100	680	620																																																			
200	670	610																																																			
<b>Áreas de aplicación</b>																																																					
<p>Las propiedades y características que ofrece Prodax lo hacen un material ideal para prototipos y para el moldeo de series cortas o medianas que estén expuestas a presiones altas o plásticos abrasivos. La considerable reducción en los tiempos de preparación de un molde, el menor costo de herramental y los ciclos más cortos, significan valiosos ahorros tanto para el fabricante del molde, como para el usuario final, cuando se utiliza Prodax.</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th style="text-align: left;">Áreas de aplicación</th> <th>Prototipos</th> <th>Series cortas</th> <th>Series Medianas</th> <th>Series Largas</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: left;">Moldes de soplado</td> <td>x</td> <td>x</td> <td>x</td> <td>x</td> </tr> <tr> <td style="text-align: left;">Formado al vacío</td> <td>x</td> <td>x</td> <td>x</td> <td>x</td> </tr> <tr> <td style="text-align: left;">Moldeo de espuma</td> <td>x</td> <td>x</td> <td>x</td> <td>(x)</td> </tr> <tr> <td style="text-align: left;">Moldes</td> <td>x</td> <td>x</td> <td>x</td> <td>(x)</td> </tr> <tr> <td style="text-align: left;">Moldes de inyección de termoplásticos</td> <td>x</td> <td>x</td> <td>(x)</td> <td></td> </tr> <tr> <td style="text-align: left;">Moldeo de goma</td> <td>x</td> <td>x</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td style="text-align: left;">Placas contenedoras y de apoyo, guías y sujetadores</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>	Áreas de aplicación	Prototipos	Series cortas	Series Medianas	Series Largas	Moldes de soplado	x	x	x	x	Formado al vacío	x	x	x	x	Moldeo de espuma	x	x	x	(x)	Moldes	x	x	x	(x)	Moldes de inyección de termoplásticos	x	x	(x)		Moldeo de goma	x	x			Placas contenedoras y de apoyo, guías y sujetadores																	
Áreas de aplicación	Prototipos	Series cortas	Series Medianas	Series Largas																																																	
Moldes de soplado	x	x	x	x																																																	
Formado al vacío	x	x	x	x																																																	
Moldeo de espuma	x	x	x	(x)																																																	
Moldes	x	x	x	(x)																																																	
Moldes de inyección de termoplásticos	x	x	(x)																																																		
Moldeo de goma	x	x																																																			
Placas contenedoras y de apoyo, guías y sujetadores																																																					
<p>Debe hacerse notar que las placas han sido testeadas transversalmente, mientras que las barras redondas lo han sido en forma longitudinal.</p>																																																					

# ANEXO 6: CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR EC45FLAT

## EC 45 flat Ø42.8 mm, brushless, 50 Watt

maxon flat motor



Connector:  
39-28-1083 Molex

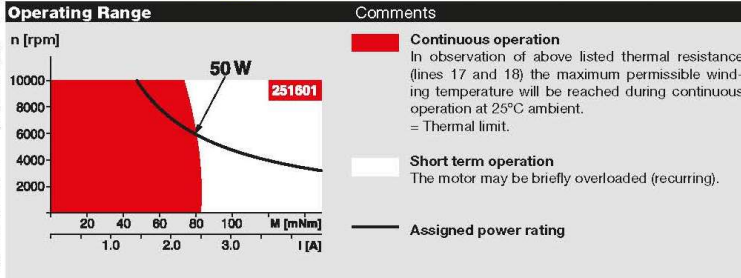
M 1:2

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

### Part Numbers

Motor Data	with Hall sensors	339285	251601	339286	339287
<b>Values at nominal voltage</b>					
1 Nominal voltage	V	18	24	24	36
2 No load speed	rpm	6720	6710	4730	3360
3 No load current	mA	247	185	106	42.3
4 Nominal speed	rpm	5190	5240	3480	2360
5 Nominal torque (max. continuous torque)	mNm	97.1	83.4	69.6	90.5
6 Nominal current (max. continuous current)	A	3.52	2.33	1.41	0.828
7 Stall torque	mNm	975	780	402	484
8 Stall current	A	38.8	23.3	8.47	4.81
9 Max. efficiency	%	85	83	79	82
<b>Characteristics</b>					
10 Terminal resistance phase to phase	Ω	0.464	1.03	2.83	7.48
11 Terminal inductance phase to phase	mH	0.322	0.572	1.15	5.15
12 Torque constant	mNm/A	25.1	33.5	47.5	101
13 Speed constant	rpm/V	380	285	201	95
14 Speed/torque gradient	rpm/mNm	7.02	8.77	12	7.07
15 Mechanical time constant	ms	9.92	12.4	17	10
16 Rotor inertia	gcm <sup>2</sup>	135	135	135	135

Specifications	Thermal data	Mechanical data (preloaded ball bearings)
17 Thermal resistance housing-ambient	4.53 K/W	23 Max. speed
18 Thermal resistance winding-housing	4.73 K/W	24 Axial play at axial load < 4.0 N
19 Thermal time constant winding	17.7 s	> 4.0 N
20 Thermal time constant motor	227 s	25 Radial play
21 Ambient temperature	-40...+100°C	26 Max. axial load (dynamic)
22 Max. winding temperature	+125°C	27 Max. force for press fits (static)
		(static, shaft supported)
		28 Max. radial load, 5 mm from flange



Other specifications	
29 Number of pole pairs	8
30 Number of phases	3
31 Weight of motor	110 g

Values listed in the table are nominal.

Connection	
Pin 1	Hall sensor 1*
Pin 2	Hall sensor 2*
Pin 3	V <sub>bat</sub> 4.5...18 VDC
Pin 4	Motor winding 3
Pin 5	Hall sensor 3*
Pin 6	GND
Pin 7	Motor winding 1
Pin 8	Motor winding 2

\*Internal pull-up (7...13 kΩ) on pin 3  
Wiring diagram for Hall sensors see p. 37

Cable	
Connection cable Universal, L = 500 mm	339380
Connection cable to EPOS, L = 500 mm	354045

maxon Modular System	Overview on page 20-27																														
<b>Planetary Gearhead</b> Ø42 mm 3 - 15 Nm Page 351	<b>Encoder MILE</b> 256 - 2048 CPT, 2 channels Page 379																														
<b>Spur Gearhead</b> Ø45 mm 0.5 - 2.0 Nm Page 353	<b>Recommended Electronics:</b>																														
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Notes</th> <th>Page 26</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>ESCON Module 24/2</td> <td>416</td> </tr> <tr> <td>ESCON 36/3 EC</td> <td>417</td> </tr> <tr> <td>ESCON Mod. 50/4 EC-S</td> <td>417</td> </tr> <tr> <td>ESCON Module 50/5</td> <td>417</td> </tr> <tr> <td>ESCON 50/5</td> <td>418</td> </tr> <tr> <td>DEC Module 24/2</td> <td>420</td> </tr> <tr> <td>DEC Module 50/5</td> <td>420</td> </tr> <tr> <td>EPOS2 24/2</td> <td>424</td> </tr> <tr> <td>EPOS2 Module 36/2</td> <td>424</td> </tr> <tr> <td>EPOS2 24/5, 50/5</td> <td>425</td> </tr> <tr> <td>EPOS2 P 24/5</td> <td>428</td> </tr> <tr> <td>EPOS4 Module 50/8</td> <td>431</td> </tr> <tr> <td>EPOS4 Comp. 50/8 CAN</td> <td>431</td> </tr> <tr> <td>MAXPOS 50/5</td> <td>435</td> </tr> </tbody> </table>	Notes	Page 26	ESCON Module 24/2	416	ESCON 36/3 EC	417	ESCON Mod. 50/4 EC-S	417	ESCON Module 50/5	417	ESCON 50/5	418	DEC Module 24/2	420	DEC Module 50/5	420	EPOS2 24/2	424	EPOS2 Module 36/2	424	EPOS2 24/5, 50/5	425	EPOS2 P 24/5	428	EPOS4 Module 50/8	431	EPOS4 Comp. 50/8 CAN	431	MAXPOS 50/5	435
Notes	Page 26																														
ESCON Module 24/2	416																														
ESCON 36/3 EC	417																														
ESCON Mod. 50/4 EC-S	417																														
ESCON Module 50/5	417																														
ESCON 50/5	418																														
DEC Module 24/2	420																														
DEC Module 50/5	420																														
EPOS2 24/2	424																														
EPOS2 Module 36/2	424																														
EPOS2 24/5, 50/5	425																														
EPOS2 P 24/5	428																														
EPOS4 Module 50/8	431																														
EPOS4 Comp. 50/8 CAN	431																														
MAXPOS 50/5	435																														

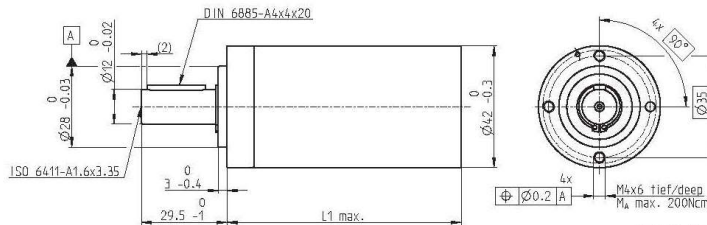
**Option**  
With Cable and Connector  
(Ambient temperature -20...+100°C)

# ANEXO 7: CARACTERÍSTICAS DEL REDUCTOR DE ENGRANES PLANETARIOS

## GP42C

### Planetary Gearhead GP 42 C Ø42 mm, 3–15 Nm

Ceramic Version



M 1:2

#### Technical Data

Planetary Gearhead	straight teeth
Output shaft	stainless steel
Bearing at output	preloaded ball bearings
Radial play, 12 mm from flange	max. 0.06 mm
Axial play at axial load	< 5 N 0 mm > 5 N max. 0.3 mm
Max. axial load (dynamic)	150 N
Max. force for press fits	300 N
Direction of rotation, drive to output	=
Max. continuous input speed	8000 rpm
Recommended temperature range	-40...+100°C
Number of stages	1 2 3 4
Max. radial load, 12 mm from flange	120 N 240 N 360 N 360 N

maxon gear

	Part Numbers									
	203113	203115	203119	203120	203124	203129	203128	203133	203137	203141
<b>Gearhead Data</b>										
1 Reduction	3.5:1	12:1	26:1	43:1	81:1	156:1	150:1	285:1	441:1	756:1
2 Absolute reduction	7/2	49/4	26	345/8	2187/27	156	240/16	15379/54	441	756
10 Mass inertia	gcm <sup>2</sup> 14	15	9.1	15	9.4	9.1	15	15	14	14
3 Max. motor shaft diameter	mm 10	10	8	10	8	8	10	10	10	10
<b>Part Numbers</b>	203114	203116	260552*	203121	203125	260553*	203130	203134	203138	203142
1 Reduction	4.3:1	15:1	36:1	53:1	91:1	216:1	186:1	319:1	488:1	936:1
2 Absolute reduction	19/3	91/6	36/1	53/12	91	216/1	186/2	4459/24	637/2	4384/6
10 Mass inertia	gcm <sup>2</sup> 9.1	15	5.0	15	15	5.0	15	15	9.4	9.1
3 Max. motor shaft diameter	mm 8	10	4	10	10	4	10	10	8	8
<b>Part Numbers</b>	260551*	203117	203122	203126	203131	203135	203139	260554*		
1 Reduction	6:1	19:1	66:1	113:1	230:1	353:1	546:1	1296:1		
2 Absolute reduction	5/1	19/6	1193/18	339/3	6281/36	26561/61	546	1296/4		
10 Mass inertia	gcm <sup>2</sup> 4.9	9.4	15	9.4	15	9.4	14	5.0		
3 Max. motor shaft diameter	mm 4	8	10	8	10	8	10	4		
<b>Part Numbers</b>	203118	203123	203127	203132	203136	203140				
1 Reduction	21:1	74:1	126:1	257:1	394:1	676:1				
2 Absolute reduction	21	147/2	126	1029/4	1193/3	676				
10 Mass inertia	gcm <sup>2</sup> 14	15	14	15	15	9.1				
3 Max. motor shaft diameter	mm 10	10	10	10	10	8				
4 Number of stages	1	2	2	3	3	3	4	4	4	4
5 Max. continuous torque	Nm 3.0	7.5	7.5	15.0	15.0	15.0	15.0	15.0	15.0	15.0
6 Max. intermittent torque at gear output	Nm 4.5	11.3	11.3	22.5	22.5	22.5	22.5	22.5	22.5	22.5
7 Max. efficiency	% 90	81	81	72	72	72	64	64	64	64
8 Weight	g 260	360	360	460	460	460	560	560	560	560
9 Average backlash no load	° 0.6	0.8	0.8	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
11 Gearhead length L1	mm 41.0	55.5	55.5	70.0	70.0	70.0	84.5	84.5	84.5	84.5

\*No combination with EC45 (150 W and 250 W)



maxon Modular System											
+ Motor	Page	+ Sensor	Page	Brake	Page	Overall length [mm] = Motor length + gearhead length + (sensor/brake) + assembly parts					
RE 35, 90 W	184					112.1	126.6	141.1	141.1	155.6	155.6
RE 35, 90 W	184	MR	393			123.5	138.0	138.0	152.5	152.5	167.0
RE 35, 90 W	184	HED_5540	399/401			132.8	147.3	147.3	161.8	161.8	176.3
RE 35, 90 W	184	DCT 22	411			130.2	144.7	144.7	159.2	159.2	173.7
RE 35, 90 W	184			AB 28	446	148.2	162.7	162.7	177.2	177.2	191.7
RE 35, 90 W	184	HED_5540	399/401	AB 28	446	165.4	179.9	179.9	194.4	194.4	208.9
RE 40, 150 W	186					112.1	126.6	141.1	141.1	155.6	155.6
RE 40, 150 W	186	MR	393			123.5	138.0	138.0	152.5	152.5	167.0
RE 40, 150 W	186	HED_5540	399/402			132.8	147.3	147.3	161.8	161.8	176.3
RE 40, 150 W	186	HEDL 9140	405			166.2	180.7	180.7	195.2	195.2	209.7
RE 40, 150 W	186			AB 28	446	148.2	162.7	162.7	177.2	177.2	191.7
RE 40, 150 W	186			AB 28	447	156.2	170.7	170.7	185.2	185.2	199.7
RE 40, 150 W	186	HED_5540	399/402	AB 28	446	165.4	179.9	179.9	194.4	194.4	208.9
RE 40, 150 W	186	HEDL 9140	405	AB 28	447	176.7	191.2	191.2	205.7	205.7	220.2
EC 40, 170 W	252					121.1	135.6	135.6	150.1	150.1	164.6
EC 40, 170 W	252	HED_5540	400/402			144.5	159.0	159.0	173.5	173.5	188.0
EC 40, 170 W	252	Res 26	412			148.3	162.8	162.8	177.3	177.3	191.8
EC 40, 170 W	252			AB 32	448	163.8	178.3	178.3	192.8	192.8	207.3
EC 40, 170 W	252	HED_5540	400/402	AB 32	448	182.2	196.7	196.7	211.2	211.2	225.7
EC 45, 150 W	253					152.3	166.8	166.8	181.3	181.3	195.8
EC 45, 150 W	253	HEDL 9140	405			167.9	182.4	182.4	196.9	196.9	211.4
EC 45, 150 W	253	Res 26	412			152.3	166.8	166.8	181.3	181.3	195.8
EC 45, 150 W	253			AB 28	447	159.7	174.2	174.2	188.7	188.7	203.2
EC 45, 150 W	253	HEDL 9140	405	AB 28	447	176.7	191.2	191.2	205.7	205.7	220.2
EC 45, 250 W	254					185.1	199.6	199.6	214.1	214.1	228.6
EC 45, 250 W	254	HEDL 9140	405			200.7	215.2	215.2	229.7	229.7	244.2
EC 45, 250 W	254	Res 26	412			185.1	199.6	199.6	214.1	214.1	228.6
EC 45, 250 W	254			AB 28	447	192.5	207.0	207.0	221.5	221.5	236.0
EC 45, 250 W	254	HEDL 9140	405	AB 28	447	209.5	224.0	224.0	238.5	238.5	253.0

# Worms & Wheels

## Materials

**1 MOD, 3.142mm Pitch**

STD : Phosphor Bronze PB<sub>2</sub>  
and Steel 214 M15 - En202



**20° Pressure Angle**



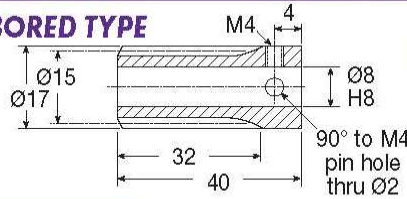
**LEAD ANGLE  
RIGHT HAND  
STANDARD**

### DISCOUNTS

1 - 5	List Price
6 - 19	- 12%
20 - 39	- 25%
40 - 59	- 33%
60 - 99	- 37%
100 - 200	- 42%

## Worm STEEL 214 M15 - En202

### BORED TYPE



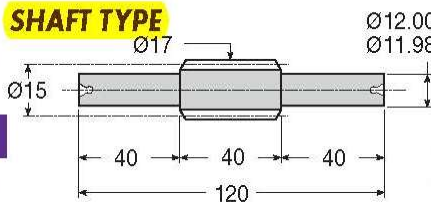
### UNHARDENED

PART NUMBER	PRICE EACH 1-5	No. of STARTS	LEAD ANGLE	PART NUMBER	PRICE EACH 1-5
W1-1	£18.24	1	3°48'	WH1-1	£25.97
W1-2	£19.26	2	7°35'	WH1-2	£27.41
W1-3	£21.17	3	11°18'	WH1-3	£30.09
W1-4	£22.10	4	14°56'	WH1-4	£31.42

### HARDENED

Steel MOD 1

### SHAFT TYPE



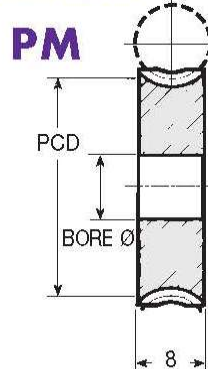
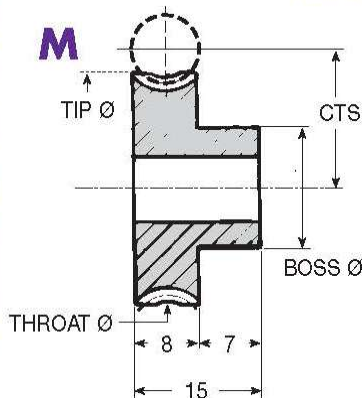
### UNHARDENED

PART NUMBER	PRICE EACH 1-5	No. of STARTS	LEAD ANGLE	PART NUMBER	PRICE EACH 1-5
SW1-1	£33.68	1	3°48'	SWH1-1	£47.81
SW1-2	£34.59	2	7°35'	SWH1-2	£49.15
SW1-3	£36.96	3	11°18'	SWH1-3	£52.42
SW1-4	£37.47	4	14°56'	SWH1-4	£53.25

### HARDENED

## Wheel PHOSPHOR BRONZE - PB<sub>2</sub>

REDUCTION RATIO = No. of Teeth in Wheel  
= No. of Starts in Worm



**Double  
Bossed  
Wheels  
Available @  
Price x 1.4**

Worms & Wheels Bronze & Steel MOD 1



ANEXO 9: ENGRANE PARA PROPUESTA DE SOLUCIÓN

<b>Wheels - PHOSPHOR BRONZE PB2</b>								<b>1 MOD</b>	
<b>LEAD ANGLE RIGHT HAND STANDARD</b>								<b>Number of Teeth between 12 - 184</b>	
<b>TORQUE CHECK</b>		<b>50 TEETH x 1000 R.P.M. INPUT</b>						<b>See Technical Section</b>	
variations at back		WITH STD WORM			WITH HARD WORM			<i>Note: When ordering Wheel, the number of starts on the mating Worm must be specified.</i>	
<b>TORQUE Nm</b>		5.87			10.06				
<b>K.W.</b>		0.012			0.021				
<b>PART NUMBER</b>	<b>TEETH</b>	<b>PCD (mm)</b>	<b>CTS (mm)</b>	<b>Throat Ø (mm)</b>	<b>Tip Ø (mm)</b>	<b>Boss Ø (mm)</b>	<b>Bore Ø (mm)</b>	<b>PRICE EACH 1 - 5</b>	
								<b>M</b>	<b>PM</b>
M1-12	12	12	13.50	14	15	14	6	£18.32	£15.74
M1-15	15	15	15.00	17	18	15	6	£18.97	£17.63
M1-16	16	16	15.50	18	19	15	6	£19.42	£18.18
M1-18	18	18	16.50	20	21	15	6	£19.76	£18.73
M1-20	20	20	17.50	22	23	15	6	£19.95	£19.30
M1-22	22	22	18.50	24	25	15	6	£20.26	£19.97
M1-24	24	24	19.50	26	27	20	8	£21.04	£20.68
M1-25	25	25	20.00	27	28	20	8	£21.94	£21.03
M1-28	28	28	21.50	30	31	20	8	£22.76	£21.04
M1-30	30	30	22.50	32	33	25	8	£23.48	£21.91
M1-32	32	32	23.50	34	35	25	8	£24.68	£22.53
M1-34	34	34	24.50	36	37	25	8	£25.88	£25.04
M1-35	35	35	25.00	37	38	25	8	£28.39	£25.97
M1-38	38	38	26.50	40	41	25	8	£28.72	£27.15
M1-40	40	40	27.50	42	43	25	8	£33.33	£28.34
M1-42	42	42	28.50	44	45	25	8	£34.14	£28.99
M1-44	44	44	29.50	46	47	25	8	£37.90	£29.52
M1-45	45	45	30.00	47	48	25	8	£38.66	£30.15
M1-48	48	48	31.50	50	51	25	10	£41.38	£32.27
M1-50	50	50	32.50	52	53	25	10	£44.53	£34.82
M1-52	52	52	33.50	54	55	25	10	£45.26	£35.32
M1-54	54	54	34.50	56	57	25	10	£46.04	£35.90
M1-55	55	55	35.00	57	58	25	10	£46.79	£36.46
M1-58	58	58	36.50	60	61	25	10	£47.94	£37.39
M1-60	60	60	37.50	62	63	25	10	£49.03	£38.26
M1-62	62	62	38.50	64	65	25	10	£50.42	£39.30
M1-64	64	64	39.50	66	67	25	10	£51.78	£40.34
M1-65	65	65	40.00	67	68	25	10	£53.07	£41.38
M1-68	68	68	41.50	70	71	25	10	£54.89	£43.04
M1-70	70	70	42.50	72	73	25	10	£57.28	£44.67
M1-72	72	72	43.50	74	75	25	10	£58.69	£46.00
M1-75	75	75	45.00	77	78	25	10	£60.03	£47.25
M1-78	78	78	46.50	80	81	25	10	£63.97	£50.36
M1-80	80	80	47.50	82	83	25	10	£72.82	£51.21
M1-82	82	82	48.50	84	85	25	10	£75.97	£52.70
M1-85	85	85	50.00	87	88	25	10	£81.00	£57.36
M1-88	88	88	51.50	90	91	25	10	£86.90	£60.56
M1-90	90	90	52.50	92	93	25	10	£90.50	£63.10
M1-94	94	94	54.50	96	97	25	10	£98.79	£67.84
M1-96	96	96	55.50	98	99	25	10	£104.07	£72.56
M1-100	100	100	57.50	102	103	25	10	£109.29	£77.38
M1-110	110	110	62.50	112	113	30	10	£131.37	£91.34
M1-120	120	120	67.50	122	123	30	10	£154.61	£107.52
M1-150	150	150	82.50	152	153	30	10	£235.64	£163.89
M1-184	184	184	99.50	186	187	50	15	£313.39	£266.36

Worms & Wheels Bronze & Steel

MOD 1



**ANEXO 10**  
**PLANOS**