

Universidad del Valle de Guatemala
Facultad de ingeniería



Prótesis biónica transhumeral

Trabajo de graduación presentado por Rony José Herrarte Estévez, Heber Horacio Figueroa Rojas para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica; y Mario Alberto Castillo Mazariegos y Hugo René Mota Aguilar para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Electrónica.

Guatemala

2010

Prótesis biónica transhumeral

Universidad del Valle de Guatemala
Facultad de ingeniería

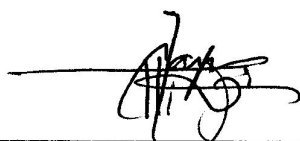
Prótesis biónica transhumeral

Trabajo de graduación presentado por Rony José Herrarte Estévez, Heber Horacio Figueroa Rojas para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica; y Mario Alberto Castillo Mazariegos y Hugo René Mota Aguilar para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Electrónica.

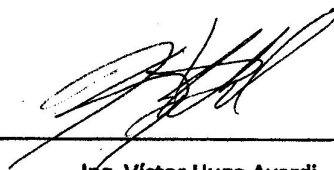
Guatemala

2010

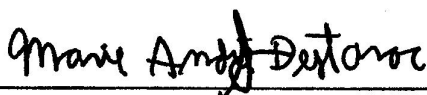
Vo.Bo.



MSc. Carlos Esquit



Ing. Víctor Hugo Ayerdi



Ing. Marie Andree Destarac

Fecha de aprobación:

24 de noviembre de 2010

PREFACIO

Durante la historia se han reemplazado miembros superiores con prótesis para fines cosméticos, vocacionales y por razones de autonomía personal. Los pacientes expresan una necesidad de reemplazar sus miembros perdidos para recuperar hasta cierto grado su propia independencia para realizar sus tareas cotidianas.

En la actualidad, las investigaciones que se están realizando en Guatemala en el campo de la medicina y la tecnología son escasas y cuentan con poco interés de parte de la comunidad científica; no porque el tema no sea interesante, más bien se subestima la capacidad de los profesionales guatemaltecos para desarrollar proyectos de tal magnitud o se considera que existen cosas “más importantes” por realizar. Como ingenieros, una de las principales tareas que estamos llamados a realizar es la integración de los conocimientos y las técnicas científicas aplicadas para resolver problemas que afectan directamente al ser humano. Con el afán de darle a una persona discapacitada la oportunidad de recuperar una extremidad perdida y con ello aportar de manera directa un avance tecnológico a la sociedad guatemalteca; surge el megaproyecto prótesis biónica transhumeral, desarrollado por cuatro estudiantes de los departamentos de ingeniería electrónica y mecánica de la universidad del Valle de Guatemala.

CONTENIDO

PREFACIO	vi
CONTENIDO	vii
LISTA DE CUADROS	ix
LISTA DE ILUSTRACIONES	xi
RESUMEN	xiv
I. INTRODUCCIÓN	1
II. OBJETIVOS	4
<i>A. Generales del Megaproyecto</i>	4
<i>B. Específicos del Megaproyecto</i>	4
III. DELIMITACIÓN E IMPACTO DEL TEMA	5
IV. DESARROLLO DEL MÓDULO DE DISEÑO MECÁNICO DEL MECANISMO DE CODO	6
<i>A. Diseño</i>	6
1. Detalles del mecanismo de codo.....	6
2. Selección de los materiales a utilizar.....	7
3. Dimensionamiento del mecanismo de codo.....	8
4. Fuerzas de reacción en el codo.....	9
5. Selección del servomotor a utilizar.....	10
6. Dimensionamiento de los engranes.....	12
7. Análisis de los esfuerzos de flexión y factores de seguridad de los engranes.....	17
8. Diseño del mecanismo con programas de diseño CAD.....	23
9. Fabricación y Ajustes.....	24
<i>B. Resultados y discusión</i>	25
1. Detalles del mecanismo de codo.....	25
2. Selección de los materiales a utilizar.....	25
3. Dimensionamiento del mecanismo de codo.....	26
4. Fuerzas de reacción en el codo.....	28
5. Selección del servomotor a utilizar.....	29
6. Dimensionamiento de los engranes.....	29
7. Análisis de los esfuerzos de flexión y factores de seguridad de los engranes.....	37
8. Diseño del mecanismo con programas de diseño CAD.....	42
9. Fabricación y ajustes.....	49
V. DESARROLLO DEL MÓDULO DE DISEÑO MECÁNICO DEL MECANISMO DE LA MUÑECA	60
<i>A. Diseño</i>	60
1. Proceso general.....	60
2. Proceso de diseño del mecanismo de pronosupinación del antebrazo.....	61
3. Proceso de diseño del mecanismo de la muñeca.....	71
4. Proceso de diseño del elemento de sujeción.....	80

<i>B. Resultados y discusión</i>	80
1. Proceso general	81
2. Proceso de diseño del mecanismo de pronosupinación del antebrazo	81
3. Proceso de diseño de la muñeca	83
4. Dimensión de los componentes	87
5. Proceso de diseño del elemento de sujeción	88
6. Costos de fabricación de componentes	88
VI. DESARROLLO DEL MÓDULO DE ESTADOS Y COMUNICACIÓN INALÁMBRICA	90
<i>A. Diseño</i>	90
1. Sistema de control basado en diagrama de estados	91
2. Sistema de control basado en puntos de presión con el muñón	106
3. Módulo de comunicación inalámbrica	116
VII. DESARROLLO DEL MÓDULO DE DISEÑO ELÉCTRICO	136
<i>A. El Sistema Propioceptivo Artificial – SPA</i>	136
1. Obtención de la posición de los servos	136
<i>B. El Sistema Exteroceptivo Artificial – SEA</i>	141
1. Caracterización de los FSR y selección del circuito interfaz	141
2. Obtención de una medida de la fuerza aplicada	150
<i>C. El Sistema Sensorial Artificial – SSA</i>	155
1. Diseño del SSA	155
<i>D. El Sistema de Control</i>	157
1. Diseño del Sistema de Control	157
2. El ciclo de programa	162
<i>E. Integración de los módulos</i>	166
1. Pruebas finales del Módulo de Diseño Eléctrico	166
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	181
BIBLIOGRAFÍA	188
GLOSARIO	189

LISTA DE CUADROS

Tabla 1. Factores de sobre carga, KO	18
Tabla 2. Variables para determinar Cma	20
Tabla 3. Factor de confiabilidad	23
Tabla 4. Propiedades principales de los materiales	26
Tabla 5. Medidas del antebrazo en fase 1	26
Tabla 6. Medidas esperadas de prótesis transhumeral.....	27
Tabla 7. Características del Servomotor HS-7980TH	29
Tabla 8. Relación entre el número de dientes del piñón y la corona	31
Tabla 9. Características determinadas por el generador de engranes de Inventor	36
Tabla 10. Esfuerzo de flexión permisible	40
Tabla 11. Capacidad de prótesis	81
Tabla 12. Servomotor para movimiento de pronosupinación	81
Tabla 13. Dimensiones del cojinete del mecanismo de pronosupinación.....	83
Tabla 14. Servomotor para flexión-extensión de la muñeca	83
Tabla 15. Dimensiones de los cojinetes del mecanismo de la muñeca.....	84
Tabla 16. Dimensiones del sistema de poleas.....	85
Tabla 17. Dimensiones de la polea impulsora	86
Tabla 18. Dimensiones de la polea impulsada.....	86
Tabla 19. Dimensiones del primer componente de pronosupinación	87
Tabla 20. Dimensiones del segundo componente de pronosupinación.....	87
Tabla 21. Dimensiones del tercer componente de pronosupinación	87
Tabla 22. Dimensiones del cuarto componente de pronosupinación	87
Tabla 23. Dimensiones del componente principal de muñeca	88
Tabla 24. Costo de fabricación	89
Tabla 25. Mensaje tipo No.1, movimientos individuales.....	97
Tabla 26. Mensaje tipo No.2, Selección de agarre y ajuste de agarre.	98
Tabla 27. Mensaje tipo No.3, posiciones predefinidas.	98
Tabla 28. Distancia entre sensores.....	112

Tabla 29. Parámetros del módulo Rf esclavo.	128
Tabla 30. Parámetros del módulo RF maestro.	128
Tabla 31. Parámetros del módulo RF receptor.	129
Tabla 32. Parámetros del módulo RF transmisor.....	133
Tabla 33. Parámetros del módulo RF receptor	133
Tabla 34. Conversiones análogo-digitales del voltaje de un servo para tres ángulos conocidos.....	137
Tabla 35. Conversiones analógico-digitales para el rango de 0° a 180°	138
Tabla 36. Ecuaciones obtenidas de la regresión polinomial grado dos para distintos valores de RM	144
Tabla 37. Ecuaciones obtenidas de la regresión lineal para distintos valores de RM...	144
Tabla 38. Comparación entre el modelo de regresión lineal seleccionado y la medición real en el circuito	145
Tabla 39. Tiempos de subida para la aplicación de un impulso sobre el sensor	148
Tabla 40. Modelos matemáticos empleados en la prueba	152
Tabla 41. Mediciones obtenidas de la prueba de fuerza máxima.....	153
Tabla 42. Descripción de las señales de entrada y salida del Sistema de Control	160

LISTA DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Estructura de antebrazo para la prótesis biónica de mano.	8
Ilustración 2. Servomotores industriales	11
Ilustración 3. Servomotor de modelismo	11
Ilustración 4. Nomenclatura de los dientes de engranes rectos.	15
Ilustración 5. Definición de las distancias S_1 y S	20
Ilustración 6. Relación de apoyo m_B	21
Ilustración 7. Factores geométricos J de engranes rectos.	21
Ilustración 8. Factor de ciclos de esfuerzo	22
Ilustración 9. Sección de una corona con dientes internos	30
Ilustración 10. Ventana del generador del juego de engranes de Inventor 2010	35
Ilustración 11. Diámetros principales determinados por Inventor 2010	37
Ilustración 12. Modelo CAD del juego de engranes	42
Ilustración 13. Modelo CAD del soporte lateral con corona.....	43
Ilustración 14. Modelo CAD de la tapa para el soporte lateral	44
Ilustración 15. Tornillo prisionero	45
Ilustración 16. Modelo CAD del soporte lateral sin corona	45
Ilustración 17. Modelo CAD de la estructura central	46
Ilustración 18. Modelo CAD del piñón.....	47
Ilustración 19. Modelo CAD del ensamble del piñón al servomotor	47
Ilustración 20. Modelo CAD del ensamble del servomotor a la estructura central	48
Ilustración 21. Modelo CAD del mecanismo de codo ensamblado sin las tapas	48
Ilustración 22. Modelo CAD del mecanismo de codo ensamblado.....	49
Ilustración 23. Interfaz controladora de la CNC	50
Ilustración 24. Soporte lateral montado a la CNC	50
Ilustración 25. Soporte lateral en la CNC y en su penúltimo proceso de maquinado	51
Ilustración 26. Soporte lateral después del último maquinado en la CNC	52
Ilustración 27. Base montada a la CNC	53
Ilustración 28. Primer proceso de maquinado con la CNC	54

Ilustración 29. Pieza del soporte lateral montada sobre la base	55
Ilustración 30. Agujeros y vaciado en un soporte lateral	56
Ilustración 31. Disco de sujeción instalado sobre el soporte lateral.....	57
Ilustración 32. Soporte lateral luego del último proceso de maquinado.....	57
Ilustración 33. Vista lateral de la estructura central.....	58
Ilustración 34. Servomotor y piñón instalado en la estructura central.....	58
Ilustración 35. Vista trasera del piñón y disco del servomotor.....	59
Ilustración 36. Mecanismo del codo armado.....	59
Ilustración 37 . Radio utilizado para cálculo del momento de inercia del mecanismo de pronosupinación.	62
Ilustración 38. Primer componente: mecanismo de pronosupinación.....	64
Ilustración 39. Segundo componente: mecanismo de pronosupinación.....	64
Ilustración 40. Tercer componente: mecanismo de pronosupinación.....	65
Ilustración 41. Cuarto componente: mecanismo de pronosupinación	66
Ilustración 42. Elemento de servomotor: mecanismo de pronosupinación.....	66
Ilustración 43. Modelo utilizado para cálculo de torque, mecanismo de muñeca	73
Ilustración 44. Componente principal de muñeca	75
Ilustración 45. Árbol de muñeca	75
Ilustración 46. Pin de la mano.....	76
Ilustración 47. Diagrama de estados, estados del 1 al 10	91
Ilustración 48. Diagrama de estados, estados del 10 al 18, 19 y 20. Selección de tipo de agarre y ajuste de agarre.....	92
Ilustración 49. Diagrama de estados, estados del 10 al 18, 21 y 22.....	93
Ilustración 50. Diagrama de estados, estados del 10 al 18, 21 y 22. Selección de tipo de agarre y ajuste del giro de la muñeca.	93
Ilustración 51. Ubicación y etiquetación de los puntos de presión.	94
Ilustración 52. Primer prototipo con interruptores.....	95
Ilustración 53. Segundo prototipo con sensores FSR.	96
Ilustración 54. Conversión ADC para un sensor FSR	97
Ilustración 55. Prototipo con sensores de presión, vista de frente.	100

Ilustración 56. Prototipo con sensores de presión, vista detrás.....	100
Ilustración 57. ADC del sensor ubicado en la primera falange distal resistencia de 5k Ω	102
Ilustración 58. ADC del sensor ubicado en la parte superior del primerhueso metatarso, resistencia de 5k Ω	102
Ilustración 59. ADC del sensor ubicado en la parte superior del quinto hueso metatarso, resistencia de 5k Ω	102
Ilustración 60. ADC del sensor ubicado en la parte inferior del calcáneo resistencia de 5k Ω	103
Ilustración 61. ADC del sensor ubicado en la primera falange distal resistencia de 1k Ω	104
Ilustración 62. ADC del sensor ubicado en la parte superior del primerhueso metatarso, resistencia de 1k Ω	104
Ilustración 63. ADC del sensor ubicado en la parte superior del primerhueso metatarso, resistencia de 1k Ω	105
Ilustración 64. ADC del sensor ubicado en la parte inferior del calcáneo resistencia de 1k Ω	105
Ilustración 65. Puntos de presión 1, 2, 8 y 6.....	108
Ilustración 66. Puntos de presión 6, 8 y 7.....	108
Ilustración 67. Puntos presión 1, 2, 3, 4.....	109
Ilustración 68. Independencia entre los puntos de presión 6 y 8.....	109
Ilustración 69. Primeros tres puntos de presión con sensores FSR.....	110
Ilustración 70. Sigüentes tres puntos de presión con sensores FSR.....	110
Ilustración 71. Últimos cuatro puntos de presión con sensores FSR.....	111
Ilustración 72. Conectores de los sensores FSR.....	111
Ilustración 73. Realización del negativo del muñón.....	113
Ilustración 74 Molde del negativo del muñón.....	113
Ilustración 75. Molde de yeso piedra del muñón perspectiva 1.....	114

RESUMEN

Este trabajo de graduación es parte de un proyecto de la Universidad del Valle de Guatemala que se encuentra en su segunda etapa de ejecución, el cual está orientado a desarrollar una prótesis biónica transhumeral completamente funcional. En el año 2008 cuatro estudiantes de Ingeniería Electrónica desarrollaron la primera fase del proyecto, que consistió en el diseño y construcción de una prótesis de mano biónica. En dicha fase se logró imitar una mano humana, la cual fue capaz de mover los cinco dedos de forma independiente por medio de servomotores dedicados únicamente a esa finalidad.

En esta segunda etapa se buscó agregar a la prótesis biónica de mano los movimientos de flexión-extensión del codo, pronosupinación del antebrazo y flexión-extensión de la muñeca. Para realizar esta fase del proyecto se formó un equipo de cuatro estudiantes, dos de ingeniería electrónica y dos de ingeniería mecánica. El objetivo de este equipo fue diseñar y fabricar los mecanismos que realicen los movimientos antes descritos, unir la prótesis biónica transhumeral a la prótesis biónica de mano y crear el sistema de control que regule las funciones de ambas prótesis.

Este proyecto busca desarrollar e implementar una prótesis biónica transhumeral controlada de forma remota por un sistema de sensores de presión ubicados en la planta de los pies. Se le agregó a la mano existente una estructura similar a la de un antebrazo humano y las articulaciones de la muñeca y el codo. Todo esto se integra a un sistema de control que proporciona un control intuitivo y de fácil aprendizaje para el usuario final con el objetivo primordial de darle a una persona discapacitada la oportunidad de recuperar una extremidad perdida y así poder realizar actividades cotidianas.

I. INTRODUCCIÓN

La investigación en el desarrollo de una prótesis biónica de brazo se ha convertido en objeto de estudio que ha unido a la medicina y a las ingenierías mecánica y electrónica, producto de su importancia y trascendencia social. La finalidad de una prótesis biónica de brazo es permitir la recuperación de las funciones del miembro superior del cuerpo humano, pérdidas debido a una amputación. Con el desarrollo de esta prótesis se busca ayudar a recuperar parte de las funcionalidades del miembro basándose en las necesidades primordiales del ser humano, como el aseo personal, la alimentación y la supervivencia. Los grados de libertad y el rango de los movimientos del brazo humano cumplen con necesidades específicas de la persona y por ende fueron objeto de estudio en este trabajo.

El brazo juega un papel primordial en la satisfacción de las necesidades básicas del ser humano, el brazo y la mano unidos constituyen una extremidad importante del cuerpo y es sólo a través de las articulaciones que este miembro, logra cumplir su función.

Una prótesis biónica transhumeral debe ser capaz de replicar los grados de libertad más importantes del brazo humano, a la vez que debe ser semejante en forma y tamaño a este último, este resultado se consiguió por medio del estudio antropomórfico del cuerpo humano. Para cumplir las necesidades básicas del hombre una prótesis transhumeral debe poder realizar los movimientos de flexión-extensión del codo, pronosupinación del antebrazo y flexión-extensión de la muñeca.

El estudio, diseño y fabricación de la prótesis biónica transhumeral completamente funcional representa la segunda fase de un proyecto iniciado en el año 2,008 por la Universidad del Valle de Guatemala; año en el que cuatro

estudiantes de ingeniería electrónica, como tesis de graduación diseñaron y fabricaron la prótesis de una mano biónica que es capaz de mover los cinco dedos de forma independiente por medio de servomotores dedicados exclusivamente a esa finalidad. En esta segunda fase del proyecto se pretende agregar a la prótesis de mano los movimientos de flexión-extensión del codo, pronosupinación del antebrazo y flexión-extensión de la muñeca, a través de la prótesis biónica transhumeral.

Uno de los aspectos más importantes dentro de un proyecto es su organización. Particularmente para un proyecto de ingeniería, la organización debe consistir en la división del problema a tratar en bloques más pequeños denominados módulos. Este Megaproyecto cuenta con cuatro módulos.

- Módulo de diseño mecánico del mecanismo de codo.
- Módulo de diseño mecánico de la muñeca y diseño del mecanismo de pronosupinación del antebrazo.
- Módulo de estados y comunicación inalámbrica.
- Módulo de diseño eléctrico.

El módulo de estados y comunicación inalámbrica es el único que tiene interacción directa con el usuario. Se podría decir que dicho módulo ejerce un control de alto nivel al interpretar los mandos del usuario. Éste envía al módulo de diseño eléctrico información codificada para que este último se encargue de traducirla a instrucciones de bajo nivel. En el módulo de diseño eléctrico se encuentra el sistema de control de bajo nivel que se encarga de gestionar los actuadores y recibir la correspondiente retroalimentación de los sensores. Finalmente, los actuadores, a través del módulo de diseño mecánico, ejecutan los comandos del usuario.

El módulo de diseño mecánico de la muñeca y diseño del mecanismo de pronosupinación del antebrazo se planteó el desarrollo del diseño mecánico y la fabricación de los mecanismos que realicen los movimientos de flexión-extensión de la muñeca y la pronosupinación del antebrazo. El módulo de diseño mecánico

del mecanismo de codo se ha planteado el desarrollo del diseño mecánico y la fabricación del mecanismo que cumpla la función de la articulación del codo.

II. OBJETIVOS

A. Generales del Megaproyecto

- Diseñar y fabricar una prótesis biónica transhumeral capaz de replicar los movimientos de flexión-extensión del codo, pronosupinación del antebrazo y flexión-extensión de la muñeca.
- Acoplar la prótesis biónica transhumeral a una prótesis biónica de mano y controlar ambas usando un mismo sistema de control.

B. Específicos del Megaproyecto

- Diseñar y fabricar el mecanismo de codo que proporcionará el movimiento de flexión-extensión del antebrazo en 140°.
- Diseñar y fabricar el mecanismo de la muñeca
- Diseñar y fabricar el mecanismo de pronosupinación del antebrazo
- Desarrollar un sistema de sensores para obtener una aproximación de una interpretación real del sentido del tacto; medio de interacción entre la prótesis y el mundo externo.
- Incorporar la prótesis a un sistema inteligente de control que otorgue al usuario el poder de manejarla por completo y asegurar que no ocurra deformación y/o rotura de los objetos sujetados.
- Desarrollar un sistema de control retroalimentado que tome una señal de control de una interfaz con el usuario y la convierta en un movimiento en la prótesis.
- Proveer la energía necesaria para que la prótesis funcione durante un tiempo prolongado; así como la potencia eléctrica necesaria que permita ofrecer suficiente potencia mecánica.

III. DELIMITACIÓN E IMPACTO DEL TEMA

Este Megaproyecto comprende el diseño y la fabricación de una prótesis biónica transhumeral capaz de replicar los movimientos de flexión-extensión del codo, pronosupinación del antebrazo y flexión-extensión de la muñeca. Adicionalmente se desea acoplar ésta a una prótesis biónica de mano y controlar ambas por medio de un solo sistema de control.

Este trabajo de graduación comprende el diseño e implementación de un sistema de control intuitivo que sea capaz de brindarle al usuario final de la prótesis estabilidad en la sujeción de objetos. Para poder brindar dicho equilibrio es necesaria la adaptación de un sistema sensorial artificial que, en todo momento, monitoree los parámetros que influyen directamente en el control inteligente del brazo, emulando así la función del sistema sensorial humano.

Los parámetros a medir son la fuerza aplicada a un objeto y la posición de las articulaciones que funcionan como puntos de contacto con el mismo. Así, este sistema es capaz de traducir los estímulos externos a las siguientes sensaciones somáticas: el tacto, la presión y el dolor.

La interpretación de algunas sensaciones como la vibración, la comezón, la temperatura, la tensión presente en los tendones y otras funciones exteroceptivas y propioceptivas están fuera del alcance de este proyecto, pues aunque incrementarían la robustez y funcionalidad de los sistemas artificial y de control, su implementación sería sumamente complicada ya que requieren de dispositivos de medición más complejos que los empleados en este proyecto.

Las extensiones artificiales o prótesis son algo más que una definición de diccionario o un avance tecnológico. Para muchas personas, una prótesis puede representar la oportunidad de recuperar la movilidad de un miembro o extremidad perdida. Es por esta razón que se considera este campo de investigación de alto impacto en la sociedad.

IV. DESARROLLO DEL MÓDULO DE DISEÑO MECÁNICO DEL MECANISMO DE CODO

A. Diseño

1. Detalles del mecanismo de codo. Para poder determinar los movimientos que la prótesis biónica transhumeral deberá ser capaz de realizar, se efectuó una investigación de las capacidades y limitaciones que tiene el brazo humano. Para ello se tomaron en cuenta los grados de libertad del brazo y los rangos máximos y mínimos de los movimientos.

Se estudió la serie de movimientos necesarios para realizar acciones específicas, como por ejemplo la alimentación o el aseo personal. Todo esto se realizó por medio de entrevistas con la doctora Susana Cofiño, especialista en la fisiología del cuerpo humano. También se estudió el libro titulado *Physiologie Articulaires*, del doctor I. A. Kapanji. Esto se hace con el fin de entender los movimientos necesarios e indispensables que tendrá la prótesis y las limitantes de estos movimientos como por ejemplo el rango de movimiento y la velocidad de éste.

El entendimiento y estudio de la biomecánica es indispensable en este punto. Sólo al identificar las funciones que tienen todas las articulaciones del codo se puede diseñar un mecanismo que imite los movimientos de éste. En el diseño del mecanismo de codo se pueden eliminar algunas limitantes que tiene un brazo real, pero se debe analizar el motivo de tales limitantes ya que en algunos casos estas limitantes tienen alguna razón de ser.

2. Selección de los materiales a utilizar. Se realizó un estudio de los diferentes materiales que pueden ser usados en la creación de una prótesis biónica. Para esto se recopiló información con respecto a las características mecánicas de los materiales, su compatibilidad con el cuerpo humano, sus costos, métodos de fabricación y su disponibilidad en Guatemala.

Se compararon todos los materiales, dando una ponderación según las características más importantes. Finalmente se seleccionaron los materiales más aptos.

a. Criterio para la selección de materiales. Para la selección de los materiales idóneos a utilizar, se tiene que analizar a los materiales más como a un conjunto de propiedades. Se deben reconocer las cualidades y las debilidades de sus características, y compararlas con los requerimientos del diseño.

Conocer de antemano las características de los materiales a utilizar también sirve para determinar posibles cambios en el diseño del mecanismo para que éste funcione según lo establecido.

Las propiedades mecánicas de los materiales son utilizadas para poder realizar los cálculos de los esfuerzos, y la dinámica de los movimientos.

Las propiedades mecánicas a tomar en cuenta para el diseño son la densidad, la cual se define como la masa por unidad de volumen (kg/m^3), el cual sirve para poder estimar el peso de las piezas ya finalizadas según el volumen de éstas. El esfuerzo de flexión permisible (MPa), que es el esfuerzo máximo permisible de tensión que puede soportar el material en viga; éste permitirá determinar y dimensionar las piezas que sufran este tipo de esfuerzos. La dureza, la cual se mide con diferentes métodos los cuales tiene un rango distinto de valores; la dureza Rockwell y Vickers son las más comunes y utilizadas. Esfuerzo permisible de tensión (MPa), el cual permite determinar la resistencia de las piezas que sufran fuerzas en tensión.

Aparte de las propiedades mecánicas involucradas en el mecanismo, es también necesario evaluar otras características que aseguren de que el mecanismo tenga el mejor desempeño posible. La conductividad térmica y la conductividad eléctrica son factores a tomar en cuenta ya que existen piezas eléctricas que pueden por algún desperfecto producir descargas eléctricas, calentarse e incluso incendiar. El coeficiente de expansión térmica es necesario conocer; debido a que el mecanismo de codo debe ser lo más compacto posible las piezas estarán ajustadas entre sí. Si el coeficiente de expansión es mayor al ajuste entre piezas se creara interferencia entre éstas y el mecanismo no funcionara debidamente.

3. Dimensionamiento del mecanismo de codo. Para establecer el torque máximo necesario para hacer funcionar al mecanismo es necesario conocer el tamaño y peso final de la prótesis. Debido a que el resto de la prótesis fue diseñada y fabricada en conjunto con el mecanismo de codo, no existía forma de determinar esto valores con antelación. Por ello fue necesario estimar el peso máximo que tendrá la prótesis biónica completa.

Ilustración 1. Estructura de antebrazo para la prótesis biónica de mano.



Se tomó como referencia el peso actual de la prótesis de mano realizada en el 2008 por medio de una balanza. Para hacer pruebas con la prótesis, en su momento ésta se ensambló a una estructura hecha de fibra de vidrio la cual contenía los servomotores que controlaban la mano y todos los dispositivos

electrónicos (Ilustración 1). Se estimaron los pesos que tendrán los mecanismos restantes de la prótesis biónica transhumeral, recopilando información de los fabricantes.

Hay que determinar el centro de gravedad a lo largo del brazo, eso se consigue si se coloca sobre un borde elevado y se busca la posición en la cual el brazo guarda equilibrio. Se mide la distancia desde donde se encontrará el codo hasta el centro de gravedad del brazo, esta es la palanca del brazo. Se mide la distancia desde el codo hasta la palma de la mano, ésta es la palanca creada por el objeto a levantar. Para tomar estas medidas también se usó como referencia la estructura de antebrazo de la Ilustración 1.

Se establecieron las dimensiones que tendrá la prótesis biónica completamente ensamblada. Para ello se tomó en cuenta el requerimiento de espacio para los componentes de la prótesis y a la vez se buscó asemejar las dimensiones a las de un brazo humano real. Para ello se tomaron las medidas del brazo de un hombre de 1.70 m de estatura, 20 años de edad y complexión promedio.

En el caso de diseñar una prótesis para un paciente en específico, se han de tomar las medidas pertinentes a esta persona para usar éstas como referencia. Debido a que este proyecto tiene como finalidad solamente propósitos científicos y no existirá un usuario final no se tomaron estas consideraciones en el diseño.

4. Fuerzas de reacción en el codo. Para poder determinar la potencia del servomotor a utilizar, más específicamente, el torque necesario que el codo debe proporcionar al antebrazo para que éste pueda rotar y así levantar un objeto que sostenga en la palma de la mano se realizó un estudio de las fuerzas de reacción y las palancas para así determinar el torque.

Estas fuerzas se pueden dividir en dos principales, el primero es el peso total del brazo, en este caso el valor ha de ser estimado. Segundo es el peso máximo que la prótesis biónica transhumeral ha de poder levantar en la palma de

su mano. También es necesario conocer la distancia desde el centro de masa de cada fuerza hasta el punto de pivote del codo.

Con estos valores se puede calcular el torque mínimo necesario bajo la teoría de palancas. Esta teoría establece que el torque en un punto es igual a la suma de las fuerzas aplicadas por la distancia más corta desde donde se aplican las fuerzas hasta ese punto. Para conseguir el torque mínimo necesario se utilizó la siguiente ecuación

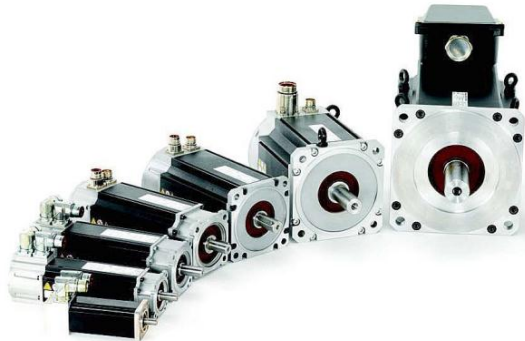
$$T = \sum_{i=1}^n m_i l_i g$$

Donde m_i es la masa en kilogramos, l_i es la distancia desde el codo hasta el centro de masa, en metros y g es la fuerza de gravedad de la tierra (9.81 m/s^2). Es importante notar que bajo la norma del sistema internacional, el valor del torque se presenta en unidades de Newton metro (N·m), pero la mayoría de fabricantes de servomotores presentan las característica de estos en kg·cm por lo que para fines prácticos los valores de las mediciones se tomaran en kg para la masa y cm para la distancia.

5. Selección del servomotor a utilizar. Se ha de conseguir el servomotor más adecuado con respecto al torque necesario, el ideal es el que tenga un torque igual o levemente mayor. Existen otros factores aparte del torque que hay que tomar en cuenta en la selección.

Es necesario considerar el tamaño del servomotor ya que se busca diseñar el mecanismo de codo lo más pequeño posible para que esto no interfiera con las dimensiones antropométricas deseadas de la prótesis. El peso es otro factor a tomar en cuenta ya que una prótesis de brazo debe ser liviana debido a que el paciente tendrá que portarla y se busca que ésta no ocasiona incomodidades. Debido a que es necesario que el usuario de la prótesis tenga que portar con una batería para alimentar de energía eléctrica a los servomotores, el consumo de energía eléctrica y el voltaje son otros factores a tomar en cuenta.

Ilustración 2. Servomotores industriales



Los fabricantes de servomotores diseñan estos para dos fines principales. El primero es para operaciones industriales, principalmente como actuadores, éstos suelen tener un elevado torque pero suelen ser de gran tamaño, el consumo de energía eléctrica también es elevado y trabajan principalmente con corriente alterna, en la Ilustración 2 se puede observar una serie de tamaños de servomotores industriales. Los segundos son servomotores de modelismo, éstos están diseñados para ser utilizados en modelos de radiocontrol como aviones o carros a escala, y últimamente también son utilizados para fabricar pequeños robots. Los servomotores de modelismo son de un tamaño menor y compacto, consumen poca energía eléctrica, y trabajan con corriente directa, pero debido a que no son diseñados para aplicar grandes fuerzas el torque que entregan es bajo. En la Ilustración 3 se observa el tamaño promedio de un servomotor de modelismo.

Ilustración 3. Servomotor de modelismo



6. Dimensionamiento de los engranes. Debido a que no existe un servomotor que cumpla con el tamaño requerido y con el torque necesario se requirió utilizar un mecanismo que permitiera aumentar el torque del servomotor al requerido. Entre los posibles mecanismos para aumentar el torque se encuentra el mecanismo de engranajes. Debido a las bajas velocidades de giro, el espacio disponible de un mecanismo de dos engranes rectos satisface las necesidades.

Para diseñar el juego de engranes se ha de determinar primero la relación de engranes m_G que es la relación entre torques, la cual se obtiene mediante la siguiente ecuación

$$m_G = \frac{T_{\text{salida}}}{T_{\text{entrada}}}$$

Esta relación entre engranes es la misma relación que deben cumplir los diámetros de paso de los engranes; siendo el engrane de salida el engrane de mayor tamaño y el engrane de entrada, el cual es el que se monta al eje del servomotor, es el más pequeño. Es también la relación entre el número de dientes entre la corona y el piñón.

$$m_G = \frac{N_G}{N_P}$$

Donde N_G es el número de dientes que tendrá el engrane mayor y N_P es el número de dientes que tendrá el engrane menor. Debido a que el número de dientes de cada engrane tiene que ser un numero entero, la relación entre engranes tiene que seleccionarse de modo que sea lo más semejante posible a la relación entre torques pero tiene que ser un valor que de una relación entre dientes exacta.

Existen varias formas de diferenciar al engrane de entrada, usualmente el de menor tamaño, con el engrane de salida. Las dos formas más comunes son denominar piñón al engrane de entrada y engrane al de salida, esto puede generar

confusión debido a que el piñón también es un engrane. La otra forma es denominar piñón al engrane de entrada y corona al de salida, aquí la confusión se puede dar cuando los engranes son más anchos en su radio exterior, ya que a éstos se les llama corona. Se ha optado denominarlos piñón y corona ya que esta es la práctica más común en el ámbito de la ingeniería mecánica. También es importante notar que para diferenciar los valores del piñón y la corona se debe usar el subíndice “p” para el piñón y “G” para la corona.

Se debe conseguir un módulo que se adecúe lo mejor posible a la relación entre engranes. El módulo es la relación del diámetro de paso con respecto al número de dientes. Con la ayuda de tablas se buscan los módulos estandarizados utilizados en la industria y se selecciona el que se adecúe mejor a los diámetros de los engranes. Al utilizar un módulo estándar se reducen los costos de fabricación ya que no hay que fabricar piezas especiales o tener que comprar piezas poco comunes para la fabricación de los engranes.

Para seleccionar el módulo a utilizar se deben estudiar varios factores, no es deseable utilizar un módulo pequeño ya que esto significa un aumento en el costo de fabricación debido a que el tamaño de los dientes de los engranes está relacionado con el valor del módulo. Otro factor a considerar es el máximo diámetro que puede tener la corona ya que, como ya se había dicho, se busca que el mecanismo sea compacto. También un mayor diámetro implica un menor esfuerzo de flexión en los dientes.

Tomando en cuenta los factores anteriores se selecciona el módulo y los diámetros de los engranes por el método de prueba y error hasta hallar los valores que mejor cumplan con todos los requisitos. Más adelante se comprobará si los valores seleccionados son adecuados.

Los diámetros de paso de ambos engranes se calculan habiendo seleccionado un módulo y el número de dientes

$$d_p = N \cdot m$$

Donde d_p es el diámetro de paso del engrane. Una vez seleccionado los valores, se debe determinar algunas medidas geométricas de los dientes de los engranes, estas medidas son estándar (Budynas & Nisbett, 2008). El dimensionamiento geométrico de los engranes se puede hacer por medio de una serie de fórmulas establecidas por American GearManufacturersAssociation (AGMA).

El ángulo de presión más utilizado en la actualidad es 20° ; a menos que sea necesario utilizar otro éste será el seleccionado. Para determinar la altura de los dientes de los engranes se debe determinar de primero el tamaño de la cabeza y de la raíz de los engranes. Para engranes de profundidad total de los dientes se utilizan las siguientes fórmulas

$$a = 1 \cdot m$$

$$b = 1.25 \cdot m$$

Donde a es la longitud de la cabeza del diente que es la distancia radial entre la cresta y el círculo de paso y b es la longitud de la raíz que es la distancia radial desde el fondo hasta el círculo de paso, ambos en mm. Debido a que sólo dos engranes con el mismo módulo pueden engranar sin problemas, ambos engranes del mecanismo tendrán el mismo módulo lo cual significa que la cabeza y la raíz de los dientes es la misma para ambos engranes. La altura total del diente es la suma de la cabeza y la raíz.

Otros valores a determinar son el paso circular p que es la distancia del arco desde un punto cualquiera sobre el diámetro de paso de un diente al mismo punto del diente aledaño. El paso circular se calcula con la siguiente ecuación

$$p = \pi \cdot m$$

El espesor del diente t es igual a la mitad del paso circular, como lo demuestra la siguiente fórmula, el cual se mide a la altura del diámetro de paso

$$t = \frac{p}{2}$$

El claro o entalle c es la distancia que queda entre la profundidad del diente del engrane y la cresta del diente del otro engrane acoplado

$$c = b - a$$

El radio del entalle r_{fp} es el radio ideal que han de tener los dientes en el fondo de estos

$$r_{fp} = 0.35 \cdot m$$

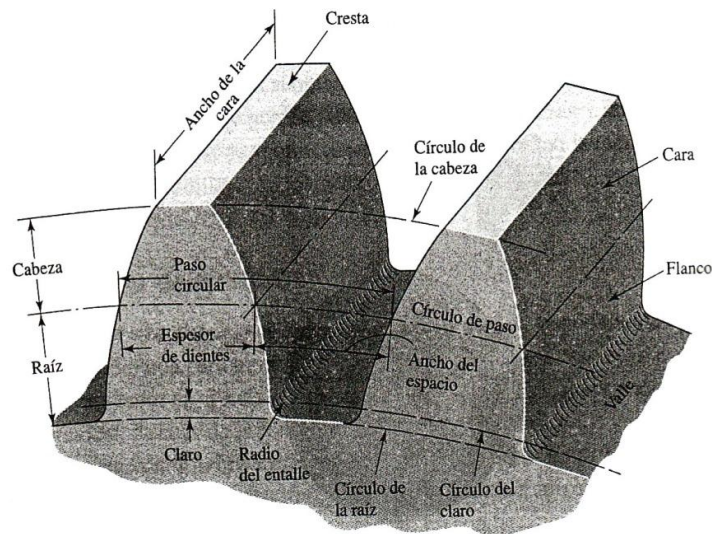
Otros valores son el diámetro de raíz d_r , o también el diámetro menor del engrane. El diámetro de cabeza d_c , o diámetro exterior

$$d_{rp} = d_p - 2 \cdot b$$

$$d_{cp} = d_p + 2 \cdot a$$

En la Ilustración 4 se observan las características que han de tener los engranes.

Ilustración 4. Nomenclatura de los dientes de engranes rectos.



Con los valores anteriores se puede describir el comportamiento del mecanismo. Se calcula el ángulo total que tendrá el mecanismo y se comparará

con el ángulo ideal de la prótesis para corroborar que esté dentro de lo aceptado. Para ello se debe conocer el ángulo total de giro que tiene el servomotor ϕ_s , en grados; este valor dividido la relación de diámetros da como resultado el máximo de grados que rotará la prótesis

$$\phi_{\text{total}} = \frac{\phi_s}{\text{relación de diámetros}}$$

Primero se ha de determinar la velocidad de giro del piñón y de la corona. La velocidad de giro debe ser considerada en revoluciones por minuto, pero el fabricante del servomotor utiliza segundos por grado como unidades de medición. Para determinar la velocidad de giro del piñón se usa la siguiente conversión

$$n_p = \frac{1 \text{ rev}/360^\circ}{\frac{\text{seg.}}{\text{grado}} \text{ del servomotor}} \cdot \frac{60 \text{ sec}}{1 \text{ min}}$$

La velocidad de la corona, que será finalmente la velocidad que tendrá el brazo, se obtiene por medio del módulo

$$n_G = \frac{n_p}{m}$$

También se puede determinar el tiempo que tomara al brazo para realizar un movimiento completo. Para ello se utiliza la velocidad de giro y los grados de giro de la corona como se muestra a continuación

$$t = \frac{\text{seg.}}{\text{grado}} \text{ del servomotor} \cdot \phi_{\text{total}}$$

Una vez obtenidos los valores descriptivos de los engranes se ha de comprobar que no exista interferencia entre ellos para lo cual se calcula el mínimo de dientes que ha de tener el piñón con respecto al número de dientes de la corona. Con la siguiente ecuación se determina que no exista interferencia

$$N_p = \frac{2 \cdot k}{(1 + 2 \cdot m) \text{sen}^2 \phi} \left(m + \sqrt{m^2 + (1 + 2 \cdot m) \text{sen}^2 \phi} \right)$$

Donde $k = 1$ en el caso de dientes d profundidad completa y $k = 0.8$ en el de dientes cortos, m es el módulo y ϕ es el ángulo de presión.

7. Análisis de los esfuerzos de flexión y factores de seguridad de los engranes. Los cálculos que se llevan a cabo a continuación son fundamentales para determinar si las dimensiones del engrane, el material de éste y los esfuerzos a los que se someterán son adecuados para soportar una larga vida de uso. Estos cálculos están basados en la norma ANSI/AGMA 2001-D04 (Budynas & Nisbett, 2008).

a. Análisis de flexión. Hay que realizar cálculos para determinar que los esfuerzos aplicados sobre los dientes de los engranes no sobrepasen el esfuerzo de flexión permisible. Para determinar esto se utiliza el factor de seguridad en los dientes de los engranes, para ello se calcula primero la carga tangencial en los dientes.

$$W^t = \frac{T}{d_p/2}$$

Donde W^t es la carga tangencial transmitida, en N. T es el par de torsión que se aplica al engrane, en el caso del piñón el par de torsión es el que entrega el servomotor, en el caso de la corona es el par de torsión de salida o el que es esperado. En este caso las unidades utilizadas son las del Sistema Internacional por lo que se usa N·m. El diámetro de paso d_p , en m, se usa el del piñón y el de la corona respectivamente.

Para determinar el esfuerzo de flexión que han de soportar los engranes se utiliza la metodología AGMA, la cual establece la siguiente ecuación

$$\sigma = W^t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{F \cdot m} \cdot \frac{K_H \cdot K_B}{J}$$

Donde K_0 es el factor de sobrecarga; K_v es el factor dinámico; K_s es el factor de tamaño; K_H es el factor de distribución de carga; K_B es el factor de

espesor del aro; Y_j es el factor geométrico; F es el ancho de la cara de los dientes, en mm; y m es el módulo de los engranes. Todos los factores son adimensionales, éstos son factores de corrección de la fórmula para cada tipo diferente de engrane.

Tabla 1. Factores de sobre carga, K_0

Máquina impulsada			
Fuente de potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto Pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

El Factor de sobrecarga K_0 se obtiene por medio de la tabla 1. Para seleccionar el factor de sobrecarga se tiene que conocer si existen vibraciones constantes en el funcionamiento del mecanismo o si existen aceleraciones repentinas.

El factor dinámico K_v , es utilizado para tomar en cuenta imprecisiones en la fabricación y acoplamiento de dientes de engranes en movimiento (Budynas & Nisbett, 2008). Para determinar el factor dinámico K_v es deben calcular otras constantes como se muestra

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

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

Donde Q_v es igual al número de calidad de fabricación, este valor va desde 5 para mala calidad, hasta 11 para buena calidad. Con estos valores se puede calcular el factor dinámico con la siguiente fórmula

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

Donde V es la velocidad lineal del diente del engrane, la cual se determina como sigue

$$V = \pi \cdot d_p \cdot n_p$$

Donde d_p es el diámetro de paso del piñón y n_p es la velocidad angular del piñón.

El factor de tamaño K_s refleja la falta de uniformidad de las propiedades del material debida al tamaño (Budynas & Nisbett, 2008). Para determinar el factor de tamaño también es necesario calcular otros valores, los cuales son

$$l = a + b$$

$$x = \frac{t^2}{4l}$$

$$Y = \frac{2x}{3m}$$

Donde l es la altura total de los dientes del engrane, a es la altura de la cabeza, b es la altura de la raíz, t es el ancho de la cara y m es el módulo.

Con estos valores ya se puede determinar el factor de tamaño con la siguiente ecuación, si el factor K_s es menor que 1, se emplea $K_s = 1$

$$K_s = 1.192(F \cdot m \cdot \sqrt{Y})^{0.0535}$$

El factor de distribución de carga K_H , modifica las ecuaciones de esfuerzo para reflejar la distribución no uniforme de la carga a lo largo de la línea de contacto. El ideal es ubicar el “claro medio” del engrane entre dos cojinetes en el lugar con pendiente cero cuando se aplica la carga (Budynas & Nisbett, 2008)

$$K_H = 1 + C_{mc}(C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e)$$

Donde $C_{mc} = 1$ para dientes sin corona, $C_{mc} = 0.8$ para dientes coronados. $C_{pm} = 1$ para piñón montado separado con $S_1/S < 0.175$ y $C_{pm} = 1.1$ para piñón

montado separado con $S_1/S \geq 0.175$ (estos valores se obtienen con ayuda de la Ilustración 5). $C_{ma} = A + BF + CF^2$, ver la Tabla 2 para las variables. $C_e = 0.8$ para engranajes ajustados durante el ensamble o si la compatibilidad se mejora mediante lapeado, o también si se dan ambos casos y $C_e = 1$ para todas las otras condiciones. Para determinar C_{pf} se utiliza la siguiente ecuación

$$C_{pf} = \frac{F}{10d_p}$$

Ilustración 5. Definición de las distancias S_1 y S

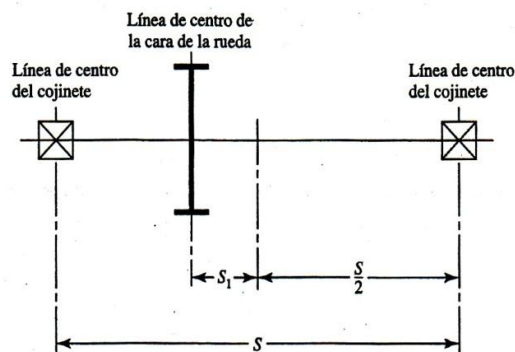


Tabla 2. Variables para determinar C_{ma}

Condición	A	B	C
Engranajes abiertos	0.24700	0.0167	$-0.765(10^{-4})$
Unidades comerciales, cerradas	0.12700	0.0158	$-0.930(10^{-4})$
Unidades de precisión, cerradas	0.06750	0.0128	$-0.926(10^{-4})$
Unidades de precisión extrema, cerradas	0.00360	0.0102	$-0.822(10^{-4})$

El factor de espesor del aro K_B se determina cuando el espesor del aro no es suficiente para proporcionar soporte completo a la raíz del diente, la ubicación de la falla por fatiga por flexión puede ser a través del aro del engrane en lugar del entalle de la raíz (Budynas & Nisbett, 2008). El espesor del aro es una función de la relación de apoyo m_B ,

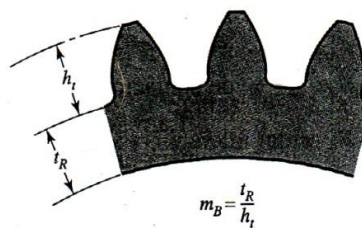
$$m_B = \frac{t_R}{h_t}$$

Donde t_R es el espesor del aro debajo del diente, mm y h_t es la profundidad total del diente. La geometría se representa en la Ilustración 6. Cuando $m_B < 1.2$ el factor de espesor del aro es

$$K_B = 1.6 \cdot \ln \frac{2.242}{m_B}$$

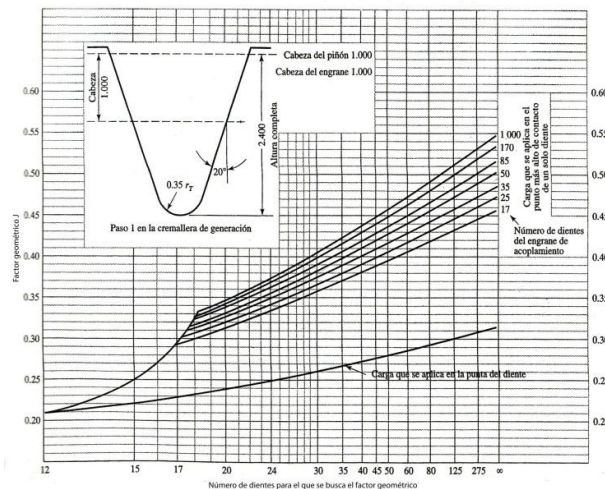
Cuando $m_B \geq 1.2$ entonces $K_B = 1$.

Ilustración 6. Relación de apoyo m_B



El factor geométrico J AGMA de resistencia a la flexión se obtiene por medio de la Ilustración 7.

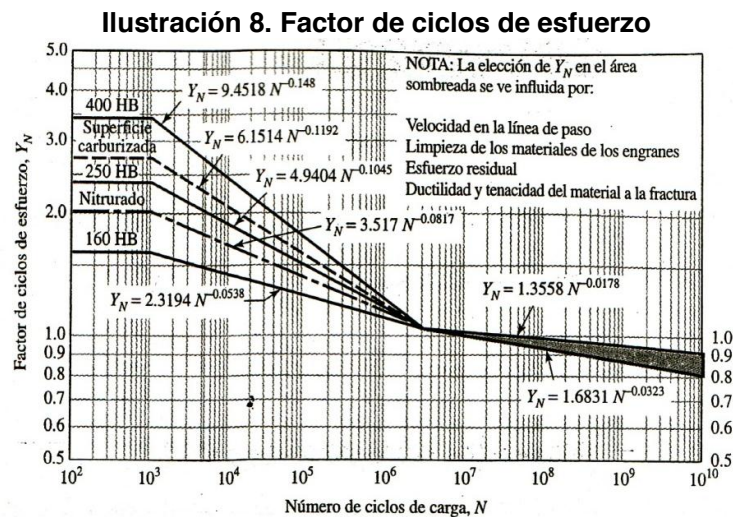
Ilustración 7. Factores geométricos J de engranes rectos.



b. Factor de seguridad. Con el esfuerzo de flexión se prosigue a determinar el factor de seguridad con la siguiente ecuación.

$$S_F = \frac{S_t \cdot Y_N / (K_T \cdot K_R)}{\sigma}$$

Donde S_t es el esfuerzo de flexión permisible, el cual se obtiene a partir de las características del material seleccionado y por ende tiene que ser proporcionado por el fabricante o el distribuidor. El factor de los ciclos de esfuerzos Y_N se basa en la aplicación de 10^7 ciclos de carga. El propósito del factor de ciclos de carga es modificar la resistencia AGMA para vida que no sean para 10^7 ciclos (Budynas & Nisbett, 2008). Este valor se obtiene de la Ilustración 8.



El factor de temperatura K_T que modifica el comportamiento del material a altas temperaturas (Budynas & Nisbett, 2008). Cuando las temperaturas de operación son inferiores a los 120°C el factor es $K_T = 1$, si las temperaturas sobrepasan este valor el factor de temperatura será mayor a la unidad.

El factor de confiabilidad K_R toma en cuenta el efecto de distribuciones estadísticas de las fallas por fatiga del material (Budynas & Nisbett, 2008). Para determinar el factor de confiabilidad se utiliza la tabla 3.

Tabla 3. Factor de confiabilidad

Confiabilidad	K_R
.9999	1.5
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

Para garantizar un buen funcionamiento del mecanismo el factor de seguridad debe ser mayor a la unidad. El factor de seguridad representa el porcentaje que es capaz el mecanismo de soportar. Si el factor de seguridad es $S_F = 1$ significa que el mecanismo soporta hasta el 100% de la capacidad establecida. El factor de seguridad no puede ser menor a la unidad ya que esto indicaría que el mecanismo no soportara la carga aplicada.

8. Diseño del mecanismo con programas de diseño CAD. Una vez se tienen definidas las dimensiones de los engranes se prosigue a diseñar el mecanismo completo. Se utilizó el programa Autodesk Inventor 2009 y 2010, ya que este programa fue desarrollado para el diseño de piezas mecánicas. La principal ventaja que otorga este tipo de programas de ingeniería es que reducen el tiempo de fabricación y los costos, ya que se puede notar de antemano posibles errores de diseño o la necesidad de cambios en los modelos. Así se puede garantizar que el primer modelo fabricado será el final.

El proceso de diseño con ayuda de Autodesk Inventor consiste de las siguientes tareas. Se han de modelar, uno por uno, todos los componentes del mecanismo. En esta etapa se determinan las dimensiones de los componentes y

se determina la geometría de éstos. Se prosigue a ensamblar el mecanismo, esto consiste en crear un nuevo documento dentro del cual se colocarán todos los componentes. En esta etapa se comprueba que todo el mecanismo pueda ser ensamblado y que se cumplan los requerimientos de diseño, también sirve para verificar que no exista alguna posible interferencia.

Después del ensamble se puede determinar otros componentes que serán necesarios para el mecanismo, estos componentes son tornillos, tuercas, arandelas, espaciadores, etc. En esta etapa se obtiene un listado de los componentes que se deben obtener y que no serán fabricados, así como las dimensiones de éstos.

Con el mecanismo ensamblado, de manera digital, se puede animar éste para verificar que tenga el comportamiento esperado. Una vez esté definido todo el mecanismo, se deben crear los planos de éste y sus componentes. Esto sirve para tener un control de las especificaciones del mecanismo y también para facilitar la fabricación.

9. Fabricación y ajustes. Se debe plantear la estrategia de maquinado de cada componente y su ensamble final. En esta etapa se debe seleccionar el método con el cual se maquina cada pieza del componente. Se debe tomar en consideración los materiales, y la complejidad de las geometrías.

Se deben realizar varias etapas de maquinado para fabricar una pieza según las especificaciones. En esta etapa se ha de determinar el orden en que se llevaran las etapas para elaborar un buen acabado de las piezas y reducir el tiempo de fabricación.

Para la fabricación de las piezas se asumen dos métodos de fabricación, las máquinas herramientas tradicionales, que constan de torno, cepillo, taladro y mortajadora, y una fresadora CNC con tres grados de libertad.

Una vez fabricadas las piezas se prosigue a ensamblar estas y se realizan los ajustes necesarios. Finalmente se realizan pruebas para corroborar el funcionamiento del mecanismo.

B. Resultados y discusión

1. Detalles del mecanismo de codo. Para realizar las funciones principales del brazo, estos son alimentación, aseo y protección, se ha determinado que la prótesis biónica transhumeral debe ser capaz de realizar los siguientes tres movimientos.

- a. Flexión-extensión del codo
- b. Pronosupinación del antebrazo
- c. Flexión-extensión de la muñeca.

Para que el rango de movimiento de flexión-extensión del codo sea semejante al de un brazo humano éste ha de ser de 145°.

2. Selección de los materiales a utilizar. Se ha seleccionado tres materiales a utilizar en el mecanismo de codo,

- Aleación de aluminio 6061-T6, debido a su alta resistencia mecánica y baja densidad.
- Plastidur 4.1 UHMW, éste es un plástico de ingeniería que presenta altas resistencias mecánicas y es auto lubricante, lo cual reduce el coeficiente de fricción significativamente.
- Ensilon Nylon 6/6, éste es el plástico de ingeniería de mayor resistencia a la flexión que se encuentra en Guatemala.

Por el bajo costo del aluminio éste fue utilizado para la fabricación de la mayoría de piezas, también debido a que tiene una mayor resistencia mecánica

que los plásticos de ingeniería seleccionados será utilizado como la estructura que soportara el mayor peso y para la fabricación de la corona. El Plastidur UHMW será utilizado como la estructura central y su función principal será la de alojar al servomotor y también como cojinete de fricción gracias a la lubricación que trae dentro. El Ensilon Nylon 6/6 será utilizado para fabricar el piñón esto se debe a que a pesar de ser el plástico de ingeniería con mayor resistencia a la flexión sigue siendo menor que la del aluminio por lo que el piñón servirá como material de sacrificio. Se eligió por usar el material del piñón de plástico para que la lubricación no sea un factor crítico y también para reducir los ruidos.

Tabla 4. Propiedades principales de los materiales

Material	Densidad (g/cm ³)	Conductividad térmica (W/m·K)	Coefficiente de expansión térmica (μm/m·°C)	Resistencia eléctrica (ohm·cm)	Resistencia a la flexión (MPa)	Dureza (Rock well)
Aluminio 6061-T6	2.700	167.0	23.6	3.99·10 ⁻⁶	270.0	A40 B60
Plastidur 4.1 UHMW	0.941	0.4	N/D	5·10 ¹⁴	N/D	R54
Ensilon Nylon 6/6	1.140	1.7	81.0	1·10 ¹⁵	117.2	R120 M79

3. Dimensionamiento del mecanismo de codo. Los valores que se midieron de la prótesis de mano creada en la fase 1 del proyecto se presentan en la Tabla 5.

Tabla 5. Medidas del antebrazo en fase 1

Largo brazo	30 cm
Largo mano	21 cm
Largo total	51 cm
Centro de gravedad brazo	25 cm
Centro de gravedad objeto	38 cm
Peso total brazo	1.2 kg

Debido a que en el momento que se realizaron los cálculos del torque necesario aún no se conocía el peso final de la prótesis ya terminada ni su centro de gravedad real se aproximó que el peso de la prótesis final será como máximo igual a la actual. Se estima que los centros de gravedad tengan la misma relación lineal que existe entre la longitud total del brazo anterior y del nuevo. En la Tabla 6 se muestran los valores que se tomaron para calcular el torque mínimo a lograr.

Tabla 6. Medidas esperadas de prótesis transhumeral

Largo brazo	26 cm
Largo mano	21 cm
Largo total	47 cm
Centro de gravedad brazo	23 cm
Centro de gravedad objeto	34 cm
Peso total brazo	1.2 kg
Circunferencia brazo	26 cm

El nuevo centro de gravedad del brazo se determinó con una relación lineal,

$$C_n = C_a \frac{L_n}{L_a} = 25 \text{ cm} \frac{47 \text{ cm}}{51 \text{ cm}} = 23 \text{ cm}$$

Donde C_n es el centro de gravedad que se espera tenga el brazo, C_a es el centro de gravedad anterior del brazo, L_n es la longitud estimada que tendrá el brazo, L_a es la longitud total que tenía el brazo.

Con la tabla anterior se determinó que el diámetro exterior ideal del codo sería de

$$D_{ext} = \frac{26 \text{ cm}}{\pi} = 8.27 \text{ cm}$$

4. Fuerzas de reacción en el codo. En la primera fase del proyecto se diseñó la mano biónica con la capacidad de sostener un vaso lleno con agua, este dato se tomó como partida para determinar el peso máximo a levantar por el brazo. Un vaso estándar tiene un volumen de 250 ml ($2.5 \times 10^{-4} \text{ m}^3$) y el agua tiene una densidad de 1000 kg/m^3 a 4°C , con el siguiente cálculo se obtuvo el peso a levantar.

$$m = 1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 2.5 \times 10^{-4} \text{ m}^3 = 0.25 \text{ kg}$$

Debido a que la masa y tamaño final de la prótesis no es conocida, estos valores fueron estimados tomando en cuenta los valores que la prótesis actual. Se determinó aumentar el peso que la prótesis ha de levantar en la palma de la mano para así tener un factor de seguridad que permita el funcionamiento de la prótesis aunque las medidas finales sean mayores. Si los valores finales de la prótesis son semejantes a los estimados entonces esta podrá levantar objetos más pesados que 0.25 Kg. Con esto en cuenta se ha tomado como referencia un peso de 2 lb., lo que equivale a 0.91 Kg.

El centro de gravedad de la nueva prótesis de brazo se obtuvo mediante la siguiente relación

$$l = 25 \text{ cm} \cdot \frac{47 \text{ cm}}{51 \text{ cm}} = 23 \text{ cm}$$

Para determinar el torque necesario que el servomotor debe proporcionar, se determina el torque que generan las dos principales fuerzas de reacción, como lo demuestra la siguiente ecuación:

$$T = 1.2 \text{ kg} \cdot 23 \text{ cm} + 0.91 \text{ kg} \cdot 34 \text{ cm} = 58.54 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

5. Selección del servomotor a utilizar. Existen varios fabricantes de servomotor motores, pero uno de los más reconocidos debido a la buena calidad de sus productos es la compañía Hitec RCD Korea Inc. Este fabricante ha hecho grandes desarrollos para poder ofrecer servomotores de gran torque y pequeño tamaño.

Su más reciente logro son los servos HS-7980TH y HS-M7990TH. Ambos con las mismas capacidades y dimensiones, con la única diferencia que el segundo presenta un codificador magnético de alta resolución y ultra preciso, mientras que el primero está equipado con el convencional potenciómetro mecánico. Debido a que el único interés hacia estos servomotores es por su alto torque, se ha seleccionado el primero ya que es el más económico y su alta precisión no es una característica fundamental en este proyecto. En la Tabla 7 se presentan las características principales del servomotor.

Tabla 7. Características del servomotor HS-7980TH

Tipo de motor	Sin núcleo
Tipo de cojinetes	De bola con doble hilera
Velocidad (7.4 V)	0.17
Torque (7.4 V)	44.0 kg·cm
Dimensiones	43.69 mm x 22.35 mm x 39.88 mm

6. Dimensionamiento de los engranes. La razón principal por la cual se seleccionó el servomotor HS-7980TH fue por ser el de mayor torque dentro de los servomotores de tamaño compacto pero aun así el torque es menor al necesario para el mecanismo. Para lograr el torque se ha de utilizar un mecanismo que aumente el torque de salida al mínimo necesario. Se ha determinado utilizar un mecanismo de engranajes rectos, los cuales aumentarán el torque a cambio de reducir la velocidad de giro y el ángulo de giro total del brazo.

Los engranes rectos son el tipo de engranes más sencillo y de menor costo de fabricación. Estos son ideales para aplicaciones de bajas velocidades, espacios

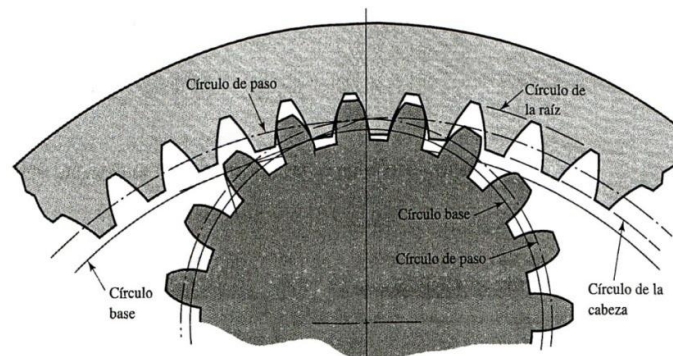
reducidos y bajos torques. La relación entre engranes se obtuvo de la siguiente ecuación.

$$m_G = \frac{58.54 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{44.0 \text{ kg} \cdot \text{cm}} = 1.33$$

Esta relación entre engranes es la ideal, pero para seleccionar la relación entre engranes del diseño se debe determinar un rango permisible de los diámetros de paso.

La limitante para el diámetro de la corona es no sobrepasar los 82.70 mm de diámetro exterior, para reducir en lo posible las dimensiones del mecanismo de corona se optó por hacer la corona con dientes internos, como lo muestra la Ilustración 9. Esta modalidad para los engranes rectos es útil para ahorrar espacio ya que el piñón funciona en la parte interior de la corona y el diámetro mayor del mecanismo es solamente el diámetro externo de la corona.

Ilustración 9. Sección de una corona con dientes internos



Se ha determinado utilizar la relación entre engranes como 1.3, ya que es levemente mayor. Con dicha relación se obtiene el siguiente torque de salida.

$$T_{\text{salida}} = 1.3 \cdot 44.0 \text{ kg} \cdot \text{cm} = 57.20 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Se seleccionó el módulo $m = 1.5 \text{ mm}$, ya que este módulo es estándar y permite que ambos engranes tengan un número de dientes mayor, pero permite que los dientes no sean muy pequeños ya que esto aumenta el costo de

fabricación. Con estos valor se debe seleccionar el número de dientes para lo cual se realizó la Tabla 8 con posibles valores.

Tabla 8. Relación entre el número de dientes del piñón y la corona

Piñón (dientes)	Corona (dientes)
10	13
20	26
30	39
40	52

Con la relación entre engranes y el número de dientes tanto de la corona como del piñón ya determinado se puede desarrollar el resto de cálculos necesarios para determinar las dimensiones de los engranes a fabricar. Entre los primeros valores a determinar están los diámetros de paso de ambos engranes.

Para seleccionar la relación de dientes y por ende los diámetros de paso de los engranes se toma en consideración la importancia de tener los diámetros de paso más grandes posibles y que estos sean lo suficientemente pequeños para no perjudicar las dimensiones del codo. Esto se hace para darle a los engranes la mejor resistencia al desgaste y esfuerzos posible.

La relación entre dientes de 39-30 es el más apto, pues es el par de dientes de mayor número que no excede las dimensiones de la prótesis según lo muestran los siguientes cálculos.

- Diámetro de paso de la corona: $d_G = N \cdot m = 39 \cdot 1.5 \text{ mm} = 58.5 \text{ mm}$
- Diámetro de paso del piñón: $d_p = N \cdot m = 30 \cdot 1.5 \text{ mm} = 45.00 \text{ mm}$

Con estos datos se pueden determinar los valores de diseño de los engranes para calcular los esfuerzos de flexión y desgaste para determinar si el material seleccionado soporta tales esfuerzos.

Es necesario convertir todos los valores ya determinados a unidades del sistema SI, para asegurar que los cálculos admitan la norma del diseño de engranes. El torque se calcula en Newton por metro, así que la conversión es de la siguiente manera:

$$T_p = 44.0 \text{ kg} \cdot \text{cm} * \frac{9.81 \text{ m/s}^2}{100 \text{ cm/m}} = 4.3164 \text{ Nm}$$

$$T_G = 57.2 \text{ kg} \cdot \text{cm} * \frac{9.81 \text{ m/s}^2}{100 \text{ cm/m}} = 5.6113 \text{ Nm}$$

Para obtener un funcionamiento adecuado de los engranes, la diferencia mínima admisible entre el número de dientes del piñón y el de la corona debe de ser de 8 dientes para engranajes de 20° y dientes cortos, y de 10 dientes para engranajes con altura normal de los dientes (Spotts, 1976). Debido a la diferencia entre el número de dientes del piñón y el de la corona es de 9, para evitar el socavamiento se debieron diseñar los engranes con dientes cortos.

Con las fórmulas de AGMA para dientes cortos y el módulo de los engranes se obtuvo las siguientes características de los engranes.

La cabeza del diente tiene la siguiente longitud,

$$a = 0.8 \cdot 1.5 \text{ mm} = 1.20 \text{ mm}$$

La raíz del diente es

$$b = 1.05 \cdot 1.5 \text{ mm} = 1.575 \text{ mm}$$

La altura total del diente se obtiene al sumar la raíz y la cabeza,

$$h = 1.20 \text{ mm} + 1.575 \text{ mm} = 2.775.$$

En total se obtuvo las características principales del engrane con los siguientes cálculos:

- Paso circular para ambos engranes: $p = \pi \cdot m = \pi \cdot 1.5 \text{ mm} = 4.712 \text{ mm}$
- Espesor del diente: $t = \frac{p}{2} = \frac{4.712 \text{ mm}}{2} = 2.356 \text{ mm}$

- Claro (entalle): $c = b - a = 1.575 \text{ mm} - 1.2 \text{ mm} = 0.375 \text{ mm}$
- El radio del entalle: $r_{fp} = 0.35 \cdot m = 0.35 \cdot 1.5 \text{ mm} = 0.525 \text{ mm}$
- Diámetro de raíz del piñón: $d_{rp} = d_p - 2 \cdot b = 39.00 \text{ mm} - 2 \cdot 1.575 \text{ mm} = 35.850 \text{ mm}$
- Diámetro de base del piñón: $d_{bp} = d_p \cos \alpha = 39.00 \text{ mm} \cos 20^\circ = 36.648 \text{ mm}$
- Diámetro de cabeza del piñón: $d_{cp} = d_p + 2 \cdot a = 39.00 \text{ mm} + 2 \cdot 1.2 \text{ mm} = 41.400 \text{ mm}$
- Diámetro de raíz de la corona: $d_{rG} = d_G + 2 \cdot b = 58.50 \text{ mm} + 2 \cdot 1.575 \text{ mm} = 61.650 \text{ mm}$
- Diámetro de base de la corona: $d_{bG} = d_G \cos \alpha = 58.50 \text{ mm} \cos 20^\circ = 54.972 \text{ mm}$
- Diámetro de cabeza de la corona: $d_{cG} = d_G - 2 \cdot a = 58.50 \text{ mm} - 2 \cdot 1.2 \text{ mm} = 56.100 \text{ mm}$

Para determinar el ancho F de la cara de los dientes se seleccionó un valor de prueba el cual fue 5 mm, con este valor se realizaron los cálculos de los esfuerzos y el factor de seguridad. Debido a que el factor de seguridad resultante fue muy bajo con $S_F = 1.20$ se buscó un valor que diera un factor de seguridad mayor al 1.5, el valor seleccionado es $F = 7 \text{ mm}$. Con este valor se volvieron a determinar los esfuerzos y el factor de seguridad.

El ángulo máximo de giro que obtiene el brazo está relacionado tanto al ángulo máximo de giro que el servomotor es capaz y de nuevo a la relación entre dientes del set de engranes, para determinar tal ángulo se calculó como se indica a continuación.

$$\emptyset = \frac{180^\circ}{1.3} = 138.46^\circ$$

La velocidad de giro del piñón debe ser considerada en revoluciones por minuto, para lo cual se usa la siguiente conversión.

$$n_p = \frac{1 \text{ rev}/360^\circ}{0.17 \text{ sec}/60^\circ} \cdot \frac{60 \text{ sec}}{1 \text{ min}} = 58.82 \text{ rpm}$$

La velocidad de la corona, que será finalmente la velocidad que tendrá el brazo, se obtiene mediante la relación de dientes.

$$n_G = \frac{n_p}{\text{relación de dientes}} = \frac{58.82 \text{ rpm}}{1.3} = 42.25 \text{ rpm}$$

También se puede calcular el tiempo que tardara el brazo en completar todo el movimiento que tendrá de la siguiente manera, esto quiere decir el tiempo que le llevará girar 138.46° .

$$t = 0.18 \text{ sec}/60^\circ \cdot 180^\circ = 0.54 \text{ sec}$$

El menor número de dientes que el piñón puede tener para que no exista interferencia se calcula con la siguiente ecuación:

$$N_p = \frac{2 \cdot 0.8}{(1 + 2 \cdot 1.5)\text{sen}^2 20^\circ} \left(1.5 + \sqrt{1.5^2 + (1 + 2 \cdot 1.5)\text{sen}^2 20^\circ} \right)$$

$$= 10.77 \approx 11 \text{ dientes}$$

Este valor indica que no existirá interferencia y por ende socavamiento, ya que el piñón tendrá 30 dientes, valor mayor al mínimo.

Para verificar que los valores antes determinados sean correctos y que no exista ningún error antes de fabricar las piezas, se ha utilizado la función *Design Accelerator* del programa de diseño mecánico Autodesk Inventor, se utilizó el diseñador de engranes nombrado *Spur Gear Component Generator*, el cual requirió los siguientes valores

- Relación de engranes $m_G = 1.3$
- Modulo $m = 1.5 \text{ mm}$
- Angulo de presión $\phi = 20^\circ$
- Numero de dientes del piñón $N_p = 30$
- Ancho de la cara del diente $F = 7.00 \text{ mm}$
- Cabeza $a = 1.20 \text{ mm}$

- Claro $a = 1.20 \text{ mm}$
- Radio del entalle $r_{fp} = 0.525 \text{ mm}$

El programa Desing Accelerator calcula el resto de características de los engranes utilizando también la norma AGMA. En la Ilustración 10 se muestra la ventana en la cual se agregan los valores antes descritos para que sean calculados, es importante notar en la Ilustración que se selección engranes internos. En la Tabla 9 se listan todos los valores que el programa ha calculado, los valores en color rojo son los que se introdujeron al programa. En la Ilustración 11 se muestran principalmente los diferentes diámetros calculados.

Ilustración 10. Ventana del generador del juego de engranes de Inventor 2010

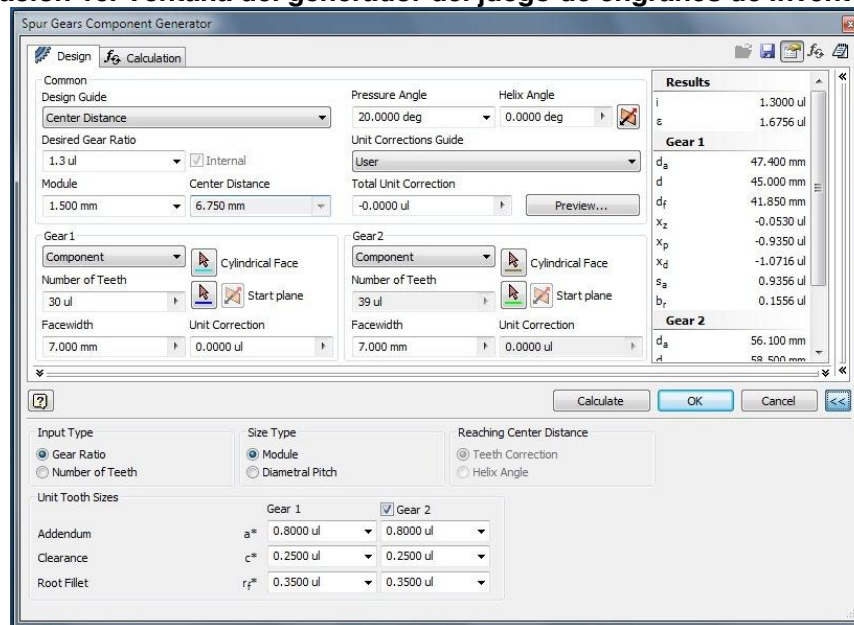
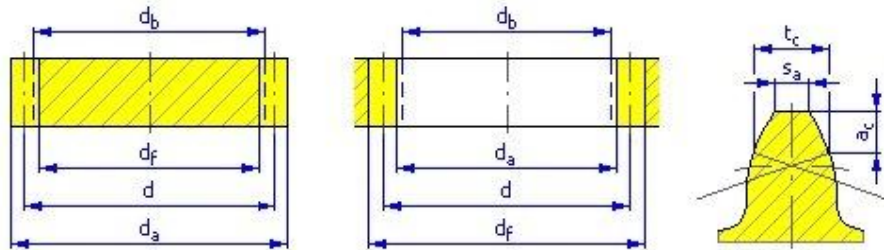


Tabla 9. Características determinadas por el generador de engranes de Inventor

Type of model		Gear 1	Gear 2
		Component	Component
Number of Teeth	z	30 ul	39 ul
UnitCorrection	x	0.0000 ul	0.0000 ul
Pitch Diameter	d	45.000 mm	58.500 mm
OutsideDiameter	d _a	47.400 mm	56.100 mm
RootDiameter	d _f	41.850 mm	61.650 mm
Base CircleDiameter	d _b	42.286 mm	54.972 mm
Work Pitch Diameter	d _w	45.000 mm	58.500 mm
Facewidth	b	7.000 mm	7.000 mm
Facewidth Ratio	b _r	0.1556 ul	0.1197 ul
Addendum	a*	0.8000 ul	0.8000 ul
Clearance	c*	0.2500 ul	0.2500 ul
RootFillet	r _f *	0.3500 ul	0.3500 ul
ToothThickness	s	2.356 mm	2.356 mm
TangentialToothThickness	s _t	2.356 mm	2.356 mm
ChordalThickness	t _c	2.081 mm	2.081 mm
ChordalAddendum	a _c	0.821 mm	0.821 mm
ChordalDimension	W	16.129 mm	20.746 mm
ChordalDimensionTeeth	z _w	4.000 ul	5.000 ul
DimensionOver (Between) Wires	M	50.296 mm	54.049 mm
WireDiameter	d _M	3.089 mm	2.729 mm
Limit Deviation of Helix Angle	F _β	0.0090 mm	0.0095 mm
LimitCircumferentialRun-out	F _r	0.0160 mm	0.0210 mm
Limit Deviation of Axial Pitch	f _{pt}	0.0070 mm	0.0075 mm
Limit Deviation of Basic Pitch	f _{pb}	0.0066 mm	0.0070 mm
Virtual Number of Teeth	z _v	30.000 ul	39.000 ul
Virtual Pitch Diameter	d _n	45.000 mm	58.500 mm
Virtual OutsideDiameter	d _{an}	47.400 mm	56.100 mm
Virtual Base CircleDiameter	d _{bn}	42.286 mm	54.972 mm
UnitCorrectionwithoutTapering	x _z	-0.0530 ul	
UnitCorrectionwithoutUndercut	x _p	-0.9350 ul	
UnitCorrectionAllowedUndercut	x _d	-1.0716 ul	
AddendumTruncation	k	-0.0000 ul	-0.0000 ul
UnitOutsideToothThickness	s _a	0.9356 ul	0.7101 ul
TipPressureAngle	α _a	26.8600 deg	11.5090 deg

Ilustración 11. Diámetros principales determinados por Inventor 2010



7. Análisis de los esfuerzos de flexión y factores de seguridad de los engranes.

a. Análisis de flexión del piñón. Para el cálculo de los esfuerzos de flexión y desgaste es necesario determinar primero la carga máxima en los dientes de los engranes, para ello se utilizó la siguiente fórmula.

$$W^t = \frac{4.5126 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.045 \text{ m}/2} = 191.84 \text{ N}$$

La carga es la misma que tiene que soportar tanto el piñón como la corona. El Factor de sobrecarga K_0 , se determina dependiendo tanto si el piñón como la corona se encuentra bajo algún tipo de impactos constantes, pero ya que no se espera algún tipo de impacto recurrente, el valor que obtiene el factor es de 1.

Para determinar el factor dinámico K_v es deben calcular otras constantes como se muestra.

$$B = 0.25(12 - 8)^{2/3} = 0.63$$

$$A = 50 + 56(1 - 0.63) = 70.72$$

Para ser un poco conservador en el diseño se toma como valor el 8, teniendo en mente que la fabricación se hará con la mejor precisión posible. Con estos valores se puede calcular el factor dinámico con la siguiente fórmula.

$$K_v = \left(\frac{70.72 + \sqrt{200 \cdot 0.1309 \text{ m/s}}}{70.72} \right)^{0.63} = 1.045$$

Donde V es la velocidad lineal del diente del engrane, el cual se determinó como sigue:

$$V = \pi \cdot 0.045 \text{ m} \cdot \frac{55.56 \text{ rpm}}{60 \text{ sec/min}} = 0.1309 \text{ m/s}$$

Para determinar el factor de tamaño K_s también es necesario calcular otros valores, los cuales son

$$l = 1.2 \text{ mm} + 1.575 \text{ mm} = 2.775 \text{ mm}$$

$$x = \frac{(2.356 \text{ mm})^2}{4 \cdot 2.775 \text{ mm}} = 0.5 \text{ mm}$$

$$Y = \frac{2 \cdot 0.5 \text{ mm}}{3 \cdot 1.5 \text{ mm}} = 0.222$$

Con estos valores ya se puede determinar el facto de tamaño con la siguiente ecuación

$$K_s = 1.192(7 \text{ mm} \cdot 1.5 \text{ mm} \cdot \sqrt{0.222})^{0.0535} = 1.30$$

El factor de distribución de carga K_H es solo aplicable cuando el engrane está montado sobre un eje y entre dos cojinetes y por no ser este el caso en el diseño el factor de distribución de carga obtiene el valor de

$$K_H = 1$$

Antes de determinar el factor de espesor del aro K_B , se tiene que encontrar la relación entre el espesor del aro t_R debajo del diente y la profundidad total h_t del diente (Budynas & Nisbett, 2008).

$$h_t = a + b = 1.2 \text{ mm} + 1.575 \text{ mm} = 2.775 \text{ mm}$$

En este caso de diseño, como diámetro del eje al cual se acoplara el piñón es bastante pequeño en comparación al diámetro del piñón y éste tiene el mismo espesor en todo su diámetro, se puede considerar del aro del piñón es igual al radio de raíz.

$$t_R = \frac{d_r}{2} = \frac{35.850 \text{ mm}}{2} = 17.925 \text{ mm}$$

Por lo que la relación entre el espesor del aro y la profundidad total para el piñón es

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} = \frac{17.925 \text{ mm}}{2.775 \text{ mm}} = 6.459$$

Según la norma ANSI/AGMA 2001-D04 si el valor de $m_B > 1.2$, entonces el factor de espesor del aro K_B es 1.

Para la corona se debe determinar el espesor del aro de otra manera. El espesor del aro es igual al radio exterior de la corona menos el radio de raíz de ésta como lo muestra la ecuación

$$t_R = \frac{70 \text{ mm}}{2} - \frac{61.65 \text{ mm}}{2} = 4.175 \text{ mm}$$

Ya que la altura del diente es igual a la altura del diente del piñón, la relación m_B se determinó de la siguiente manera

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} = \frac{4.175 \text{ mm}}{2.775 \text{ mm}} = 1.505$$

De nuevo, ya que $m_B > 1.2$, entonces el factor de espesor del aro para la corona también es $K_B = 1$.

El factor geométrico J AGMA de resistencia a la flexión que se obtuvo con la Ilustración 17. Para conseguir el factor geométrico se utilizó el número de dientes

de la corona $N_G = 39$ y del piñón $N_p = 30$. Para el piñón el factor geométrico es $J = 0.37$, mientras que para la corona es $J = 0.39$.

Con todos los factores determinados se puede calcular el esfuerzo de flexión al cual estarán sometidos los dientes del piñón. En la siguiente ecuación se puede notar que el grosor del engrane juega un papel importante para disminuir el esfuerzo de flexión y al buscar un factor de seguridad aceptable fue que se seleccionó el grosor.

$$\sigma = 191.84 \text{ N} \cdot 1 \cdot 1.045 \cdot 1.3 \cdot \frac{1}{7 \text{ mm} \cdot 1.5 \text{ mm}} \cdot \frac{1 \cdot 1}{0.37} = 67.08 \text{ MPa}$$

Para la corona se utilizó la misma ecuación, donde solo varió el factor geométrico, por lo que el esfuerzo de flexión da como resultado

$$\sigma = 191.84 \text{ N} \cdot 1 \cdot 1.045 \cdot 1.3 \cdot \frac{1}{7 \text{ mm} \cdot 1.5 \text{ mm}} \cdot \frac{1 \cdot 1}{0.39} = 63.64 \text{ MPa}$$

b. Factor de seguridad. Para determinar si el esfuerzo no es muy alto y el material seleccionado soporta la carga se determinará el factor de seguridad para el esfuerzo. Para ello se han de determinar los siguientes factores.

Existen un gran número de los denominados “Plásticos de Ingeniería”, estos presentan buenas cualidades tales como: baja densidad, alta resistencia mecánica, auto lubricantes, entre otros. La Tabla 10 se muestra un listado de materiales que presentan tales características. Ensilon Nylon 6/6, distribuido en Guatemala por Quisirtec es el material con el mayor esfuerzo de flexión permisible y por ende es el seleccionado para la fabricación.

Tabla 10. Esfuerzo de flexión permisible

Nombre	S_t
Nylon 6/6	117.2 MPa
Delrin AF100	98.6 MPa
Ensipto PP-Ho	48.26 MPa

Por el uso que tendrá la prótesis 10 millones de ciclos de vida son un valor más que aceptable por lo que se da un valor de $Y_N = 1$ al factor de ciclos de carga.

Para temperaturas del disco del engrane hasta 120 °C se emplea un factor de temperatura $K_T = 1.0$. Ya que esta temperatura sería muy alta para el brazo se considera este valor justo.

Para una confiabilidad de 99 % se obtienen un factor de confiabilidad de $K_R = 1$. Esto quiere decir que si se fabricaran estos engranes en un gran número, se esperaría que de cien sólo uno tenga fallas de fabricación, pero como sólo se fabricara uno se espera que este no tenga ninguna falla por lo que el factor de confiabilidad podría ser menor a 1 pero para tener un diseño más conservador se le dará un valor de 1.

Ahora ya se puede determinar el factor de seguridad, el cual debe ser mayor a 1 y si es posible acercarse un valor de 2, pero si es superior es también aconsejable revisar los valores de diseño ya que esto podría incurrir en un diseño más ligero, de menor tamaño y también de menor costo.

$$S_F = \frac{117.23 \cdot 1 / (1 \cdot 1)}{67.08} = 1.75$$

Este valor indica que el diseño podrá soportar un 75 % más de esfuerzo del que será aplicado.

El factor de seguridad fue calculado para el piñón. Para la corona los cálculos son los mismos, pero con el punto a su favor de que éste no está montado sobre un eje sino que será maquinado como una sola pieza al costado del soporte del codo. El material de la corona es de aluminio 6061-T6, el cual tiene un esfuerzo de flexión permisible mayor por lo que el factor de seguridad para la corona es

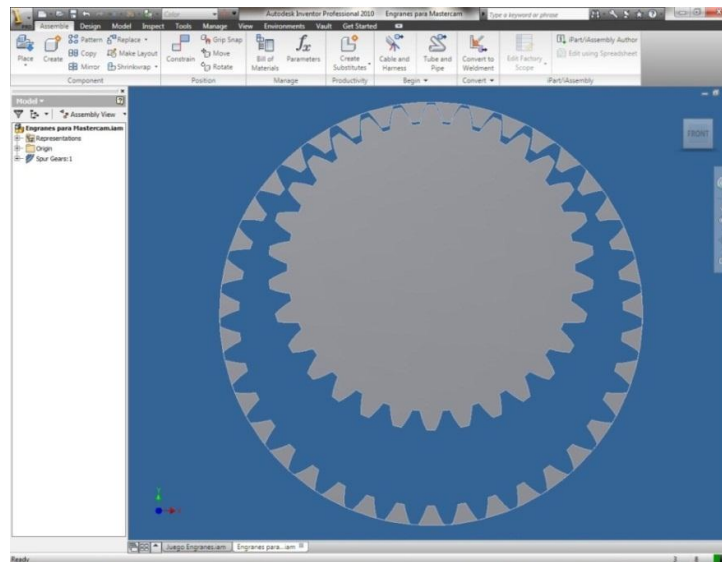
$$S_F = \frac{270 \cdot 1 / (1 \cdot 1)}{63.64} = 4.24$$

Es lógico esperar que el factor de seguridad de la corona sea mayor que el del piñón, esto se da principalmente porque se utilizó un material con mayor resistencia a la flexión. Esto es importante porque se puede considerar al piñón como la pieza de sacrificio lo cual es importante ya que es la pieza que representa un menor costo tanto en materiales como en fabricación.

8. Diseño del mecanismo con programas de diseño CAD. Por medio de Autodesk Inventor 2009 se pudo diseñar el juego de engranajes y se observó que no existiera ningún tipo de problemas.

En la Ilustración 12 se muestra el modelo que produjo Inventor, esto fue útil pues se pudo realizar los cambios necesarios hasta obtener la mejor configuración posible. Como se puede notar el tamaño de los dientes no es demasiado pequeño pero a la vez permite una relación de contacto de 1.6.

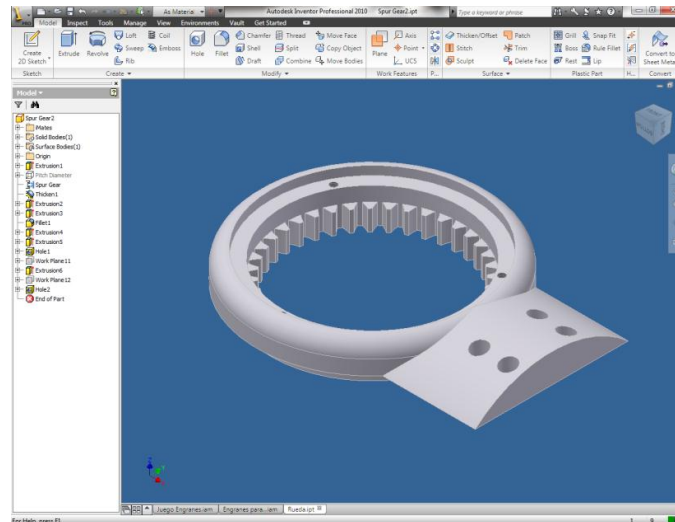
Ilustración 12. Modelo CAD del juego de engranajes



Con el modelo del juego de engranajes ya establecido se prosiguió a crear el resto de partes para completar el mecanismo. Se inició con la estructura que sujeta la corona y que a la vez sirve como uno de los brazos laterales del

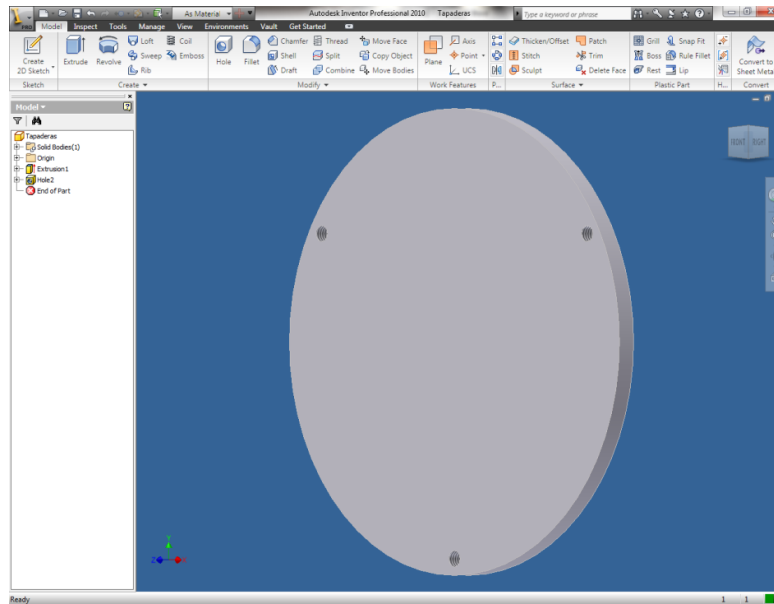
mecanismo. El resultado final de la corona se muestra en la Ilustración 13 se puede notar que toda la estructura fue fabricada de un mismo bloque de aluminio.

Ilustración 13. Modelo CAD del soporte lateral con corona



En esta etapa se deben agregar todos los detalles que llevarán todas las piezas, ya que es en esta etapa donde se evalúa todas las piezas necesarias para el mecanismo, para hacer esto se debe estudiar si es posible ensamblar el mecanismo una vez fabricadas todas las piezas, es por esto que se decidió fabricar tapas para las estructuras laterales, como lo muestra la Ilustración 14, pues a través de estas se puede ajustar las piezas internas del mecanismo, el servomotor y el piñón, a la estructura central mientras que todo el mecanismo este ensamblado.

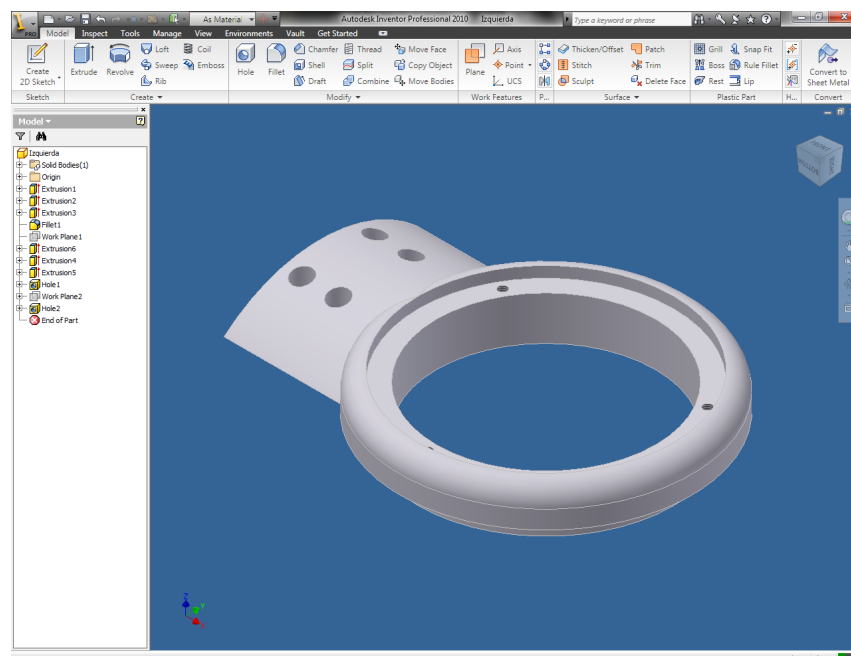
Ilustración 14. Modelo CAD de la tapa para el soporte lateral



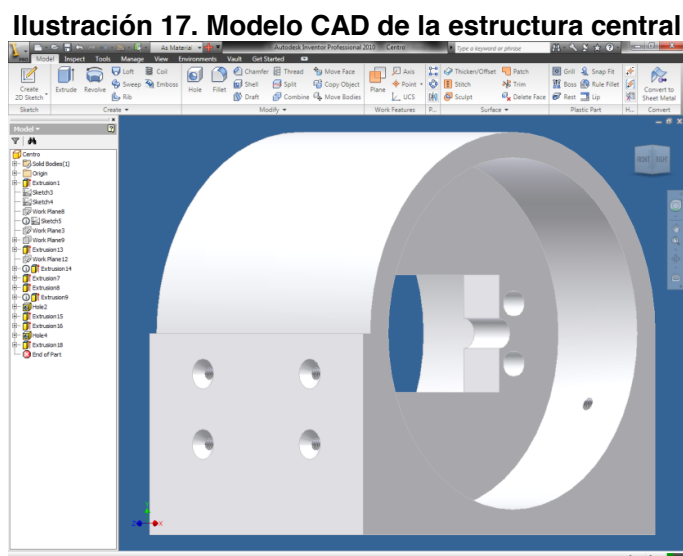
Las tapas serán unidas a los soportes laterales por medio de tornillos. Normalmente solo se hace el roscado en la pieza que sujeta, en este caso los soportes, pero para ello era necesario utilizar tornillos con cabeza. Debido al poco espacio no es posible crear un espacio para la cabeza de los tornillos y esconder esta por lo que se buscó una alternativa. Se decidió utilizar tornillos prisioneros como se muestra en la Ilustración 15, los cuales no tienen cabeza. Para que la tapadera se pudiera sujetar al soporte lateral se debió crear un roscado también a la tapa. Para que al atornillar ambas piezas éstas quedarán apretadas se hizo el roscado de ambas piezas en conjunto. Para ello se colocó la tapa en su lugar y se sujetaron ambas firmemente en una prensa manual y se prosiguió a realizar el roscado completo.

Ilustración 15. Tornillo prisionero

El segundo soporte lateral se diseñó con las mismas dimensiones que el soporte anterior con la única diferencia que éste no tiene corona, como se puede ver en la Ilustración 16, en el anexo se muestran los planos de todas las piezas del mecanismo en donde se podrá observar con más detalle todas las características de las piezas.

Ilustración 16. Modelo CAD del soporte lateral sin corona

Se diseñó la estructura central, Ilustración 17, esta pieza es la encargada de albergar el servomotor con el piñón, a ella se sujetarán los soportes laterales que podrán rotar debido al bajo coeficiente de fricción del material utilizado, Plastidur UHMW. El diámetro externo de la estructura central es el tamaño final que tendrá el mecanismo de codo, así que para determinar el tamaño ideal de esta pieza se buscó el menor diámetro posible que pudiera albergar el servomotor, que permitiera que la corona tuviera un espesor de aro aceptable y que el grosor de las paredes también fuera aceptable.



A partir del modelo creado por Inventor del piñón, se realizaron los cambios necesarios para poder sujetar este al servomotor, Ilustración 18. La sujeción se realizó por medio de un disco de plástico que se vende junto al servomotor, así que al piñón se le creó una cavidad donde se ajusta el disco y finalmente estos se unen por medio de tres tornillos.

Se creó un modelo del servomotor por medio de las medidas ofrecidas por el fabricante, las cuales fueron corroboradas con un calibrador vernier. También se creó un modelo del disco del servomotor y se hizo un ensamble de las piezas para comprobar su correcto ensamble. En la Ilustración 19 se puede observar cómo se verá el piñón ensamblado al servomotor. Con este modelo se puede anticipar los tornillos necesarios y sus medidas.

Ilustración 18. Modelo CAD del piñón

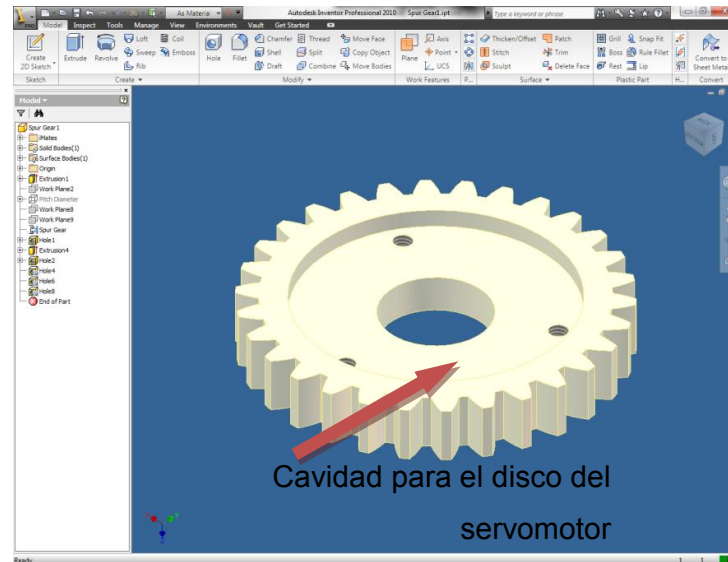
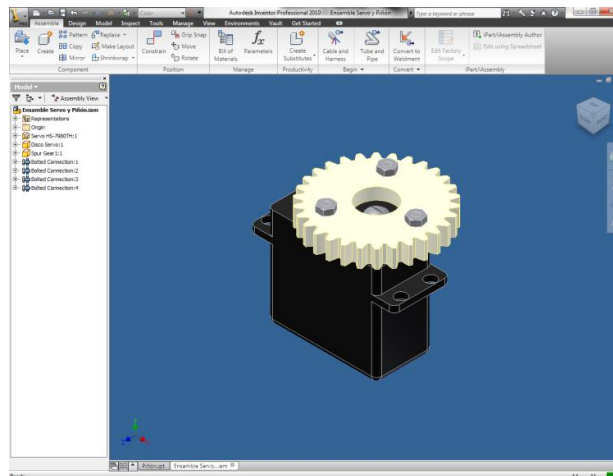
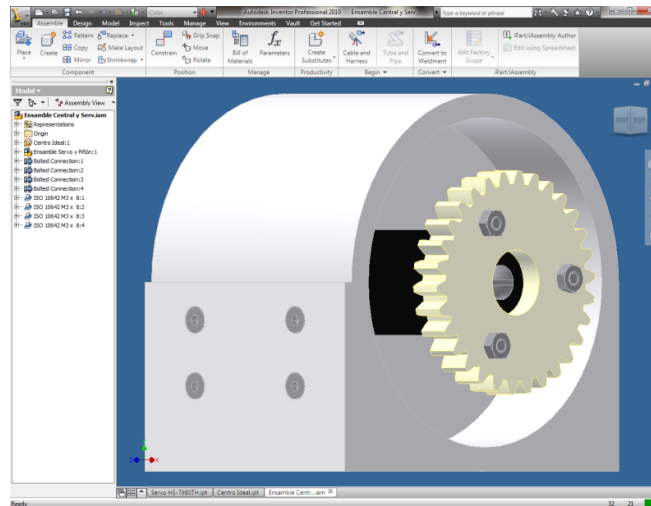


Ilustración 19. Modelo CAD del ensamblaje del piñón al servomotor



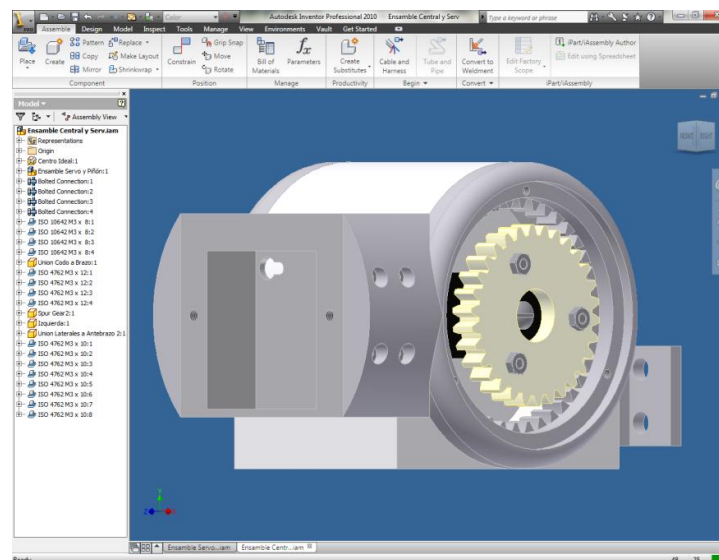
Con todas las piezas ya diseñadas en Inventor se crearon una serie de ensamblajes los cuales son una representación de cómo se verá el mecanismo ya fabricado y también sirve para verificar que el ensamblaje sea correcto. Como se puede observar en la Ilustración 20 el servomotor y el piñón son sujetos a la estructura central y estos quedan dentro del mecanismo.

Ilustración 20. Modelo CAD del ensamble del servomotor a la estructura central



En la Ilustración 21 se puede observar cómo funciona el mecanismo de engranajes, ya que al rotar el piñón este forzará a la corona a rotar y se creará el movimiento de flexión-extensión de la prótesis transhumeral.

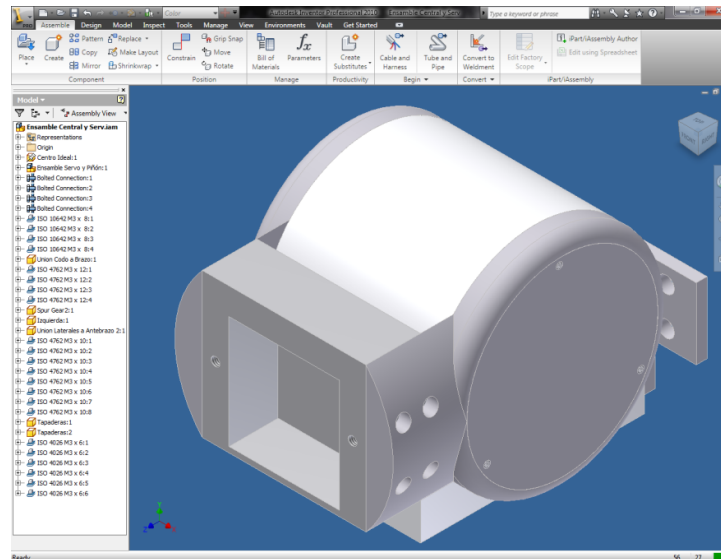
Ilustración 21. Modelo CAD del mecanismo de codo ensamblado sin las tapas



Finalmente en la Ilustración 22 se observa el mecanismo completo, en esta Ilustración ya se puede observar una de las dos tapas que sellarán el mecanismo

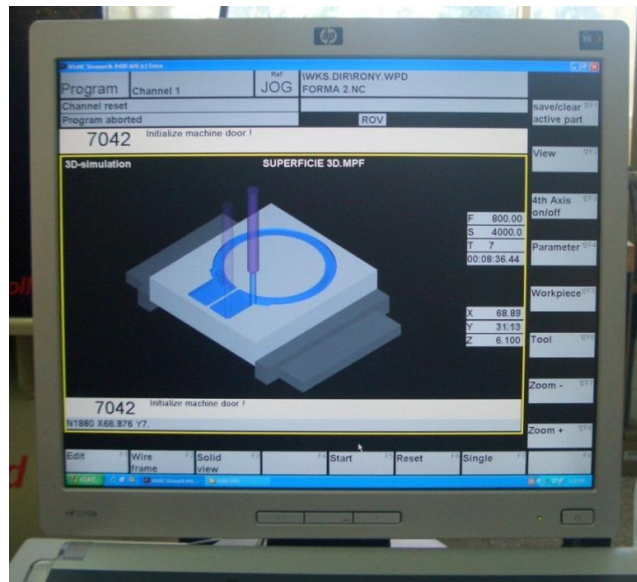
por completo para evitar que cualquier parte móvil del mecanismo de engranajes pueda verse afectado por algún objeto externo.

Ilustración 22. Modelo CAD del mecanismo de codo ensamblado



9. Fabricación y ajustes. Cuando es posible se prefiere fabricar las piezas con las máquinas herramientas tradicionales, en especial para una baja producción. Solo cuando la complejidad de la geometría a maquinarse lo amerite es aconsejado utilizar una CNC para la fabricación. En el mecanismo de codo se utilizó la CNC para crear la geometría principal de ambos soportes laterales y por último se utilizaron las máquinas herramientas tradicionales para los demás procesos de maquinado de ambas piezas.

En la Ilustración 23 se puede observar la pantalla del programa controlador de la CNC, la cual muestra una representación del proceso de maquinado. Esta representación es necesaria para determinar que se vaya a crear el proceso de maquinado deseado, que la geometría sea la correcta y que no vaya a haber ningún error en el proceso como por ejemplo que la herramienta choque con alguna superficie, que la velocidad sea la adecuada y que las herramientas utilizadas sean las correctas.

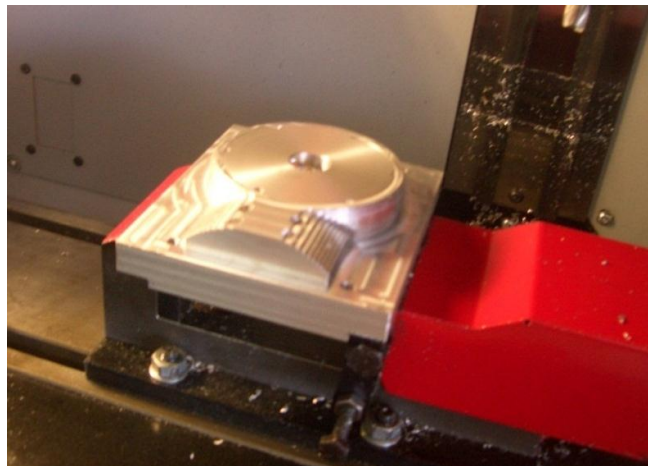
Ilustración 23. Interfaz controladora de la CNC

En la Ilustración 24 se puede observar la CNC y dentro de ella se encuentra un soporte lateral montado para el siguiente proceso de maquinado. A mano derecha se puede notar el controlador de la CNC, es en este en donde se dan los comandos para controlar la CNC y también se puede revisar que todo el programa corra sin problemas.

Ilustración 24. Soporte lateral montado a la CNC

En la Ilustración 25 se ve uno de los soportes laterales montado en la CNC, se puede notar que la pieza ya tiene la geometría principal y solo falta un proceso de maquinado el cual le dará un acabado más fino. Es importante notar que sobre la CNC están montadas dos piezas de aluminio, la pieza inferior está sujeta a la CNC por las tenazas de la CNC y la pieza superior está sujeta a la inferior por medio de tornillos. Sólo la pieza superior será el soporte lateral y la pieza inferior fue utilizada como base para sujetar la pieza superior y poder así realizar todo el proceso de maquinado.

Ilustración 25. Soporte lateral en la CNC y en su penúltimo proceso de maquinado



En la Ilustración 26 se puede observar uno de los soportes laterales ya completamente maquinado por la CNC, para terminar la pieza solo es necesario lijarla con lija de grano fino para eliminar los pequeños relieves dejados por la CNC. Estos relieves que se pueden observar no eran sensibles por la mano, pero sí se podían notar así que el proceso de lijado le dio una mejor apariencia a la pieza.

Ilustración 26. Soporte lateral después del último maquinado en la CNC

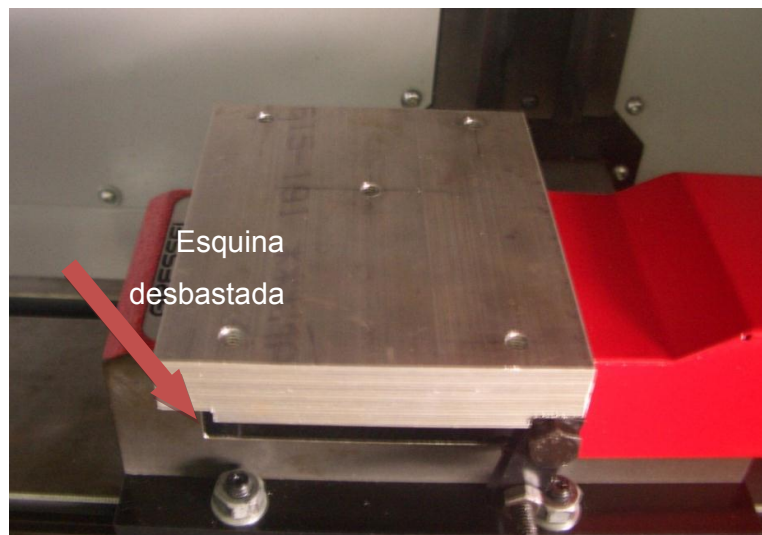


Para realizar el proceso de maquinado de los dos soportes laterales fue necesario realizar un plan de maquinado, esto quiere decir que se creó una serie de pasos de los diferentes procesos de maquinado. En el plan de maquinado se estableció la necesidad de utilizar un soporte el cual se sujetaría a las tenazas de la CNC y a este se sujetaría la pieza de la cual se maquinaerían los soportes laterales. Se estableció que sería necesario utilizar una fresadora universal, un taladro de pedestal y por último la CNC. Se consiguieron cuatro láminas de $4\frac{1}{2}$ " X $3\frac{1}{2}$ " X $\frac{3}{4}$ ", una más de lo necesario para anticipar cualquier error de maquinado. Los procesos realizados para fabricar los dos soportes laterales se detallan a continuación.

Se hicieron 5 agujeros pasados tanto a la lámina para la base como a las láminas para los soportes laterales. Cuatro de los agujeros se realizaron en las esquinas de las láminas, en puntos que quedarán fuera de la geometría de los soportes laterales. El último agujero se realizó en lo que sería el centro del agujero de los soportes laterales. Estos agujeros se hicieron a medida para tornillos M4. En la lámina de la base también se hizo el roscado para los tornillos M4, mientras que en las otras láminas a los agujeros se les creó cavidades en la cara inferior para esconder la cabeza de los tornillos.

Debido a que las láminas son más anchas de lo que las tenazas de la CNC se pueden abrir, se hizo un desbaste de las esquinas inferiores de la lámina para permitir a las tenazas sujetar la base. En la Ilustración 27 se puede observar la lámina para la base montada en la CNC, en su superficie los cinco agujeros con rosca y debajo el desbaste de las esquinas.

Ilustración 27. Base montada a la CNC

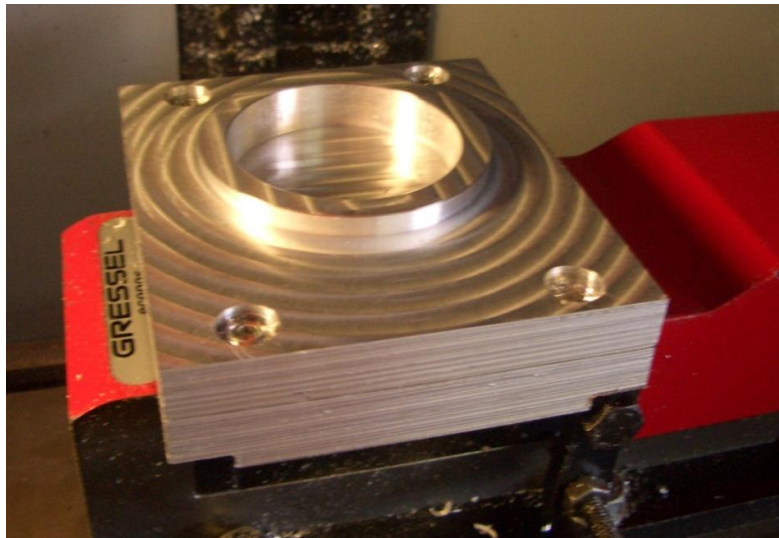


El primer proceso de maquinado en la CNC consistió en un carreado de toda la superficie de la base. Por último se hizo un vaciado circular con diámetro de 70 mm y profundidad de 6 mm.

Ya una vez sujeta la base a la CNC se colocó una lámina arriba de esta y se atornilló por los cuatro agujeros externos, en esta etapa quedaron las cabezas de los tornillos escondidos pues en la siguiente etapa se hizo un desbaste y si las cabezas hubieran quedado en la superficie estas hubieran sido cortadas.

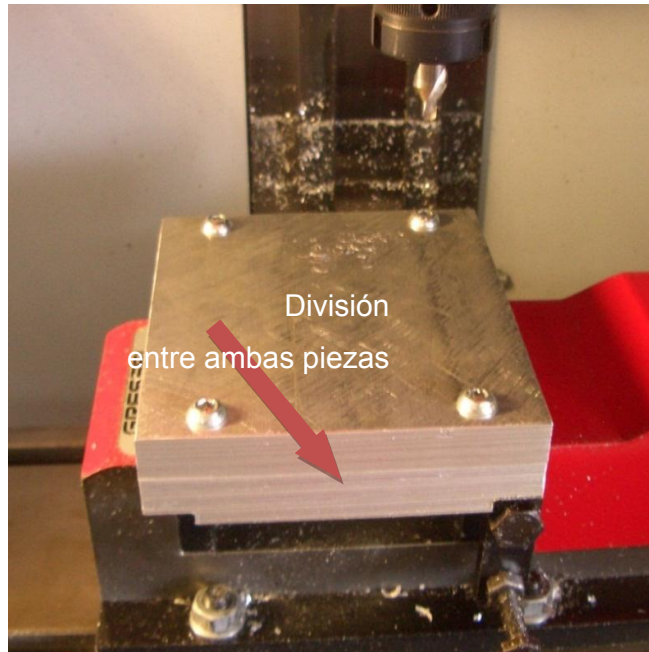
En el segundo proceso de maquinado consistió en un carreado de toda la superficie de la piezas. Se hizo un desbaste externo dejando un círculo de 70 mm de diámetro y 5 mm de profundidad. Se hizo un vaciado pasado circular con diámetro de 64 mm. Por último se le hizo filetes a las orillas internas y externas del círculo maquinado. En la Ilustración 28 se puede observar el primer proceso de maquinado del soporte lateral, se puede notar que gracias a que las cabezas de los tornillos quedaron escondidos estas no fueron eliminadas.

Ilustración 28. Primer proceso de maquinado con la CNC



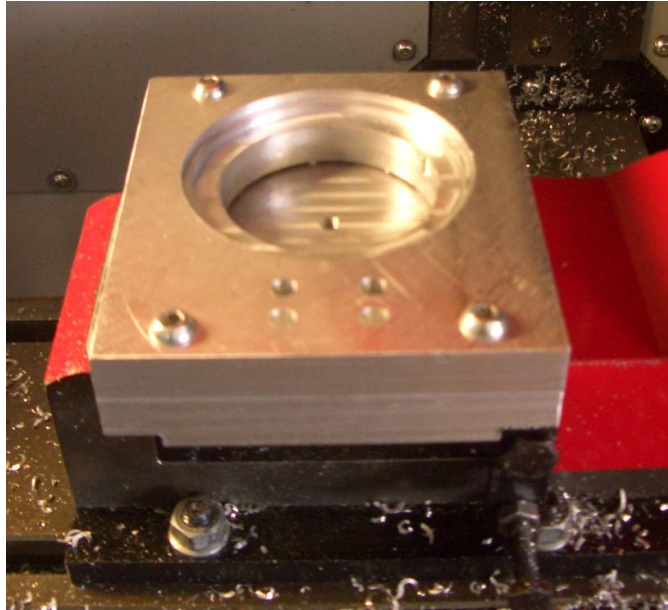
En el siguiente paso se desmonto la pieza superior se le dio la vuelta y se volvió a montar sobre la base, gracias al círculo que se maquinó en la base las dos superficies de las piezas quedaron unidas lo cual previno posibles vibraciones en el maquinado. En la Ilustración 29 se puede observar que ambas superficies se tocan por completo.

Ilustración 29. Pieza del soporte lateral montada sobre la base



En el tercer proceso de maquinado, como se puede observar en la Ilustración 29, no fue posible maquinar sobre toda la pieza y por ende había que tener cuidado de omitir las partes donde cercanas a los tornillos. En este proceso se hizo un desbaste circular de 80 mm de diámetro, luego otro desbaste circular de 70 mm de diámetro y 3 mm de profundidad. Se taladraron cuatro agujeros pasados con diámetro de 3 mm y finalmente en la misma posición se volvió a taladrar cuatro agujeros con 4 mm de diámetro dejando una profundidad de 3 mm. Estos cuatro agujeros permiten esconder las cabezas de los tornillos que sujetaran los soportes laterales a la pieza de unión entre el mecanismo de codo y el mecanismo de pronosupinación.

Ilustración 30. Agujeros y vaciado en un soporte lateral



Para continuar con el maquinado se colocó un disco de aluminio de 70 mm de diámetro dentro del vaciado recién maquinado y se apretó la pieza a la base por medio de un tornillo. En la Ilustración 30 se puede observar el agujero con rosca en el centro de la pieza. En la Ilustración 31 se ve el disco ya instalado en su posición y se desatornillaron los cuatro tornillos de las esquinas, así ya se podía trabajar en el resto de la pieza.

En el cuarto y último proceso de maquinado en la CNC se realizó el desbaste del material hasta conseguir la geometría del soporte lateral. Este proceso consistió en dos etapas un desbaste basto el cual quitó la mayoría de material, el segundo fue un desbaste fino para dar mejor detalle a la geometría. En la Ilustración 32 se ve ya la pieza terminada por la CNC.

Ilustración 31. Disco de sujeción instalado sobre el soporte lateral

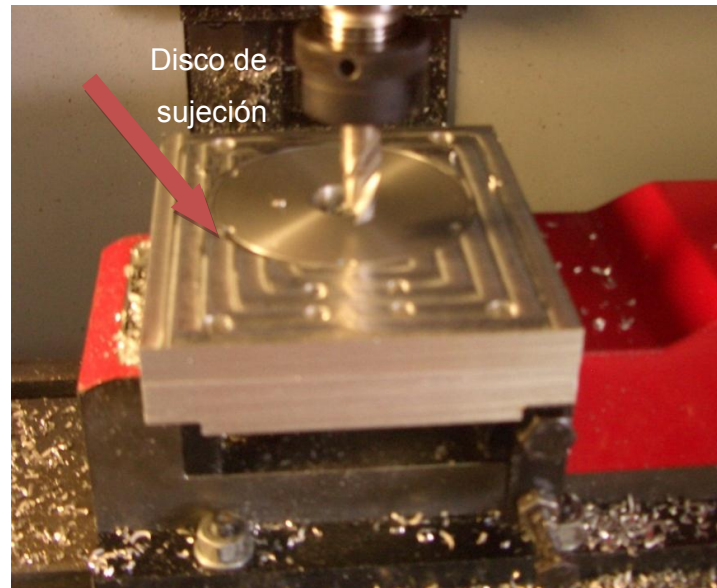
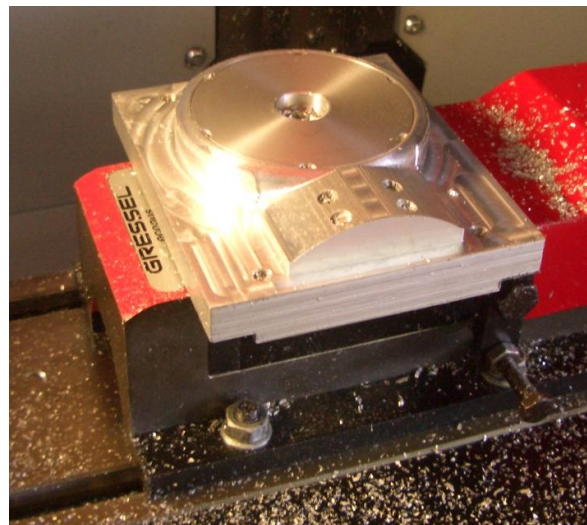


Ilustración 32. Soporte lateral luego del último proceso de maquinado



Para terminar los soportes laterales se lijó la superficie para darle un mejor acabado, se taladraron los 3 agujeros para los tornillos que sujetan las tapaderas.

Para el maquinado del resto de piezas del mecanismo de codo se utilizaron únicamente las máquinas herramientas tradicionales. Para maquinar la estructura central se utilizó una barra de Plastidur UHMW de 5" de diámetro y 3 ½" de largo. En la Ilustración 33 se observa la pieza ya maquinada, se puede notar la cavidad que contendrá el servomotor. Es de notar que esta cavidad tiene una posición específica ya que el centro del eje del servomotor debe quedar en una distancia específica al centro de la circunferencia central, específicamente 6.75 mm. En la Ilustración 34 se observa el servomotor en su posición y se puede notar que el piñón tiene una excentricidad con respecto al centro de la pieza.

Ilustración 33. Vista lateral de la estructura central

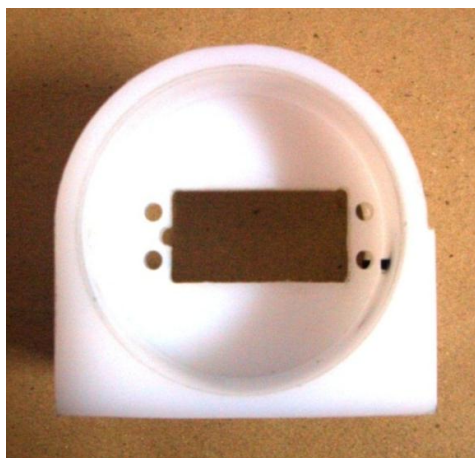
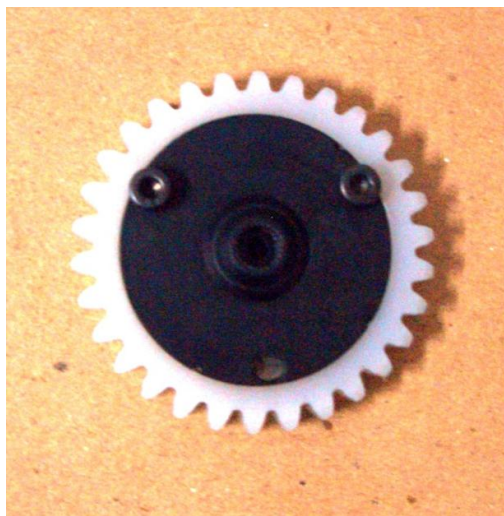


Ilustración 34. Servomotor y piñón instalado en la estructura central



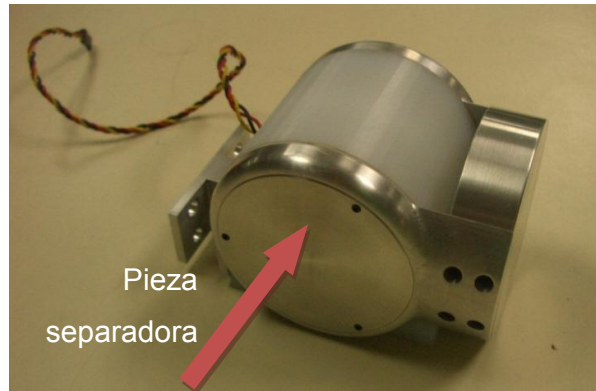
Para el piñón se utilizó una barra de Ensilon Nylon 6/6 de 2 $\frac{3}{4}$ " de diámetro y $\frac{1}{2}$ " de ancho. En la Ilustración 35 se observa el piñón ya maquinado con el disco del servomotor en su posición final.

Ilustración 35. Vista trasera del piñón y disco del servomotor



Finalmente se maquinaron todas las piezas del mecanismo de codo y éste se ensambló para corroborar que los ajustes sean los correctos. En la Ilustración 36 se debe notar que se maquinó una pieza extra la cual tiene la función de separadora ya que permite que el mecanismo de codo rote más allá de los 90° y es a la vez la unión de toda la prótesis transhumeral al soporte que se sujeta al paciente.

Ilustración 36. Mecanismo del codo armado



V. DESARROLLO DEL MÓDULO DE DISEÑO MECÁNICO DEL MECANISMO DE LA MUÑECA

A. Diseño.

El proceso de diseño está dividido en dos partes: el proceso de diseño del mecanismo de pronosupinación del antebrazo y el proceso de diseño del mecanismo de la muñeca. En esencia ambos diseños siguen el mismo proceso lógico y metódico y es en su enfoque específico que difieren (como la aplicación de ciertos modelos y en la elección del mecanismo de transmisión de potencia).

1. Proceso general. Como parte del proceso de diseño, en ambos mecanismos se efectuaron los siguientes pasos:

a. Para delimitar el proyecto se tuvo una reunión con un médico especialista en traumatología para definir los movimientos esenciales que una prótesis debe proveer a un paciente. Estos movimientos como ya fue expuesto, son el movimiento de pronosupinación del antebrazo y el movimiento de flexión-extensión de la muñeca.

b. Se hizo una revisión bibliográfica para fundamentar las posibles soluciones a los problemas y contar con información crucial para el problema. Esta revisión bibliográfica incluye una investigación en Internet para conocer algunos elementos con los que se puede trabajar, un ejemplo de éstos son los servomotores.

c. Con estos elementos en mente se dispuso a plantear varias soluciones para resolver el problema. Las posibles soluciones fueron presentadas al grupo de trabajo y a los asesores con el fin de obtener otras soluciones viables y determinar cuál era la mejor solución para cumplir el objetivo.

d. Una vez con la solución en mente se procedió a plasmarla en papel por medio de planos, dotando los mecanismos con medidas y dimensiones.

e. Se hizo un estudio de los materiales más adecuados para que los elementos cumplan con las especificaciones de carga y de diseño.

f. Al tener los planos finalizados fue necesario desarrollar una estrategia de maquinado.

g. Se pasa a la etapa de fabricación, en esta se le dio forma al material y se ajustaron los elementos para que a la hora de ensamblar una pieza casara con la otra.

h. Una vez fabricadas las piezas se llevó acabo la etapa de ensamble donde se pusieron las piezas a funcionar como sistema y se hicieron los últimos ajustes a los elementos componentes.

i. Finalmente se hicieron pruebas para garantizar que todos los elementos y mecanismos trabajarán de acuerdo a lo planificado.

Estos pasos básicos fueron presentados de forma general por lo que a continuación se presenta de forma específica para cada mecanismo.

2. Proceso de diseño del mecanismo de pronosupinación del antebrazo

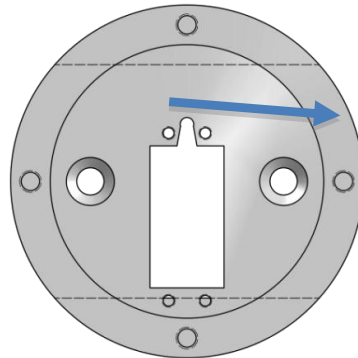
a. Se determinó que la función principal que debía proveer el mecanismo del antebrazo era el movimiento de pronosupinación, es decir, colocar la mano con la palma hacia arriba o hacia abajo. En términos mecánicos, este mecanismo debía rotar el antebrazo sobre su eje, y por medio de un servomotor poder controlar la posición de rotación.

b. En la revisión bibliográfica se encontró que este problema consistía

básicamente en rotación de cuerpos y momentos de inercia. Fue necesario modelar el brazo como un cuerpo cilíndrico y así poder hacer los cálculos pertinentes a la rotación del mismo. Según las leyes de Newton, para poner un cuerpo a rotar basta con vencer su momento de inercia; la tendencia del cuerpo, una vez vencido este momento, es seguir rotando hasta que otra fuerza lo detenga. Para efectos del problema, el servomotor utilizado debía vencer el momento de inercia del brazo para ponerlo en funcionamiento y luego hacer lo mismo para detenerlo y dejar el brazo en la posición deseada.

Para calcular el momento de inercia del brazo se hizo la suposición que a partir del motor impulsor, el brazo era un cilindro sólido con radio R (medido desde el eje central del brazo hasta donde termina), como se muestra en la Ilustración 37.

Ilustración 37 . Radio utilizado para cálculo del momento de inercia del mecanismo de pronosupinación.



Se calculó la masa M, la cual incluye la masa del brazo y la masa que la mano está cargando. Con estas suposiciones se utilizó la siguiente expresión para calcular el momento de inercia del antebrazo:

$$I_{\text{antebrazo}} = MR^2$$

Para especificar el motor que impulsaría el antebrazo a rotar, se utilizó el momento de inercia obtenido y se calculó el torque necesario para poner en rotación el antebrazo. Este torque se encontró utilizando la siguiente expresión:

$$\tau = I\alpha$$

Donde: τ es el torque mínimo del motor impulsor, $I_{\text{antebrazo}}$ es el momento de inercia del antebrazo, α es la aceleración angular del antebrazo.

Con estos datos calculados, se procedió a buscar en el mercado un servomotor capaz de dar el torque necesario para cumplir la tarea (las especificaciones se encuentran en la sección de resultados).

c. Para el diseño de este mecanismo se tomaron varias consideraciones, en primer lugar este mecanismo debía acoplarse con el codo, es decir, al terminar el codo debía seguir el mecanismo de pronosupinación y hacer girar el resto del brazo. Se debían considerar por tanto las medidas de codo y dado que debía alojar el servomotor calculado, también dependía de las dimensiones del servomotor. También se debía considerar que no se deseaba que el eje del servo soportara el peso del brazo, sino que el eje del mecanismo fuera utilizado únicamente para producir el movimiento de rotación.

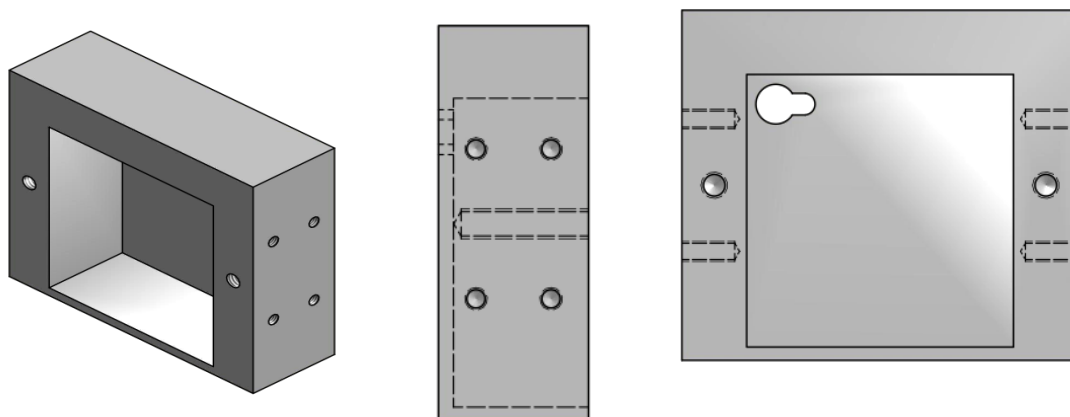
Se consideraron varios diseños entre los que cabe mencionar los engranes planetarios, sin embargo se optó por un mecanismo compuesto por un eje montado en un cojinete que está alojado en una chumacera. Se escogió este mecanismo debido a que es más confiable y más seguro para el usuario en casos de golpes. Con los engranes planetarios se corría el riesgo de desalinearse los dientes de los engranes y que el mecanismo dejara de producir correctamente el movimiento deseado.

En cuanto a las medidas, se decidió seguir con las medidas finales del codo y así ahorrar espacio y hacer que todo el brazo fuera más corto. En este diseño, el último componente del codo sería el primer componente del mecanismo de

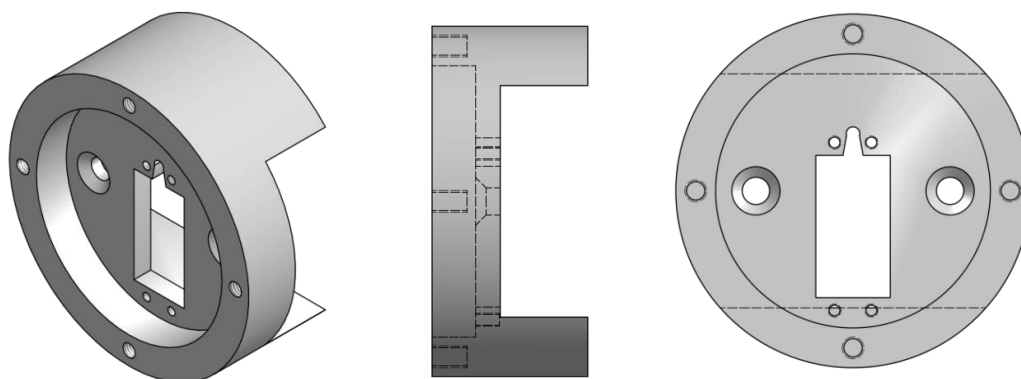
pronosupinación y su función principal sería alojar parte del servomotor (ver Ilustración 38).

El segundo componente (Ilustración 39) tiene como función el mantener el servomotor alineado con el eje central del brazo y así poder transmitir la potencia en el mismo eje y aprovechar al máximo esta potencia. Además aloja otra parte del servomotor y se acopla y sujeta por medio de tornillos tanto al tercer componente como al primer componente del mecanismo.

**Ilustración 38. Primer componente: Mecanismo de pronosupinación.
Imágenes generadas por programa Autodesk Inventor**

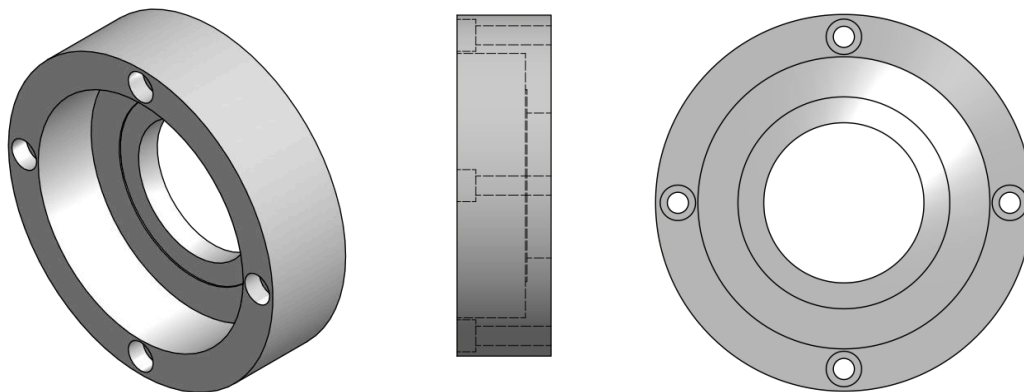


**Ilustración 39. Segundo componente: Mecanismo de pronosupinación.
Imágenes generadas por programa Autodesk Inventor**



El tercer componente del mecanismo es básicamente un chumacera que aloja un cojinete que tiene dos funciones; la primer función es cargar el peso del brazo y así quitarle esta carga al eje del servomotor (ver Ilustración 40), y la segunda es facilitar el giro del mecanismo. Este componente se une al cuarto componente sin elementos de sujeción y esta acoplado por ajuste de apriete.

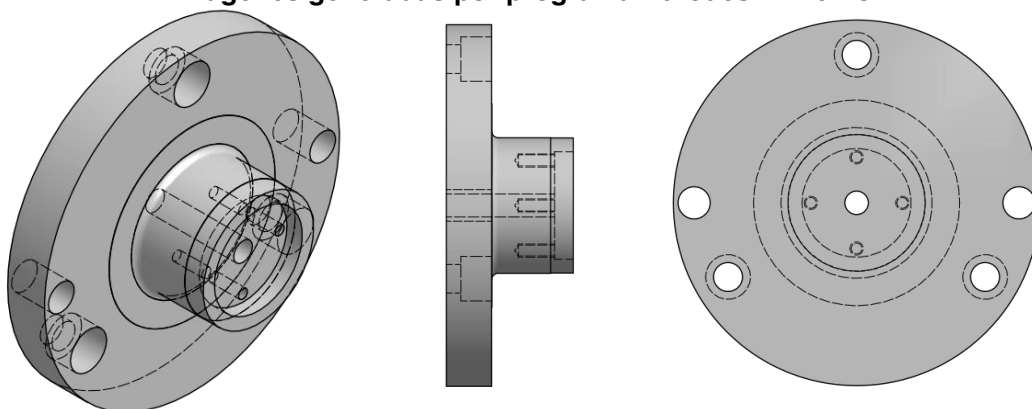
**Ilustración 40. Tercer componente: Mecanismo de pronosupinación.
Imágenes generadas por programa Autodesk Inventor**



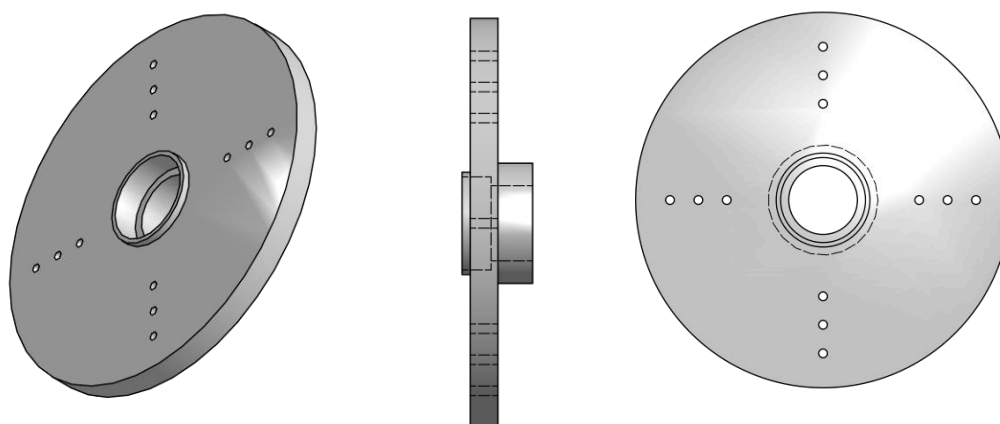
El cuarto componente del mecanismo es un eje que se inserta en el cojinete a presión y está además acoplado directamente al servomotor. Como se puede observar en las Figuras 41, este componente es el que produce el movimiento final de rotación, que para efectos de la prótesis biónica se traduce al movimiento de pronosupinación.

El cuarto componente del mecanismo va enlazado a la pieza de transición de potencia del servomotor, Ilustración 42. Esta pieza que es parte del servomotor tuvo que ser modificada para poder cumplir con los requerimientos. Este elemento es el responsable de transmitir el movimiento hacia el mecanismo de pronosupinación.

**Ilustración 41. Cuarto componente: Mecanismo de pronosupinación.
Imágenes generadas por programa Autodesk Inventor**



**Ilustración 42. Elemento de servomotor: Mecanismo de pronosupinación.
Imágenes generadas por programa Autodesk Inventor**



d. Se procedió a plasmar los mecanismos en planos con la ayuda del programa Autodesk Inventor. En este programa se dibujaron todos los componentes y se les dotó de medidas necesarias. Las medidas se seleccionaron, como ya se mencionó, siguiendo las medidas del codo, asegurándose que el servomotor pudiera ser alojado sin problemas en el mecanismo y situando el eje del servomotor alineado con el eje del brazo. También se tomaron en cuenta los elementos de sujeción y los ajustes necesarios tanto para el eje como para el cojinete y la chumacera.

e. Con los elementos dimensionados se dispuso a considerar materiales para la fabricación de los componentes. Se escogió el polímero nylon ertalón para los componentes 2, 3 y 4 debido a que es un material resistente, ligero, fácil de maquinar, es muy común en el mercado y además es bastante económico. Este material además soporta los esfuerzos de carga a los que es sometido por el diseño del mecanismo como se puede apreciar más adelante en los resultados.

Para el primer componente se escogió aluminio pues es un metal sumamente ligero pero a la vez muy rígido, y éste al ser el componente que acopla al codo con el resto del brazo debía soportar la carga.

f. Con los planos en mano se procedió a la etapa de fabricación de los componentes. Fue necesario desarrollar una estrategia de maquinado para asegurar que las piezas fueran fabricadas como se habían diseñado. Es importante mencionar que el material cuando se compra es entregado de manera muy rustica y sobre medido para poder maquinarlo hasta su forma final con precisión.

1) Fabricación del primer componente: El primer componente fue inicialmente maquinado para el codo y tuvo que ser modificado para el mecanismo de pronosupinación. Para este mecanismo se utilizó una fresadora como máquina de herramienta principal de maquinado. El proceso para fabricar esta pieza consistió en los siguientes pasos:

a) Se utilizó un buril en volador para desbastar las orillas aun redondas que tenía la pieza antes fabricada. La pieza al final de este proceso debía quedar con forma rectangular.

b) Se marcó con tinta y un trazador con punta de tungsteno el cuadro donde encajaría el servomotor.

c) Con la ayuda de una broca de centro se perforó una guía para poder insertar una broca de taladrado.

d) La broca de taladrado se insertó hasta la profundidad deseada.

e) Con este agujero de guía, se utilizó una fresa para maquinar todo el cuadro donde se insertaría el servomotor.

f) Una vez se contaba con el cuadro se perforaron los agujeros para los tornillos de sujeción entre el primer componente y el segundo componente.

g) Con los agujeros localizados y abiertos se procedió a utilizar un machuelo para hacer la rosca en el material y poder así acoplarse por medio de un tornillo.

2) Fabricación del segundo componente: Para la fabricación del segundo componente se utilizaron un torno mecánico y una fresadora como máquinas de herramientas de fabricación. Los pasos para su fabricación fueron los siguientes:

a) El primer paso de esta etapa es refrentar el material en un torno mecánico para llevarlo a las medidas exteriores básicas. En el caso particular de los últimos tres componentes del mecanismo de pronosupinación se tuvo que maquinar el material hasta un diámetro externo de 80mm y darle a cada componente sus respectivos anchos.

b) En el torno mecánico también se hizo la primera pestaña donde se alojaría el resto del servomotor que no estaba insertado en el primer componente.

c) Se procedió a utilizar una fresadora para hacer las pestañas que encajarían en el primer componente y que conjuntamente con el codo formarían un círculo de 80mm de diámetro.

d) Con la ayuda de la fresadora se hizo la abertura donde encajaría exactamente el servomotor, esta abertura tiene como función mantener el servomotor alineado y así asegurar que el eje del servomotor estuviera en la misma línea que el eje del antebrazo.

e) Luego se procedió a perforar los agujeros para los tornillos de sujeción entre este componente y el primer componente del mecanismo.

f) Por último se perforaron los agujeros para los tornillos de sujeción entre este componente y el tercer componente. Con estos agujeros perforados también se utilizó un machuelo para hacer la rosca de diseño.

3) Fabricación del tercer componente: Para la fabricación del tercer componente se utilizó un torno mecánico como máquina de herramientas de maquinado. El proceso de fabricación consiste en los siguientes pasos:

a) Se refrentó el material para llevarlo a las medidas especificadas.

b) Se torneó el cajetín donde va alojado el cojinete. Este cajetín está especificado por el cojinete utilizado. Las dimensiones del cajetín son tales que permiten que el cojinete sea introducido y esta sujetado por medio de un ajuste de apriete, es decir, a presión.

c) Se torneó el ajuste para que el cojinete pudiera girar libremente. Se dejaron tres milésimas de pulgada entre el componente y el cojinete para que girara sin problemas.

d) Se perforaron los agujeros para los tornillos de sujeción entre este componente y el segundo componente.

4) Fabricación del cuarto componente: Para la fabricación del cuarto componente se utilizó un torno mecánico como máquina de herramientas de fabricación. El proceso de fabricación consiste en los siguientes pasos:

a) Se refrentó la pieza para llevarlo a sus medidas de diseño.

b) Se torneó una parte de la pieza, desbastándola hasta formar el eje que sería insertado en el cojinete.

c) Se torneó el eje para formar el espacio donde se insertaría la pieza de transmisión de potencia del servomotor.

d) Se hizo el ajuste a la pieza para que el eje girara libremente en el cojinete. Este ajuste es inverso al que tiene el tercer componente, pues se busca separar la parte que gira del cojinete del cuarto componente.

e) Se perforó un agujero en el centro del componente para poder

sujetar el servomotor de mejor forma al eje de este componente.

f) Se perforaron los agujeros para los tornillos de sujeción entre este componente y el resto del antebrazo.

g) Adicionalmente se perforaron dos agujeros a 180 grados cada uno para poder desmontar el mecanismo y que a la hora de armarlo no quedará permanentemente armado.

5) Fabricación de otros elementos: Para transmitir la potencia desde el servomotor hacia el cuarto componente fue necesario modificar la pieza que está acoplada directamente al eje del servomotor. Estas modificaciones fueron el ajuste para poder introducirlo a presión dentro del cuarto componente y la perforación de agujeros para sujetarlo por medio de tonillos al eje del cuarto componente.

g. Una vez fabricados todos los componentes se procedió a ensamblarlos y así ponerlos a trabajar como un sistema. El ensamble se llevó a acabo de la siguiente manera:

1) Se introdujo el servomotor en el segundo componente para alinearlos y asegurarse que estuviera ajustado tal como fue diseñado. Este paso incluye el sujetar el servomotor al segundo componente por medio de tornillos.

2) Se introdujo el servomotor en el primer componente, al hacer esto el segundo componente y el primer componente quedan acoplados con un ajuste de apriete. Además de este ajuste los componentes son asegurados con dos tornillos.

3) Se introdujo el cojinete en el tercer componente. Este proceso se hace con la ayuda de una prensa hidráulica para asegurar que todo el cojinete asiente de manera uniforme sobre el fondo de su chumacera, en este caso el componente número tres. El cojinete queda fijo dentro de la chumacera con un ajuste de apriete. Se debe recordar que el cojinete gira libremente dentro del componente pues previamente se ha dejado un ajuste de holgura entre el cojinete y el fondo del tercer componente.

4) Se introdujo el elemento de transmisión de potencia modificado en el centro del eje. Este elemento queda asegurado por medio de un apriete y además

es asegurado por medio de tornillos.

5) Se introdujo el cuarto componente dentro del tercer componente. Este proceso también requiere de una prensa hidráulica para asegurar que el componente entre de forma pareja dentro del cojinete. El uso de la prensa también ayuda a insertar el eje dentro del cojinete de forma segura sin dañarlo.

6) Teniendo ensamblados estos componentes, el primero con el segundo y el tercero con el cuarto, se dispuso a ensamblar las parejas. Se buscó en el estriado del servomotor la posición que diera los 180 grado de giro que se requerían, y se insertó el elemento de transmisión en el eje del servomotor. Este fue asegurado por medio de un tornillo insertado por el agujero central.

7) Finalmente el tercer componente es asegurado al segundo componente por medio de cuatro tornillos que se encuentran a 90 grados uno del otro.

h. Finalmente se hicieron pruebas del sistema mecánico para asegurar que el mecanismo rotara como fue diseñado y produjera los 180 grados de movimiento que colocan la mano con la palma hacia arriba y hacia abajo.

3. Proceso de diseño del mecanismo de la muñeca

a. Se delimitó la función de este mecanismo en darle el movimiento de flexión-extensión de la muñeca. Aunque la muñeca realiza tres movimientos se concluyó que solamente era necesario el producir el movimiento propuesto. Este movimiento debía ser accionado por un servomotor y algún mecanismo de transmisión de potencia para darle el movimiento necesario a la mano. La mano debía moverse por lo menos hasta los 85 grados en el movimiento de hiperextensión y 85 grados en el movimiento de flexión. La delimitación de la prótesis en este punto también incluye el peso máximo a levantar por el mecanismo de la muñeca.

Tomando como punto de partida que la prótesis se usaría primordialmente para ayudar a alimentar a la persona con la discapacidad de hacerlo, se tomaron

tablas con densidades de varios alimentos. Con algunos cálculos relativamente sencillos se llegó a la conclusión de la carga máxima que soportarían los mecanismos a diseñar. Esta información también serviría para calcular los servomotores del mecanismo de la muñeca.

Al hacer un análisis de los alimentos que normalmente ingiere un ser humano y analizar sus pesos, se pudo observar que lo más pesado que un ser humano carga a la hora de comer, es un vaso con agua. Por lo que se estableció como peso máximo a levantar medio litro de agua en un contenedor de vidrio. El cálculo para obtener el peso se hizo utilizando la siguiente expresión:

$$\rho = m/V$$

donde: ρ es la densidad, m es la masa, V es el volumen.

Se obtuvo de esta expresión un máximo de 2 libras a ser cargados por el mecanismo de la muñeca.

b. En la revisión bibliográfica se encontró que el problema consistía en la transmisión de potencia, ya que un motor debía accionar el mecanismo capaz de producir el movimiento. También incluyó una revisión de medidas del cuerpo humano para determinar una medida promedio con la cual trabajar. Con estas medidas se obtuvo el área de trabajo, es decir, el espacio con el que se contaba para poder alojar los mecanismos de tal manera que no quedara muy grande la muñeca pero que aun así tuviera espacio para alojar los componentes de forma segura.

En esta revisión también se encontró que para mover un cuerpo alejado una distancia desde su eje de rotación se debía vencer el torque aplicado en el eje de rotación. El torque, como ya fue explicado, aumenta directamente proporcional a la distancia medida desde la masa o carga hasta el centro o eje de rotación.

Para calcular el torque aplicado en el eje de rotación se hizo la suposición que la mano ya colocada en la muñeca era como una viga empotrada, es decir, una viga en voladizo con la carga aplicada en el extremo libre. Realmente sucede

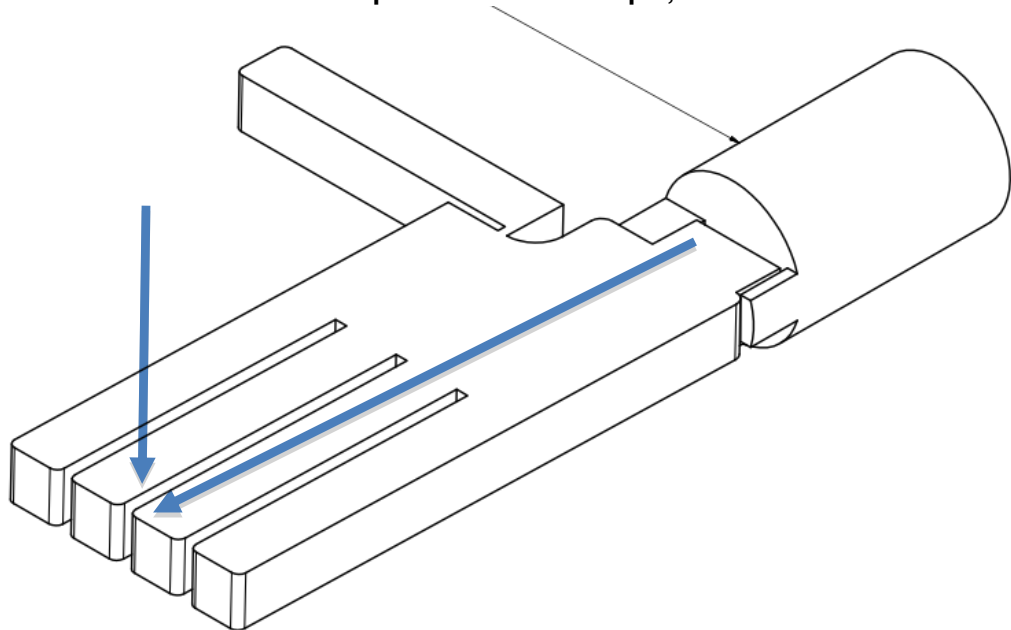
que la carga está aplicada en el centro de la mano, sin embargo al tomar la carga en el extremo del dedo se agrega un factor de seguridad al sistema. El sistema se modeló como una carga de masa M aplicada a una distancia R del centro o eje de rotación. Es importante mencionar que la masa M incluye la masa de la mano y la masa o carga a levantar, como se muestra en la Ilustración 43.

El torque aplicado en el sistema y que debía ser vencido por el servomotor se encontró con la siguiente expresión:

$$\tau = MR$$

donde: τ es el torque aplicado, M es la masa a cargar, R es la distancia medida desde la masa al eje de rotación.

Ilustración 43. Modelo utilizado para cálculo de torque, mecanismo de muñeca



Con estos datos calculados, se procedió a buscar en el mercado un servomotor capaz de dar el torque necesario para cumplir la tarea (las especificaciones se encuentran en la sección de resultados).

c. Para el diseño de este mecanismo se tomaron varias consideraciones, en primer lugar este mecanismo debía acoplarse con el

antebrazo, es decir, este mecanismo es el enlace entre el antebrazo y la mano. Además es el mecanismo que va a producir el movimiento que se desea en la mano.

El mecanismo debía también alojar un servomotor por lo que dependía de las especificaciones del mismo. El diseño además debía alojar el mecanismo impulsor que transmitiría la potencia desde el servomotor hasta el eje de rotación de la muñeca.

Se consideraron varios diseños en cuanto al sistema de transmisión de potencia. Entre estas opciones cabe mencionar los engranes rectos, los engranes cónicos y un tornillos sinfín, sin embargo se optó por un mecanismo compuesto por un eje montado en cojinetes y que sería impulsado por medio de un sistema de poleas sincronizadas.

En cuanto a las medidas se decidió hacer este mecanismo lo más pequeño posible para no tener un brazo al final que fuera demasiado grande. Las medidas del componente que aloja el sistema impulsor se encuentra con las medidas más pequeñas tomando en cuenta espesores del material y las medidas del servomotor.

El diseño completo del mecanismo de la muñeca cuenta con un componente que aloja el sistema impulsor, un árbol que pasa por la muñeca, un par de poleas sincronizadas, la banda impulsora y dos cojinetes además de un pin que ayuda a la tracción entre la mano y el árbol.

El componente principal de la muñeca es el encargado de darle rigidez y ocultar el mecanismo de transmisión de potencia alojado en él, Ilustración 44. Es además el elemento donde se ensambla la mano y por donde se pasa todo el sistema de cuerdas que mueven los dedos de la mano.

Para poder transmitir el movimiento a la mano como ya se mencionó fue necesario diseñar un árbol (Ilustración 45) que iría montado sobre rodamientos para girar libremente y así transmitir el movimiento de las poleas al árbol y de éste

a la mano. El árbol consta de dos secciones, una sección para montar la polea impulsada y otra sección para montar la mano.

Ilustración 44. Componente principal de muñeca

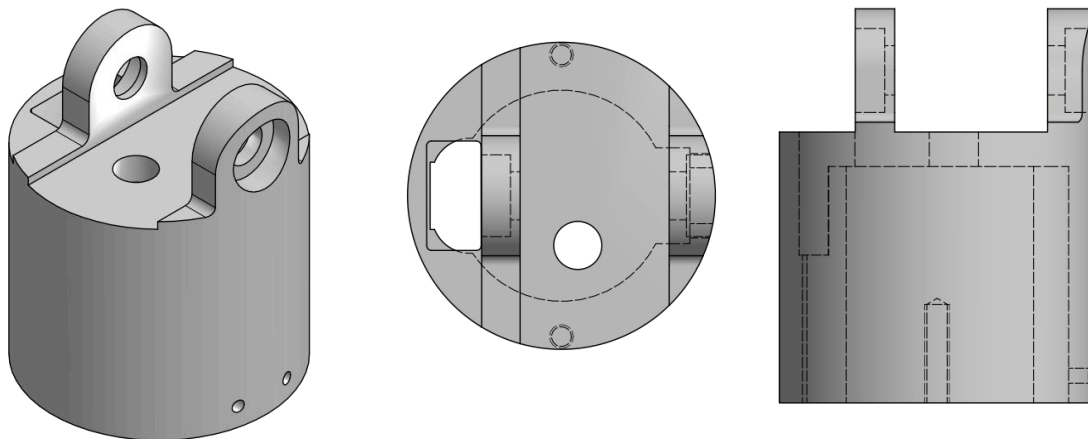
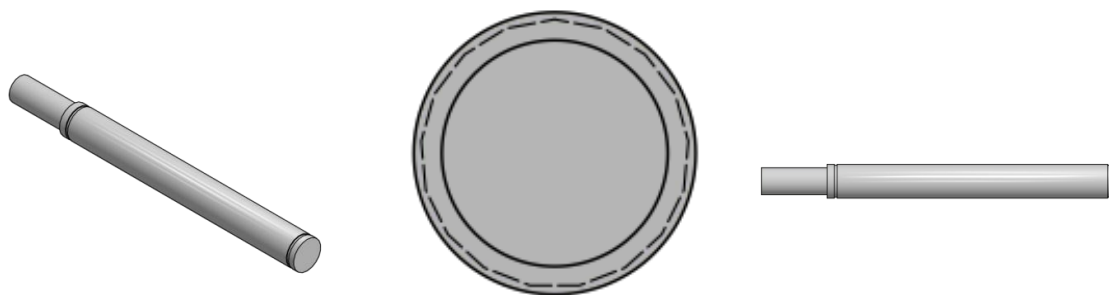
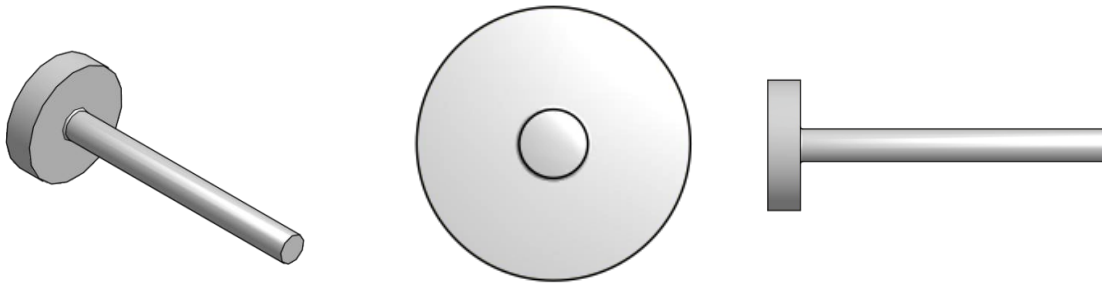


Ilustración 45. Árbol de muñeca



Para asegurar una mejor tracción entre la mano y el árbol, fue necesario fabricar un pin (mostrado en Ilustración 46) que iría pasado por el eje sin atravesar totalmente la mano. Este pin fue diseñado de tal manera que tuviera un ajuste de apriete entre el pin y la mano y entre el pin y el árbol.

Ilustración 46. Pin de la mano



El sistema de poleas que transmite el movimiento y la potencia desde el servomotor hasta el árbol fue diseñado de acuerdo al espacio con el que se contaba. Debido a que el espacio era sumamente reducido se optó por poleas miniaturas sincronizadas para las que se presentan las ecuaciones básicas de cálculo a continuación:

$$C = \frac{P}{4} \left[NB - \frac{N_1 + N_2}{2} + \sqrt{\left(NB - \frac{N_1 + N_2}{2} \right)^2 - 2(N_1 - N_2)^2} \right]$$

$$BL = 2C + \frac{D_1 - D_2}{4C} + 1.57(D_1 - D_2)$$

dónde:

C = distancia entre centros de las poleas

P= Paso diametral de la banda

NB= Numero de dientes en la banda

N₁ = Surcos en la polea grandes

N₂ = Surcos en la polea pequeña

BL = Largo de la banda

D₁ = Diámetro de paso de la polea grande

D₂ = Diámetro de paso de la polea pequeña

d. Con el mecanismo pensado se procedió a plasmarlo en planos con la ayuda del programa Autodesk Inventor. En este programa se dibujaron todos los componentes y se les dotó de medidas. Las medidas se definieron, como ya se mencionó, siguiendo las medidas del sistema impulsor y asegurándose que el servomotor pudiera ser alojado sin problemas en el mecanismo, estando la polea impulsada alineada con la polea impulsora. Además se tomó en cuenta los elementos de sujeción y los ajustes necesarios tanto para el eje como para los cojinetes y las chumaceras.

e. Con los elementos dimensionados se dispuso a considerar materiales para la fabricación de los componentes. Se escogió el polímero nylon ertalón para el componente que aloja a todo el sistema debido a que es un material resistente, ligero, fácil de maquinar, es muy común en el mercado y además es bastante económico. Este material además soporta los esfuerzos de carga a los que es sometido por el diseño del mecanismo como se puede apreciar en los resultados.

Para el eje se escogió acero inoxidable pues era el elemento que soportaría las cargas y además estaba expuesto a la intemperie y por lo tanto debía ser resistente a la oxidación.

f. Con los planos en mano se procedió a la etapa de fabricación del componente. Fue necesario desarrollar una estrategia de maquinado para asegurar que la pieza fuera fabricada como se habían diseñado. Es importante mencionar que el material como también sucedió con el mecanismo de pronosupinación cuando se compra es entregado de manera muy rustica y sobre medido para poder maquinarlo hasta su forma final con precisión.

1) Fabricación del componente: Para la fabricación del este componente se utilizó un torno mecánico, una fresadora y una amortajadora como máquinas de herramienta de fabricación. El proceso de fabricación consiste en los

siguientes pasos:

- a) Se refrentó la pieza para llevarla lo sus medidas de diseño.
- b) Se torneó una parte de la pieza hasta formar el vaciado inicial donde irían alojados la mayor parte de los componentes.
- c) Seguido se montó en una fresadora para maquinar los espacios donde se maquinarían las chumaceras y dejar el espacio donde iría montado el eje.
- d) Se volvió a montar en un torno mecánico y se maquinaron las chumaceras de los cojinetes.
- e) Se montó en una fresadora y se hizo un desbaste para poder alojar la polea impulsora y que ésta girara libremente dentro del componente.
- f) Seguido se utilizó una amortajadora para poder maquinar las guías donde se insertaría el servomotor.
- g) Finalmente se perforaron agujeros roscados para los tornillos de sujeción tanto del servomotor como los agujeros para el acople entre el antebrazo y la muñeca.

2) Fabricación del eje: Para la fabricación del eje se utilizó únicamente un torno mecánico como máquina de herramientas de fabricación. El proceso consistió de los siguientes pasos:

- a) Se refrentó la pieza para llevarla lo sus medidas de diseño.
- b) Se tornearon las distintas secciones del eje.
- c) Se tornearon las ranuras para introducir los anillos de retención del eje.

3) Fabricación de otros elementos: Para asegurar una mejor tracción entre la mano y el eje fue necesario fabricar un pin para asegurar que la mano fuera sujeta al eje. Este pin se fabricó de tal manera que atravesará el eje pero no la mano completamente. Además tiene un ajuste de apriete para evitar que deje de cumplir su función.

g. Una vez fabricados todos los componentes se procedió a ensamblarlos y así ponerlos a trabajar como un sistema. El ensamble se llevó a acabo de la siguiente manera:

1) Se insertaron los cojinetes en su chumacera. Este proceso se hizo con la ayuda de una prensa hidráulica para asegurarse que ambos cojinetes asentaran de manera pareja y uniforme en el fondo de la chumacera. Previo al ser insertados se hizo un ajuste de holguras para que la parte que gira del cojinete pudiera girar libremente.

2) Se insertó en el eje del servomotor la polea impulsora. Este proceso también se realizó con la ayuda de una prensa hidráulica. Se aprovechó el hecho que el eje del servomotor fuera de titanio y que la polea fuera de aluminio, pues al insertar la polea y ésta al ser más maleable que el titanio, formó el estriado que tiene el servomotor y se ajustó de mejor manera uno con el otro.

3) Se insertó el servomotor en sus guías con la polea impulsora ensamblada y con la faja puesta en la polea impulsora para luego ser colocado sobre la polea impulsada.

4) Se armó la polea impulsada con el eje. Estos elementos tiene tanto un ajuste de apriete como un tornillo de sujeción denominado castigador.

5) Se insertó el eje con la polea impulsa ensamblada en los cojinetes y en la mano en el espacio diseñado para el propósito. Seguido se aseguró con los anillos de retención.

6) Se colocó la banda sobre la polea impulsada. Se atornillo el servomotor para no perder la posición de alineación.

7) Se colocó el pin entre la mano y el eje para asegurar la tracción.

8) Finalmente se armó la muñeca con el antebrazo.

h. Por último se hicieron pruebas del sistema mecánico para asegurar que el mecanismo produjera el movimiento tal y como fue diseñado y moviera la mano de un lado a otro, es decir desde el movimiento de hiperextensión hasta el movimiento de flexión.

4. Proceso de diseño del elemento de sujeción. Con el fin de hacer pruebas de los distintos diseños y mecanismos de la prótesis, fue necesario diseñar un elemento que permitiera a un usuario portar la prótesis. El proceso de diseño se describe a continuación:

- a. Se tomaron medidas del paciente quien portará la prótesis.
- b. Se hizo un molde de yeso y vendaje. El vendaje con yeso se colocó en el paciente en el área donde será colocada la prótesis, y se esperó que seca para poder retirarlo.
- c. Se adquirió un tubo de PVC de 22cm de longitud (que corresponden a la distancia entre el muñón y el codo que debería tener el paciente). A este se le perforaron dos agujeros a los lados para poder unirlo más adelante a otro componente de metal.
- d. El componente de metal se fabricó partiendo de una lámina hembra, se le dio la forma requerida. Esta pieza se une al tubo de PVC por medio de tornillos.
- e. El molde de yeso se insertó en un tubo de PVC.
- f. El molde de yeso con el tubo fueron recubiertos con fibra de vidrio para darle forma y rigidez. Luego de colocar la fibra de vidrio, se esperó su tiempo de secado para luego ser lijada y darle un acabado liso.
- g. Finalmente se ajustó un correa que se adquirió por medio del paciente. El correa permite sostener la prótesis al cuerpo del paciente evitando que la prótesis se mueva de su lugar.

B. Resultados y discusión

A continuación se presentan los resultados más importantes que se obtuvieron después de haber hecho los cálculos e investigaciones.

1. Proceso general. La Tabla 11 muestra la capacidad máxima de peso que tiene la prótesis para levantar. Este peso se calculó con el volumen de medio litro de agua más un factor de seguridad. Se determinó que al comer, función principal de la prótesis biónica, las dos libras sobrepasan por mucho el peso que normalmente se sujeta sobre la mesa al comer. Con la ayuda de este peso se procedió a calcular los motores que se presentan a continuación.

Tabla 11. Capacidad de prótesis

Peso máximo	2lb
-------------	-----

2. Proceso de diseño del mecanismo de pronosupinación del antebrazo

Tabla 12. Servomotor para movimiento de pronosupinación del antebrazo

Sistema de control	+Pulse Width Control 1500usec Neutral
Pulso requerido	3-5 Volt Pico a Pico Onda cuadrada
Volts de operación	4.8-6.0 Volts
Velocidad de operación (4.8V)	0.14seg/60 grados sin carga
Velocidad de operación(6.0V)	0.11sec/60 grados sin carga
Torque (4.8V)	54.15 oz/in. (3.9kg.cm)
Torque (6.0V)	66.65 oz/in. (4.8kg.cm)
Tipo de engrane	Nylon
Longitud de cable conector	11.81" (300mm)
Dimensiones	1.27" x 0.66"x 1.22" (32.4 x 16.8 x 31mm)
Peso	0.95oz (27g)

Cuando se calculó este servomotor, como se explicó en la parte de diseño, se obtuvo un torque mínimo de 11.82oz*in. El servo presentado en este documento, como se puede apreciar en la Tabla 12, tiene la capacidad de suministrar un torque de 54.15 oz*in lo que representa 4.58 veces más torque que el necesario. Este torque extra se traduce en un factor de seguridad de 4.58 que es bastante conservador pero es aceptable teniendo en cuenta que es un prototipo inicial para empezar a hacer pruebas. Una de las razones principales por las que

se escogió este servomotor para hacer la tarea fue que sus dimensiones eran pequeñas. Este servomotor posee más torque que los usados en los dedos de la mano y son la mitad del tamaño, esta característica lo hizo sumamente conveniente el proponerlo para realizar la tarea.

El tamaño del servo es aún considerable debido a que este tipo de servomotores tiene el eje de transmisión descentrado por lo que al ubicarlo dentro de un componente se debe hacer de un tamaño mayor para poder colocar el eje en la posición requerida. Para mejorar el diseño completo de este mecanismo se recomienda empezar por diseñar el servomotor en vez de utilizar uno que se encuentra en el mercado y ubicar el eje de transmisión según sea requerido en lugar de hacerlo a la inversa.

Otra manera de mejorar este diseño es utilizando otro tipo de motor, ya que los servomotores tienen muchas limitantes entre las que se puede mencionar un relativo bajo torque de acuerdo a su tamaño. Otro factor que afecta de gran manera los diseños al utilizar este tipo de motores es que el eje gira un poco más de 180 grados, este giro es relativamente bajo también, pues los diseños no pueden tener mecanismos que necesiten una rotación de 360 grados o mayor.

La conveniencia en la utilización de los servomotores yace en el poder controlar la posición del eje cuando está funcionando, sin embargo esta conveniencia trae consigo muchas limitantes como las que ya han sido expuestas. Una sugerencia que es importante remarcar es la utilización de otro tipo de motor. Al utilizar otro tipo de motor se pierde el poder determinar de manera sencilla la posición del eje. Este problema podría ser solucionado con un sensor de movimiento o un sensor de posición. Este sensor daría la retroalimentación necesaria para poder controlar la posición del eje como si se tratase de un servomotor. De esta manera y aunque se complica un poco más la parte del diseño electrónico, se podrían obtener mejores diseños en cuanto al tamaño y la capacidad del mecanismo.

Tabla 13. Dimensiones del cojinete del mecanismo de pronosupinación

Diámetro interno (Bore)	30mm
Diámetro externo	62mm
Ancho del cojinete	16mm

En la Tabla 13 se presentan las dimensiones del cojinete del mecanismo de Pronosupinación. Este cojinete se escogió de tablas nominales, es un cojinete estándar denominado 6206ZZ, lo que lo hace fácil de encontrar en el mercado a un precio accesible. Las dimensiones del cojinete se escogieron para tener el eje del componente cuatro del mecanismo de pronosupinación de un tamaño que permitiera soportar la carga impuesta sin ningún problema. Además este cojinete permitía tener suficiente material para las paredes de la chumacera y trabajar por encima de los espesores mínimos de pared en la chumacera requeridos.

Uno de los mayores problemas del servo escogido es que es relativamente pesado por el material que está hecho y por la carga para el que está diseñado. Para mejorar la parte del diseño se podrían diseñar los cojinetes de acuerdo a los requerimientos y escoger materiales más livianos para así contar con un rodamiento que cumpla su función pero que al mismo tiempo tenga un tamaño más aceptable y sea más liviano.

3. Proceso de diseño de la muñeca

Tabla 14. Servomotor para flexión-extensión de la muñeca

Sistema de control	Pulse Width Control 1500usec Neutral
Pulso requerido	4.8-6.0 Volt Pico-Pico por onda cuadrada
Rango de voltajes de operación	4.8-6.0 Volts
Rango de temperaturas de operación	-20 to +60 Grades C (-68F to +140F)
Velocidad de operación (4.8V)	0.19seg/60 grados (sin carga)
Velocidad de operación (6.0V)	0.15seg/60 grados (sin carga)
Torque de parada 4.8V (Stall Torque)	249.96oz/in. (18kg.cm)
Torque de parada 6.0 (Stall Torque)	333.29oz/in. (24kg.cm)
Tipo de engranes	4 engranes de titanio.
Longitud del cable de conexión	7" (178mm)
Dimensiones	1.57" x 0.78"x 1.45" (40 x 20 x 37mm)
Peso	2.18oz (62g)

Cuando se calculó este servomotor como se explicó en la parte de diseño, se obtuvo un torque mínimo de 224oz*in. El servo presentado en este documento, como se puede apreciar en la Tabla 3, tiene la capacidad de suministrar un torque de 249.96 oz*in lo que representa 1.12 veces más torque que el necesario. Este torque extra se traduce en un factor de seguridad de 1.12 que es muy pequeño, sin embargo debido a la manera que fue calculado el servomotor, este cálculo ya tenía un factor de seguridad de 4 involucrado por lo que se escogió el servomotor más cercano al valor obtenido en el cálculo. Otra razón por las que se escogió este servomotor fue porque el mecanismo interno esta hecho de titanio por lo que se aseguraba que el motor soportaría mayores cargas que uno con un mecanismo interno de plástico. Este servo tiene la capacidad de producir los grados necesarios de rotación que necesita el eje para poder darle a la mano todo el movimiento solicitado por el diseño.

Tabla 15. Dimensiones de los cojinetes del mecanismo de la muñeca

Diámetro interno (Bore)	17mm
Diámetro externo	6mm
Ancho del cojinete	6mm

Las dimensiones del cojinete del mecanismo de la muñeca, mostradas en la Tabla 15, se escogieron a partir de diseño del eje que a su vez dependía del ancho de la mano previamente fabricada. Debido al grosor de la mano, el diámetro más grande que se podía tener en el eje era de 6mm. Estos 6mm dejaban suficiente pared en el material de la mano para poder soportar las cargas a las que será sometida. El diámetro interno del cojinete se escogió a partir de este eje. Estos dos componentes tienen un ajuste de apriete para que los rodamientos giren y ayuden al eje a girar sin problemas.

El sistema de poleas para el mecanismo de la muñeca se escogió después de haber hecho los cálculos y visualizar que los sistemas de engranes o de tornillo sinfín eran demasiado pequeños y que se dificultaba tanto la fabricación como para el funcionamiento del mecanismo, pues sería muy sensible a golpes y a movimientos bruscos. Después de investigar se pudo determinar que el sistema

más seguro era un sistema de poleas para garantizar que no importando cuan bruscos fueran los movimientos, la faja y las poleas siempre se mantendrían perfectamente alineados.

El diámetro de las poleas se escogió por tamaño, se buscó la polea más pequeña que se pudo encontrar para poder alojarla en el componente de alojamiento del mecanismo. La polea más pequeña que cumplía con las especificaciones se muestra en la Tabla 16. La polea impulsada pudo haber sido del mismo diámetro pues los requerimientos de torque ya se habían cumplido con el servomotor. Sin embargo para darle mayor torque a la muñeca y poder levantar objetos más pesados se hizo una relación de 1 a 1.4 entre la polea impulsora y la polea impulsada, esto incrementa el torque en el mismo factor, 1.4 (ver dimensiones de polea impulsadora e impulsada en Tablas 16-18). Al hacer esto la rotación de la polea grande se reduce respecto a la polea pequeña pero aun cumple con el giro necesario para mover la mano. En cuanto a la faja se refiere, la escogida tiene una capacidad máxima de 74.4 Kg. de tensión. Al hacer el cálculo tomando el torque en la polea impulsada y el diámetro se determinó que era de 25.6 Kg. lo que significa que la faja trabajará a 1/3 de su capacidad. Un dato que garantiza el buen funcionamiento del sistema es que el sistema se calculó con la suposición que trabajaría a un promedio de 100 rpm cuando en realidad el sistema no sobrepasará las 64 rpm.

Tabla 16. Dimensiones del sistema de poleas

Distancia entre centros	1.336 in
Longitud de la banda	2.936 in
Paso de la banda	3 mm
Grosor de la banda	6 mm
Paso total de banda	105 mm
Dientes en la faja	35 dientes
RPM polea pequeña	64 RPM
Surcos en la polea pequeña	10 surcos
Surcos en la polea grande	14 surcos

Tabla 17. Dimensiones de la polea impulsora

Numero de surcos	10 surcos
Diámetro externo	.346 in
Diámetro para el eje (Bore)	.125 in
Cara para la faja	.282 in
Ancho de polea	0.5625 in

Tabla 18. Dimensiones de la polea impulsada

Numero de surcos	14 surcos
Diámetro externo	.496 in
Diámetro para el eje (Bore)	.1875 in
Cara para la faja	.282 in
Ancho de polea	0.5625 in

Una mejora que se puede hacer al mecanismo de la muñeca es diseñarle un sistema de freno que mantenga la mano en la posición deseada sin exigir que este trabajo sea realizado por el servomotor. En el diseño actual no se cuenta con un sistema que cumpla esta función y provoca que al no estar el servomotor en funcionamiento, las poleas continúen girando al aplicar una carga en la mano, pues por principios básicos de poleas, estas siempre querrán girar y transmitir el movimiento. En el diseño actual se contempló que fuese el servomotor quien debía mantener la mano en posición y sostener la carga impuesta en la posición deseada. Este diseño exige demasiado al servo y acorta la vida del mismo pues al realizar pruebas se observó que el servomotor se mantiene en funcionamiento todo el tiempo. El problema principal que se observó al tener el servo en funcionamiento fue que demanda cargas variables e incluso se tienen picos de voltaje que introducen ruido a todo el sistema de control electrónico. Dotar a este mecanismo con un sistema mecánico que mantenga la posición sería una mejora significativa en el diseño completo de la prótesis.

En cuanto al diseño inicial de todos los componentes de la prótesis, éstos fueron diseñados de tal manera que el tamaño total de los componentes fuera el mínimo posible para reducir así la distancia entre los componentes y el codo, reduciendo así el torque que debe proporcionar el servomotor del codo. Un dato importante es que los componentes se diseñaron de tal forma que en estado de reposo, no existieran excentricidades respecto al eje central de toda la prótesis. Otro factor importante que se consideró fue el peso, ya que como se mencionó en el capítulo de diseño, se debían escoger materiales livianos y al mismo tiempo resistentes. De este modo se disminuye el peso total de la prótesis y ayuda a que el motor del codo requiera menor torque.

4. Dimensión de los componentes. Finalmente tomando en consideración todo lo antes expuesto se obtuvieron componente con las siguientes medidas.

- a. Mecanismo de pronosupinación

Tabla 19. Dimensiones del primer componente de pronosupinación

Ancho	Largo	Profundidad
60mm	52.92mm	20mm

Tabla 20. Dimensiones del segundo componente de pronosupinación

Diámetro	Longitud
80mm	35mm

Tabla 21. Dimensiones del tercer componente de pronosupinación

Diámetro	Longitud
80mm	22mm

Tabla 22. Dimensiones del cuarto componente de pronosupinación

Diámetro	Longitud
80mm	28mm

Las medidas presentadas en las Tablas 19 a la 22 son las dimensiones de cada componente por separado, es importante mencionar que cuando se ensamblan los componentes, la longitud total del componente se reduce

considerablemente pues algunos componente van alojados en otros componentes, por ejemplo el componente cuatro esta ensamblado con el componente 3 y su longitud coincide con el final del componente 2. El ensamble final del mecanismo de pronosupinación por lo tanto tiene un diámetro de 80mm y una longitud total de 67.6mm.

b. Mecanismo de muñeca

Tabla 23. Dimensiones del componente principal de muñeca

Diámetro	Longitud
64mm	78mm

El mecanismo de muñeca cuenta únicamente con las medidas presentadas en la Tabla 23 como la dimensión de todo el mecanismo pues todos los componentes del mecanismo se encuentran alojados en el componente principal de la muñeca.

5. Proceso de diseño del elemento de sujeción. El elemento de sujeción como ya se mencionó fue fabricado con yeso, PVC y fibra de vidrio, sin embargo, este componente pudo haberse fabricado con fibra de carbono. La fibra de carbono es un material sumamente ligero y resistente, además puede adoptar la forma que se desea.

El correaje que se utilizó en el componente se adquirió por medio del paciente. Dicho correaje fue previamente fabricado para el paciente con sus medidas para que él pudiera portar la prótesis que actualmente utiliza. Al correaje únicamente se le agregaron tres broches que permitieran unirlo al molde de yeso.

6. Costos de fabricación de componentes. Como parte del trabajo de graduación se tuvo que fabricar un prototipo de prueba. La fabricación de este prototipo tiene un costo por lo que se presenta a continuación en la Tabla 24. Este precio incluye el precio de la mano de obra y el costo de los materiales utilizados.

Tabla 24. Costo de fabricación

Componente	Precio
Primer componente de pronosupinación (aluminio)	Q 487.5
Segundo componente de pronosupinación, alojamiento de servo (ertalón)	Q 715.0
Tercer componente de pronosupinación, chumacera (ertalón)	Q 455.0
Cuarto componente de pronosupinación, eje (ertalón)	Q 520.0
Muñeca (ertalón)	Q 1,105.0
Árbol (acero inoxidable)	Q 65.0
Pin (acero 1020)	Q 19.5
TOTAL	Q 3,367.0

VI. DESARROLLO DEL MÓDULO DE ESTADOS Y COMUNICACIÓN INALÁMBRICA

A. Diseño

Se dispondrá de dos sistemas de control para la prótesis y para su mejor entendimiento se discutirá su implementación y resultados por separado, de la siguiente forma:

1. Sistema de control basado en diagrama de estados.
 - a. Diseño experimental.
 - b. Discusión y resultados.
2. Sistema de control basado en puntos de presión con el muñón.
 - a. Diseño experimental.
 - b. Discusión y resultados.

Posteriormente se discutirá el módulo de comunicación inalámbrica, se planteará el diseño experimental desde un punto global, ya que el diseño es independientemente que sistema de control se utilice. Luego se discutirá los resultados y problemática para cada sistema de control, y por separado la problemática en común, de la siguiente forma:

3. Módulo de comunicación inalámbrica
 - a. Diseño experimental.
 - b. Discusión y resultados.
 - 1) Discusión y resultados, utilizando sistema de control basado en diagrama de estados.
 - 2) Discusión y resultados, utilizando sistema de control basado en puntos de presión con el muñón.

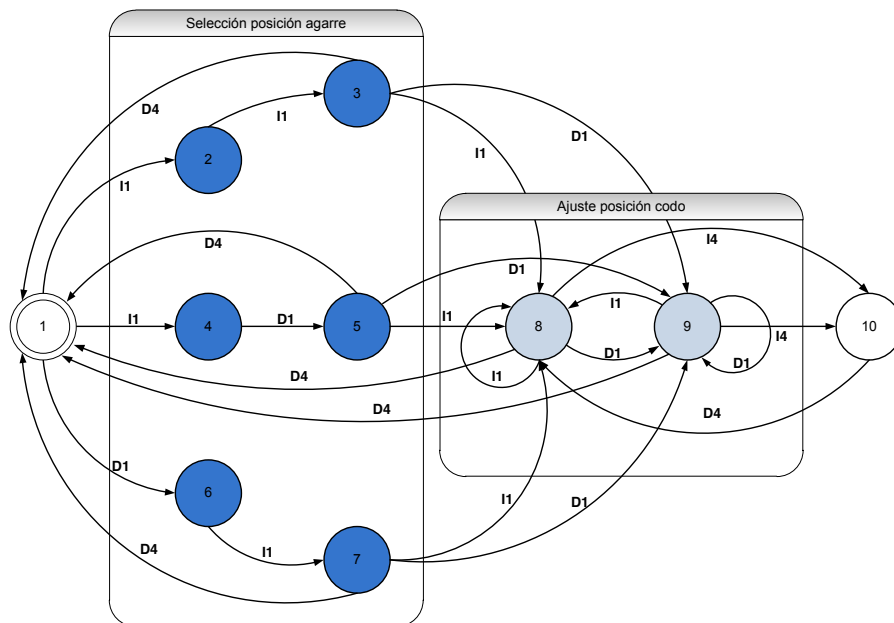
Por último, en un capítulo de discusión, se tratará globalmente ambos sistemas de control así mismo, se compararán entre sí con el fin de determinar qué sistema de control es más robusto y eficiente para el usuario.

1. Sistema de control basado en diagrama de estados

a. Diseño experimental. Una vez definido los movimientos del brazo humano y el conjunto de movimientos realizados con mayor frecuencia así como los tipos de agarres que replicará la prótesis, se diseñó un sistema de control basado en diagrama de estados con una interfaz física localizada en las plantas de los pies en forma de plantilla.

El enfoque de esta prótesis está basado en el agarre de objetos a diferentes alturas, por lo que se elaboró un diagrama de estados con una secuencia determinada y ordenada de movimientos para lograrlo. Con este sistema de control basado en diagrama de estados, el usuario será capaz de agarrar un objeto a cualquier altura mediante una serie de estados finitos en el cual el usuario podrá ajustar la prótesis a determinada altura y posición de agarre como el tipo de agarre que desea utilizar y ajustar la presión sobre el objeto. El diagrama de estado es cíclico y bidireccional, lo que implica que, si el usuario se equivocó en la selección y/o ajuste de un movimiento, podrá regresar a ese estado y corregirlo.

Ilustración 47. Diagrama de estados, estados del 1 al 10



En la Ilustración 47 se muestran los primeros 10 estados, el usuario pasa desde un estado inicial de reposo, a una posición de agarre predeterminada, luego hace otra transición para ajustar la posición del codo. El usuario tiene la posibilidad en todo momento de corregir cualquiera de estas dos transiciones. Para un mejor entendimiento visual del diagrama de estados, los estados del 10 al 24 se dividieron en la Ilustración 48, Ilustración 49 e Ilustración 50.

Ilustración 48. Diagrama de estados, estados del 10 al 18, 19 y 20. Selección de tipo de agarre y ajuste de agarre.

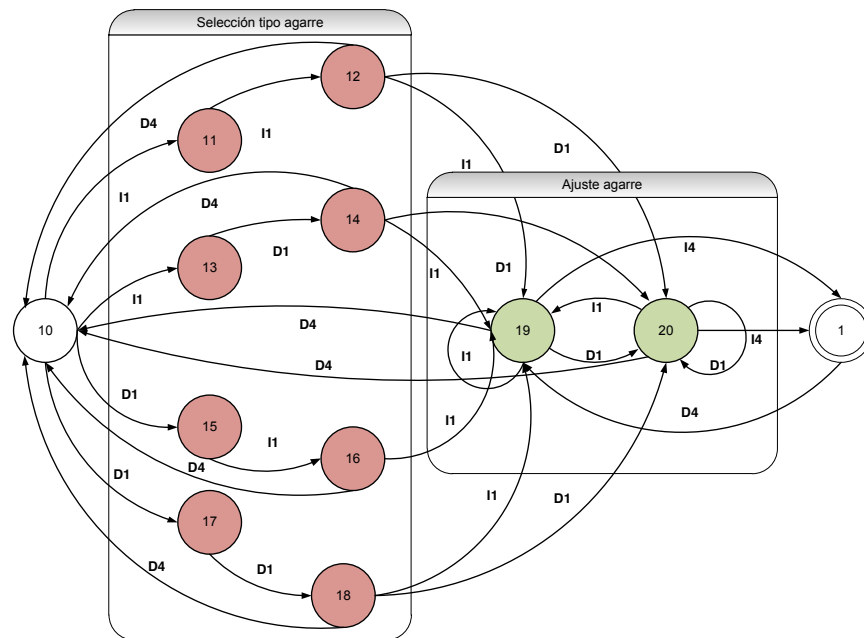


Ilustración 49. Diagrama de estados, estados del 10 al 18, 21 y 22.

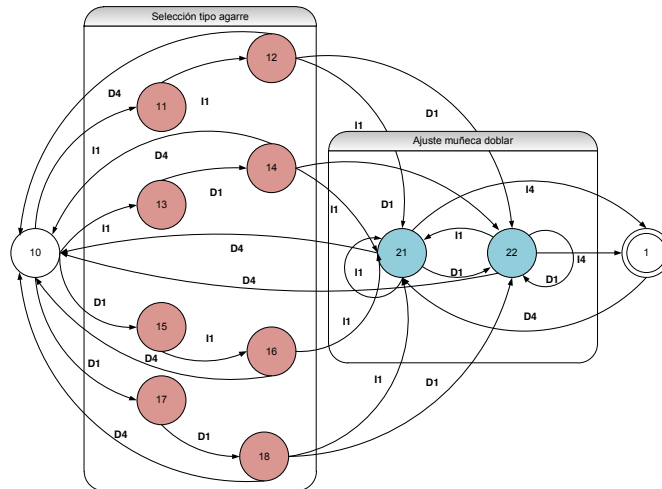
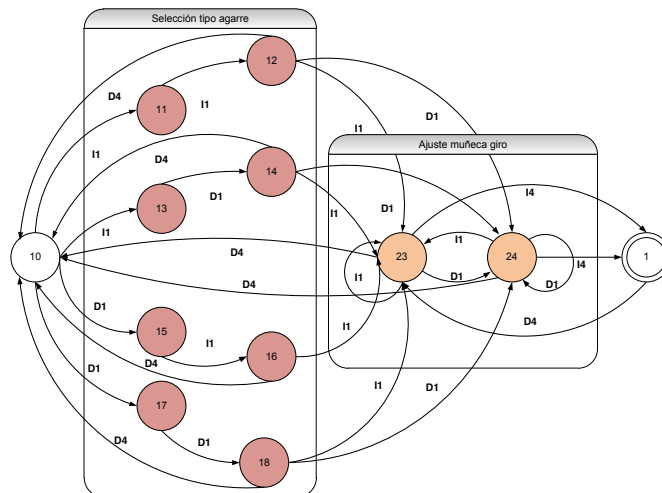


Ilustración 50. Diagrama de estados, estados del 10 al 18, 21 y 22. Selección de tipo de agarre y ajuste del giro de la muñeca.



En estos últimos estados, una vez el usuario ajustó la posición del codo, hace la transición para seleccionar el tipo de agarre que desea utilizar; ya determinado el tipo de agarre, la siguiente transición le da libertad al usuario sobre 3 movimientos, ajuste del agarre que se muestra en la Ilustración 48, ajuste sobre el doblar muñeca que se muestra en la Ilustración 49 y por último giro de la muñeca que observa en la 50 respectivamente.

Las transiciones para cambiar de estados están etiquetadas en la Ilustración 51, según la interfaz física a implementar.

Ilustración 51. Ubicación y etiquetación de los puntos de presión.



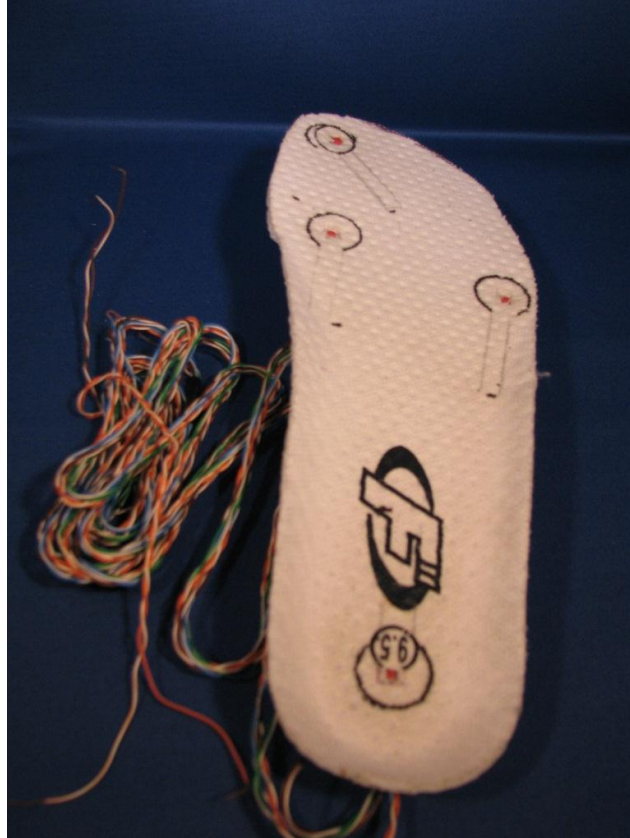
La investigación “Dekaarm” determina que existen 4 puntos en la planta del pie en los cuales un ser humano puede ejercer una presión voluntaria, además estos puntos son independientes entre sí, es decir que al ejercer presión en un punto no se ejercerá presión en los otros 3. Los puntos son los siguientes:

1. Primera falange distal.
2. Parte superior del primer hueso metatarso.
3. Parte superior del quinto hueso metatarso.
4. Parte inferior del calcáneo.

Un esquema de los puntos de presión se puede observar en la Ilustración 51, donde D1 e I1 corresponden al punto de presión 1, D2 e I2 corresponden al punto de presión 2, D3 e I3 corresponden al punto de presión 3 y por último D4 e I4 corresponden al punto de presión 4.

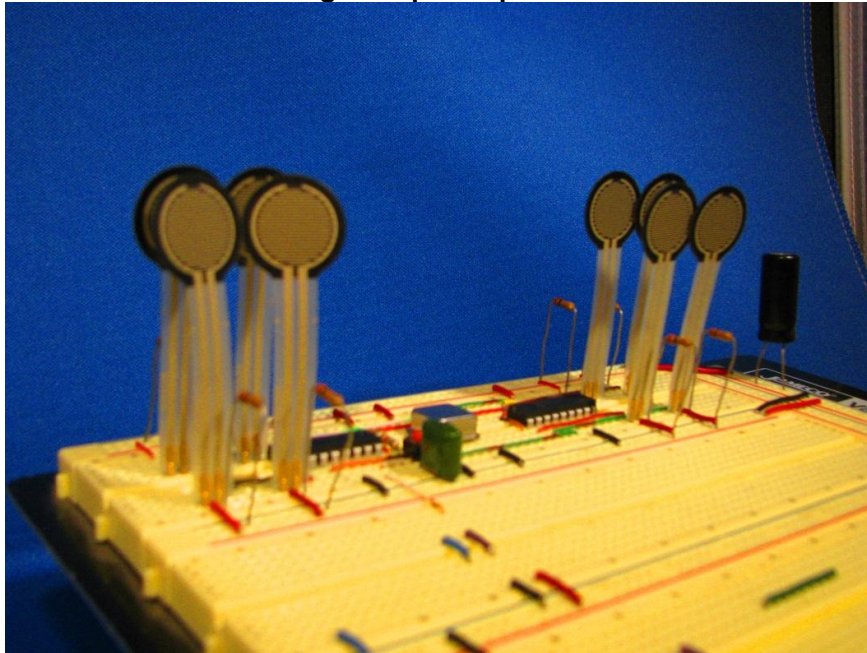
Una vez ubicados los puntos de presión, se realizó un primer prototipo de la interfaz física, ésta se realizó con dos plantillas de zapatos, para tomar muestras de los puntos de presión, se colocaron en ellos interruptores normalmente abiertos, así cuando se ejerciera presión sobre un punto, se logrará presionar el interruptor y éste dejará pasar un voltaje, como se muestra en la Ilustración 52.

Ilustración 52. Primer prototipo con interruptores.



En la Ilustración 52 se pueden observar los interruptores en los puntos de presión y los buses para obtener los estados del interruptor. Para obtener mejores lecturas de los puntos de presión, se mejoró el prototipo y se cambiaron los interruptores por sensores FSR, el segundo prototipo se muestra en la Ilustración 53.

Ilustración 53. Segundo prototipo con sensores FSR.

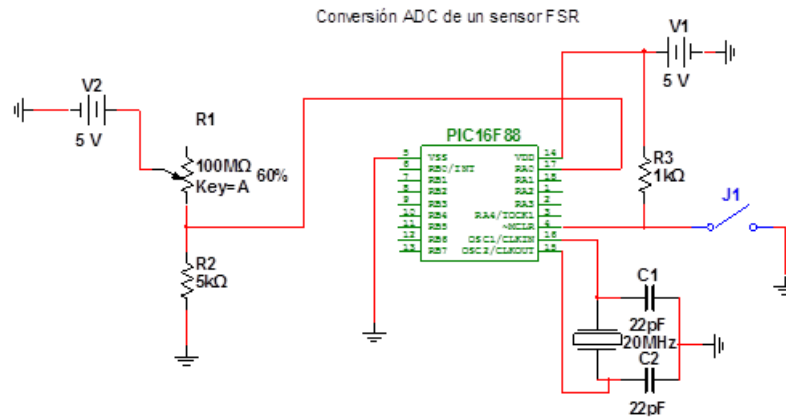


En la Ilustración 53 se puede observar ocho sensores de presión separados en dos grupos de cuatro, cada grupo representa una plantilla. Al utilizar sensores FSR, se establece un Set Point en la lectura de los sensores y una vez se aplique cierta presión sobre el sensor, se supera el valor del Set Point y se considerará como un uno lógico o de lo contrario como un cero lógico.

Una vez obtenida las lecturas de la interfaz física, estas se deben procesar y codificar. Para procesar las lecturas de los sensores FSR se utilizó el módulo ADC del microcontrolador PIC16F88, dado que el sensor FSR varía su resistencia según la fuerza aplicada, éste se puede modelar como una resistencia variable muy grande, por lo que se colocó el sensor FSR como un divisor de voltaje con un resistencia de $5k\Omega$, la salida de este divisor de voltaje va al PIC16F88 para que realice la conversión ADC como se muestra en la Ilustración 54.

Dada la caracterización de los sensores FSR con un divisor de voltaje, se determinó que para resistencias muy grandes, el voltaje obtenido en el divisor de voltaje varia bastante en relación al cambio de resistivo del sensor FSR, y caso opuesto cuando se utiliza resistencias pequeñas. Se utiliza una resistencia de $5k\Omega$ para que el cambio de voltaje sea lineal. [13]

Ilustración 54. Conversión ADC para un sensor FSR



Una vez procesada la lectura de los sensores FSR en el microcontrolador, este evalúa si el punto de presión ejerció un uno lógico y de ser así, determinará si la transición es válida según el diagrama de estados, si la transición es válida se codifica el movimiento según el estado correspondiente para luego enviarlo al módulo de comunicación inalámbrica. Cabe mencionar que el módulo inalámbrico transmite un byte a la vez por lo que la codificación se realiza en un byte.

Ya que el diagrama de estados contempla secuencia de movimientos, como movimientos individuales, se utiliza la siguiente codificación para abarcar todos los movimientos a replicar.

Tabla 25. Mensaje tipo No.1, movimientos individuales.

Bit 7	Bit 6	Bit 5	Bit 4	Bit 3	Bit 2	Bit 1	Bit 0
0	0	Codo	Muñeca	Subir	Bajar	Girar Derecha	Girar Izquierda

Tabla 26. Mensaje tipo No.2, Selección de agarre y ajuste de agarre.

Bit 7	Bit 6	Bit 5	Bit 4	Bit 3	Bit 2	Bit 1	Bit 0
0	1	Cerrar	Abrir	Señalamiento con dedo índice	Agarre 2 dedos	Agarre Pinza	Agarre total

Tabla 27. Mensaje tipo No.3, posiciones predefinidas.

Bit 7	Bit 6	Bit 5	Bit 4	Bit 3	Bit 2	Bit 1	Bit 0
1	0	-	-	Posición de reposo	Posición Agarre No.3	Posición Agarre No.2	Posición Agarre No.1

Existen tres tipos de mensajes, dependiendo de la combinación de los bits 6 y 7, se referirá a un movimiento específico a ejecutar, el módulo de diseño eléctrico es el encargado de decodificar esta trama de un byte. Cabe mencionar que cualquier mensaje enviado tendrá una paridad par, por lo que si se recibe un mensaje con paridad impar el mensaje llegó erróneamente.

b. Discusión y resultados. Una vez definido los movimientos, tanto individuales como en conjunto, se ideó una forma de poder tener control total sobre todos los movimientos, basándose en la investigación “Dekaarm”, esta propone un método de control novedoso, el cual a ser evaluado para controlar nuestra prótesis se determinó que era la mejor opción, tanto robusta como versátil. El único problema tiene este sistema de control es que solo posee ocho entradas (ocho puntos de presión) para controlar toda la prótesis además de que únicamente se pueden utilizar individualmente, estos ocho puntos de presión no se dan abasto para controlar la prótesis, ya que la única forma de que esto suceda es que se reutilicen los puntos.[11]

Implementando diagrama de estados se puede reutilizar los puntos de presión ya que al hacer la transición a un nuevo estado se pueden volver a reutilizar. El diagrama de estados hace el sistema de control más robusto ya que, si las transiciones no son válidas, la prótesis no realizará ningún movimiento, además que si de alguna forma se presionan dos puntos, el sistema de control no reconocerá la transición. Si el usuario comete un error válido, es decir hacer

una transición válida, pero no una que el usuario desee, el diagrama de estados permite corregir este error, debido a que el diagrama de estados es bidireccional, es decir hay transiciones que nos llevan a estados anteriores, esto hace de este sistema de control basado en diagrama de estado un sistema robusto, versátil y eficiente.

El diagrama de estados se realizó de forma cíclica, es decir que el siguiente estado después del último es el inicial. El diagrama de estados inicia con un estado, donde la prótesis se encuentra en una posición de reposo predeterminada, esto ayuda ya que una vez terminadas las transiciones, colocar la prótesis en una posición de reposo lo cual implicaría una transición más. De no haber sido cíclico el diagrama de estados, colocar la prótesis en una posición de reposo implicaría regresar por todas la transiciones hechas hasta llegar al estado inicial.

Este sistema de control basado en diagramas de estados ayuda a que la implementación de la codificación sea robusta y fácil de implementar al nivel de software, lo que implica que cualquier error será detectado a este nivel manteniendo así, el error humano al mínimo. También el diagrama de estados es abierto a modificaciones, e implementar éstas modificaciones no representa mayor reto, ya que un diagrama de estados siempre se programa de forma ordenada y secuencial.

Se descartó la interfaz física con interruptores normalmente abiertos, ya que el tiempo de vida de estos interruptores está determinado por su diseño interno mecánico, además es más probable presionar un interruptor sin intención dado que estos componentes electrónicos solo tienen dos estados, abierto y cerrado. Al sustituir los interruptores por sensores FSR, la interfaz física se vuelve más robusta y perdurable, ya que la durabilidad de estos sensores no depende de un sistema mecánico sino de sus propiedades electrónicas, como se muestra en la Ilustración 55 y la Ilustración 56.

Ilustración 55. Prototipo con sensores de presión, vista de frente.



Ilustración 56. Prototipo con sensores de presión, vista detrás.



En la Ilustración 55 se muestran los puntos de presión, y en la Ilustración 56 se observa que detrás de cada punto de presión hay un sensor FSR y su conector.

Además la respuesta de los sensores FSR a una fuerza aplicada es variable, esto permite una calibración para determinar después de qué valor de resistencia se considerará como un uno lógico. La presión que ejerce un ser humano al estar parado sobre sus pies depende de su peso y la fisionomía de sus pies, esto quiere decir que el usuario siempre ejerce una presión sobre la interfaz física. Se debe determinar el valor resistivo del sensor FSR en este estado y cuando el usuario ejerza una presión voluntaria en ese mismo punto de presión. Una vez determinados los valores de resistencia se podrá calibrar la interfaz física para cada sensor FSR, obteniendo así un rango. Si el cambio resistivo del sensor FSR está en este rango, el sistema de control lo interprete como un cero lógico y si supera este rango lo interprete como un uno lógico. El valor de este rango es distinto para cada sensor, por lo que la calibración es única para cada sensor y por ende, única para cada usuario.

Al medir el cambio resistivo del sensor FSR al aplicarle una presión, se determinó que al aplicar una fuerza alta, el valor de la resistencia se satura entre $1.2k\Omega$ a 986Ω , por lo que al aplicar la fórmula de divisor de voltaje, se determinó que con una resistencia de $5k\Omega$ se obtenían valores entre 0V y 4.20V.

Al realizar pruebas con el último prototipo se determinó que las conversiones ADC de los sensores FSR eran muy sensibles, como se muestran en las ilustraciones 57 a 60.

Ilustración 57. ADC del sensor ubicado en la 1era. Falange distal, resistencia de $5k\Omega$.

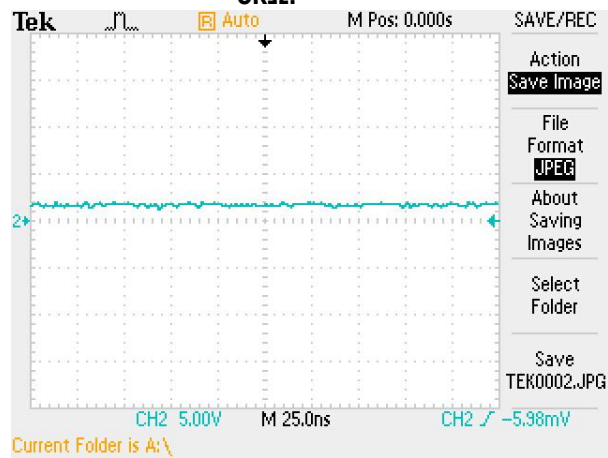


Ilustración 58. ADC del sensor ubicado en la parte superior del 1er. Hueso metatarso, resistencia de $5k\Omega$.

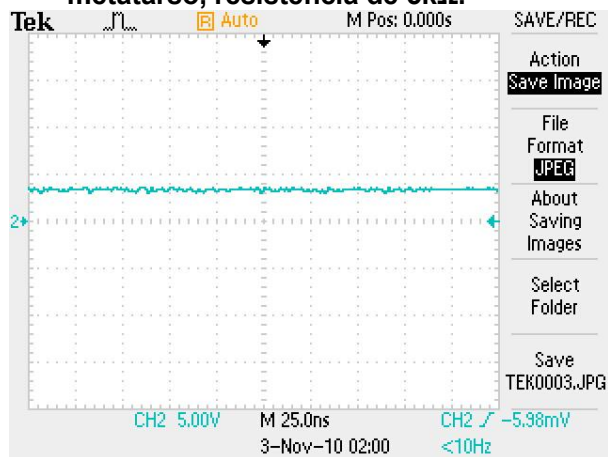


Ilustración 59. ADC del sensor ubicado en la parte superior del 5to. Hueso metatarso, resistencia de $5k\Omega$.

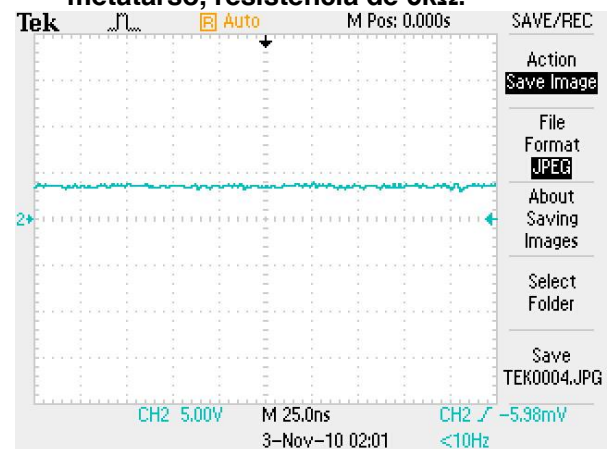
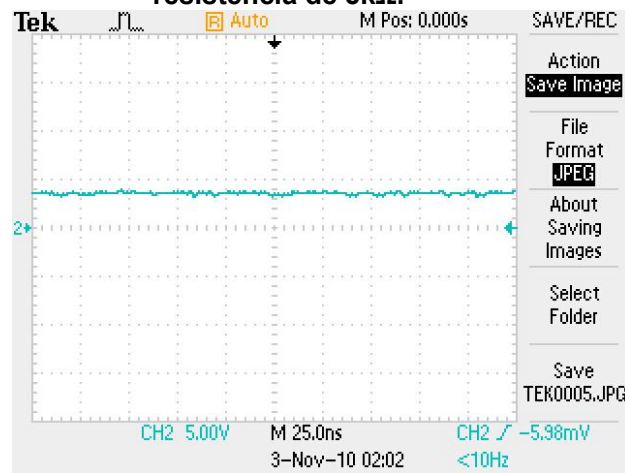


Ilustración 60. ADC del sensor ubicado en la parte inferior del calcáneo, resistencia de 5k Ω .



Lo que se muestra en las Ilustraciones 57 a la 60 son las conversiones ADC de los 4 sensores FSR ubicados en la plantilla, estas conversiones corresponden únicamente cuando se está parado sobre la plantilla y no se ejerce ninguna presión voluntaria, por lo que cuando se ejerce una presión en alguno de los puntos el rango para considerarlo como un uno lógico es muy pequeño. Para evitar esta saturación se cambió la resistencia del divisor de voltaje, se utilizó una de resistencia de 1k Ω . Las conversiones obtenidas se muestran en las ilustraciones 61 a las 64.

Ilustración 61. ADC del sensor ubicado en la 1era. Falange distal, resistencia de $1k\Omega$.

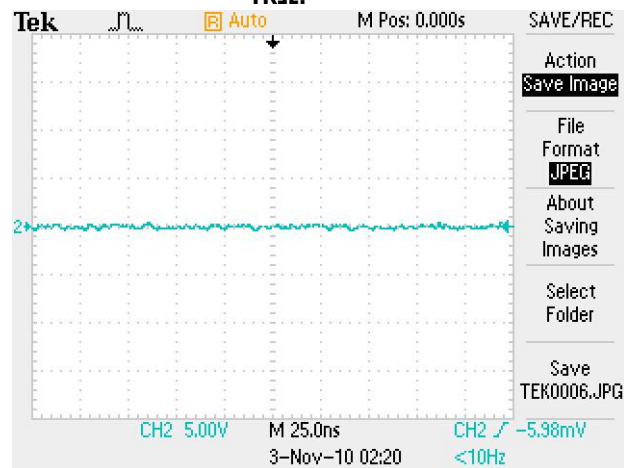


Ilustración 62. ADC del sensor ubicado en la parte superior del 1er. Hueso metatarso, resistencia de $1k\Omega$

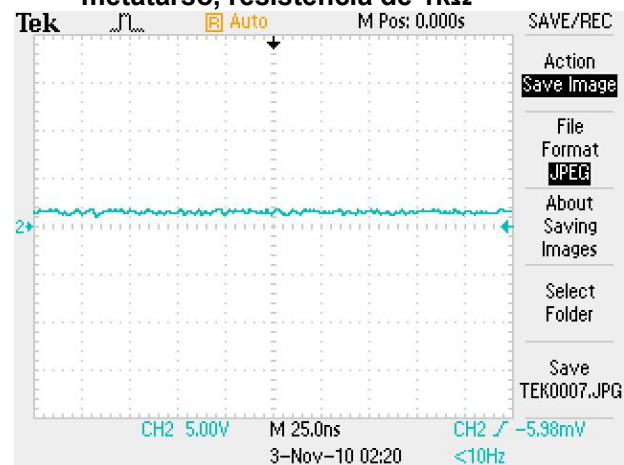


Ilustración 63. ADC del sensor ubicado en la parte superior del 1er. Hueso metatarso, resistencia de 1k Ω .

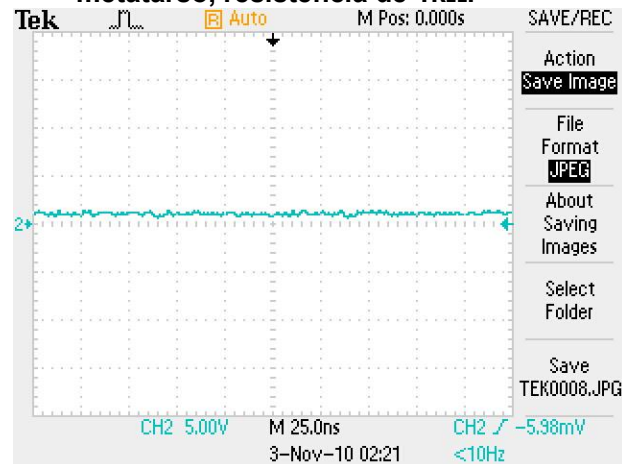
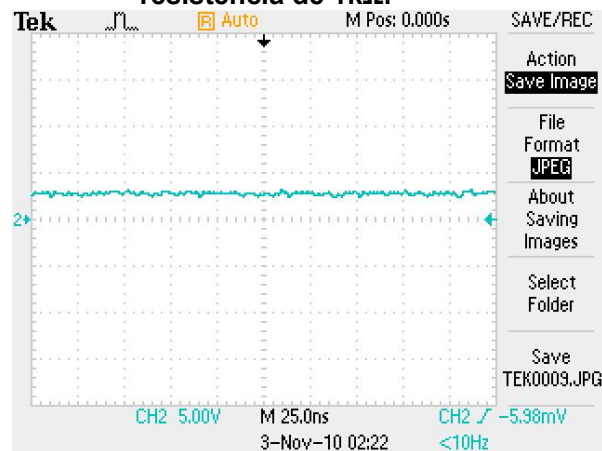


Ilustración 64. ADC del sensor ubicado en la parte inferior del calcáneo, resistencia de 1k Ω .



Como se muestra en las imágenes anteriores, con el cambio de resistencia la conversión ADC disminuyó considerablemente a excepción del sensor ubicado en la parte inferior del calcáneo, en el cual se utilizó una resistencia de 500 Ω . Con estos valores de resistencia se obtiene un rango mayor para considerar que valor de ADC se tomará como un uno lógico.

Para que la fuerza se repartiera uniformemente, se colocó circunferencias sólidas del mismo radio que el área activa del sensor FSR, esto aseguraba que la fuerza era aplicada a toda la superficie activa lo cual permitía obtener mejores lecturas.

Se utilizó un compilador de alto nivel (MikroC) para programar el diagrama estado como las conversiones ADC así mismo, para enviar datos por el protocolo UART al módulo de comunicación inalámbrica. Los datos obtenidos, fueron guardados en variables volátiles, de esta forma, si el programa detectaba algún cambio en el puerto A fuera del ciclo principal del programa, como en una interrupción o un método, la información no se pierde.

El Microcontrolador utiliza un reloj de 20MHz, según la hoja del fabricante el microcontrolador realiza una conversión ADC según la siguiente fórmula $\frac{F_{OSC}}{64}$ y realiza una instrucción cada 4 ciclos de reloj, por lo que realiza una conversión ADC aproximadamente cada 13 microsegundos, se tomó este dato en cuenta ya que, a la hora tomar una muestras, se debe esperar cierto tiempo para tomar la siguiente, por lo que se espera 0.5 segundos para tomar la siguiente muestra. [9]

2. Sistema de control basado en puntos de presión con el muñón

a. Diseño experimental. Con el fin de implementar un sistema de control pensado en la comodidad del usuario, se contó con una entrevista efectuada a una persona con amputación transhumeral a mediados de septiembre del 2010. El Ing. Álvaro Ávila, quien comentó sobre la necesidad de un sistema de control simple y más invasivo, es decir que su ubicación se encuentre lo más cerca de la prótesis, mejor aún si encuentra en el muñón.

Dado al espacio limitado en el área del muñón y el tiempo restante para implementar este nuevo sistema de control, se optó por encontrar puntos en los cuales el usuario pueda hacer presión con el muñón sobre la estructura que sujeta la prótesis. Para obtener lectura de estos puntos de presión se utilizaron sensores FSR.

Dada la estructura fisiológica del muñón, la localización de los puntos se realiza de manera empírica, es decir a prueba y error. Los puntos a utilizar deben cumplir la independencia entre ellos.

La interfaz física consiste en una especie de bolsa que recubre al muñón, está hecha a la medida con el fin de que pueda mantener los sensores en su lugar, la bolsa es lo único que mantiene los sensores en su lugar, dado la importancia de esto, la bolsa está hecha con una tela PolartecPowerShield, la cual también protege a los sensores del sudor y/o líquidos en el ambiente.

El procesamiento y codificación se realiza de la misma forma que el sistema de control basado en diagrama de estados. El procesamiento se realiza igual ya que se están utilizando los mismos sensores de presión, la única variación radica en la determinación del Set Point. Se utilizará la misma codificación, de esta forma sin importar qué sistema de control se utilice, la información que llegue al módulo de diseño eléctrico será la misma.

También se modificó el divisor de voltaje implementado en los sensores FSR, ya que en un estado de reposo nunca se realiza una presión sobre ningún sensor FSR, a diferencia del otro sistema de control por lo que se utilizó una resistencia de $5k\Omega$

b. Discusión y resultados. Este sistema de control será personal para cada usuario, ya que nadie posee la misma estructura física en el muñón. Esta interfaz física se realizó específicamente para Ing. Álvaro Ávila, una persona que sufre de amputación transhumeral del brazo derecho. En esta interfaz se lograron localizar 7 puntos de presión de forma empírica.

Ilustración 65. Puntos de presión 1, 2, 8 y 6.



Ilustración 66. Puntos de presión 6, 8 y 7.



Ilustración 67. Puntos presión 1, 2, 3, 4

En la Ilustración 65, 66, y 67 se pueden apreciar los 7 puntos localizados para colocar los sensores FSR. Como se puede observar, los puntos 3 y 4 quedan muy próximos, por lo que en estos dos puntos se utilizarán sensores FSR de menos diámetro.

A pesar que se poseen 7 puntos, no se implementará un diagrama de estados para este sistema de control, dado que la interfaz está localizada en el muñón, realizar transiciones con el muñón resulta impráctico e incómodo, ya que se estaría controlando todos los movimientos y secuencia de los mismos con el muñón, por lo que el usuario resultaría fatigado. Una vez localizado los 7 puntos de presión, se probó la independencia entre ellos.

Ilustración 68. Independencia entre los puntos de presión 6 y 8.

Como se muestra en la Ilustración 68, existe la independencia entre puntos de presión, esto se probó utilizando un punto de presión y observando en los puntos vecinos que no se ejerza ninguna presión.

Una vez localizados todos los puntos de presión y comprobado su independencia entre ellos se realizó el primer prototipo de este sistema de control, para ello se colocaron todos los sensores en los puntos de presión y se tomaron las distancias entre ellos como se muestra en la Ilustración 69, 70 y 71. También se colocaron los conectores para determinar si estos generaban alguna molestia sobre el usuario como se muestra en la ilustración 72.

Ilustración 69. Primeros tres puntos de presión con sensores FSR.

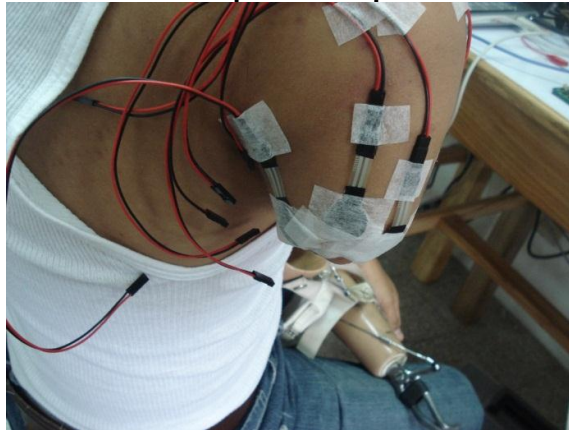


Ilustración 70. Sigüientes tres puntos de presión con sensores FSR.

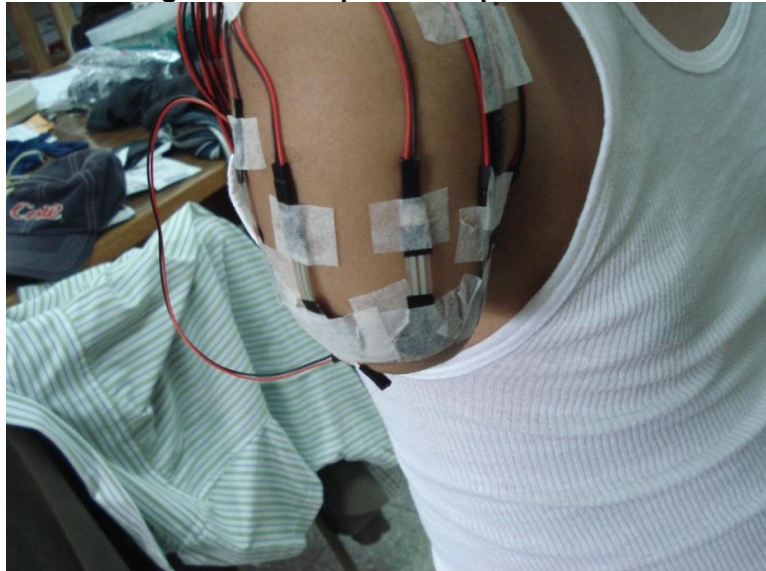
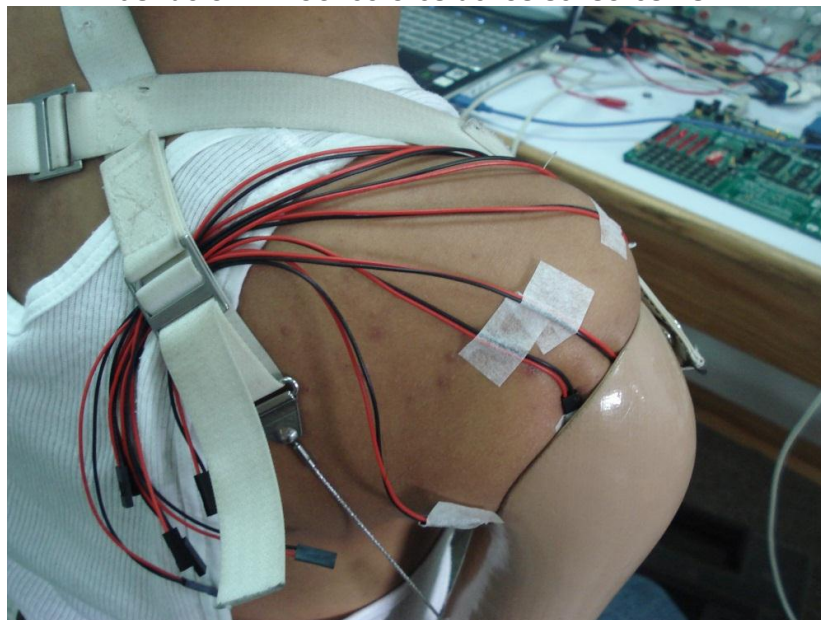


Ilustración 71. Últimos cuatro puntos de presión con sensores FSR.



Ilustración 72. Conectores de los sensores FSR.



Una vez colocados los sensores se tomo la distancia entre cada sensor para determinar la colocación en el prototipo, se tomo como referencia la cicatriz de la vacuna del polio ubicada en su muñon, el sensor ubicado debajo de esta

cicatriz se tomo como el sensor central y las distancia entre ellos se muestra en la Tabla 28.

Tabla 28. Distancia entre sensores

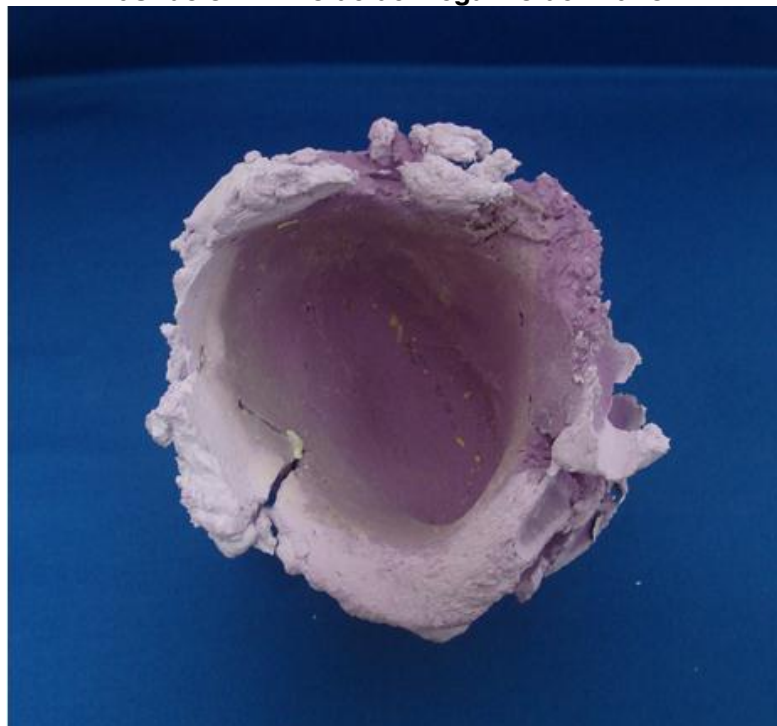
Sensor	Posición	Posición
	X	Y
Punto Central	0 cm	6.5 cm
Punto Central - 1	3 cm	2 cm
Punto Central - 2	5 cm	0 cm
Punto Central + 1	3 cm	0 cm
Punto Central + 2	3 cm	0.5 cm
Punto Central + 3	6.5 cm	0 cm
Punto Central + 4	10.5 cm	0cm

Para ubicar los puntos en el prototipo se requirio un molde, este servira para ubicar los sensores con las distancias obtenidas y integrarlas al prototipo. Para crear el molde se utilizó alginol de fraguado lento, este material se colocó sobre el muñón y se creo un negativo del muñón como se muestra en la Ilustración 73 y 74.

Ilustración 73. Realización del negativo del muñón



Ilustración 74 Molde del negativo del muñón.



Una vez se obtuvo el molde negativo, este se llenó de yeso piedra y se obtuvo un molde del muñón como se muestra en la Ilustración 75 y la Ilustración 76.

Ilustración 755. Molde de yeso piedra del muñón perspectiva 1.



Ilustración76. Molde de yeso del muñón perspectiva 2.



El punto negro mostrado en la Ilustración 76 corresponde a la cicatriz de referencia para la colocación de los puntos de presión y la flecha indica donde se

ubica la axila. Una vez terminado el molde se prosiguió a construir el prototipo con la tela Polartec Power Shield, que recubrirá al muñón y sujetara los sensores FSR, en la Ilustración 79 se observa el primer prototipo ubicado en el muñón.

Ilustración 77. Primer prototipo del sistema de control basado en puntos de presión ubicado en el muñón.



Con estos puntos de presión, se implementarán movimientos únicos y la selección del tipo de agarre, por lo que la prótesis es más limitada en movimientos como en versatilidad con este sistema de control. Los movimientos que podrá replicar este sistema de control son los siguientes:

- Extensión y flexión de codo.
- Pronación y supinación de la muñeca.
- Extensión y flexión de la muñeca
- Los 3 tipos de agarres.
- Ajuste del agarre.

3. Módulo de comunicación inalámbrica

a. Diseño experimental. Con el fin de realizar la comunicación total de la prótesis de forma eficiente, y evitar que los buses de información que comunican, tanto la interfaz física con el sistema control como la comunicación entre el diseño eléctrico y módulo de comunicación, se implementó comunicación inalámbrica. Esto aísla los sistemas de control de la estructura mecánica de la prótesis, evitando conexiones con la misma y dándole a la estructura un aspecto más ordenado y no sobrecargado de elementos electrónicos.

Para realizar este nexo se utilizaron los módulos RF XBee y XBee PRO. Estos módulos operan en la banda ISM de 2.4 GHz. Los datos a enviar se mandan serialmente vía UART. Dado que estos módulos operan con un voltaje de alimentación de 3.4V fue necesario construir un sistema regulador de voltaje para suministrar este voltaje de operación.

Los módulos RF poseen dos tipos de operación, el primero “TransparentMode” simula un cable virtual entre los módulos RF, es decir los datos que se envíen en un módulo RF transmisor se recibirán exactamente igual en un módulo RF receptor como se muestra en la Ilustración 78.

Ilustración 78. Módulos RF operando en “TransparentMode”



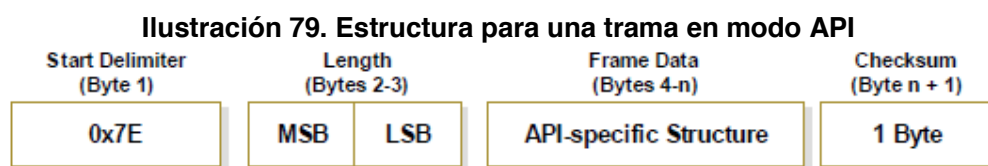
En la Ilustración 78, la gráfica azul representa el dato a ser enviado y la gráfica amarilla representa el dato recibido, se puede observar el funcionamiento del “TransparentMode” a un baudrate de 9600 bps, cabe mencionar que el dato recibido esta atenuado, esto se debe a que el módulo RF tiene un voltaje de operación de 3.4V por lo que la salida del dato recibido tendrá la misma amplitud.

Los módulos Rf en “TransparentMode” están pensados para utilizarse en una topología point-to-point. Para que dos módulos RF se puedan comunicar en “TransparentMode”, se debe configurar los siguientes parámetros:

- **PAN ID:** De las siglas “Personal Area Network ID”, es un número que identifica el Network en el que se estará comunicando el módulo XBee, solo módulos con el mismo PAN ID se pueden comunicar entre ellos. Este parámetro se identifica como ATID.
- **Channel:** Dentro de un PAN pueden existir varios canales de comunicación, es de utilidad cuando se quieren crear varias topologías en un mismo PAN, no necesariamente los módulos deben estar en el mismo Channel para comunicarse, ya que se pueden comunicar por medio de asociación. Este parámetro se identifica como C.
- **AddressNumber:** Es una dirección única que identifica a un módulo en un PAN. Este parámetro se identifica como ATMY.
- **Destinationaddress:** Es la dirección del módulo que va enviar o recibir la información. Este parámetro se identifica como ATDH y ATDL se pueden direccionar hasta 0xFFFF .

- **BaudRate:** Es la velocidad con la que se enviarán los datos. Este parámetro se identifica como BD y se pueden escoger entre 7 diferentes BaudRates (1200 bps, 2400 bps, 4800 bps, 9600 bps, 19200 bps, 38400 bps, 57600 bps, 115200 bps).

El segundo modo de operación “API¹”, que realiza la comunicación entre módulos a través de una interfaz estructurada, es decir los datos se transmiten en tramas en un orden definido como se muestra en la Ilustración 79.



MSB = Most Significant Byte, LSB = Least Significant Byte

Como se puede observar en la Ilustración 79, el primer byte consiste en un delimitador único, luego en byte 2 y 3 se envía el largo total del mensaje de la trama, en los siguientes bytes se manda la información que se desea, ésta puede variar ya que existen varios tipos de API (Para ver los diferentes tipos API y su función, referirse al marco teórico), además se incluye el identificador del API utilizado en estos bytes. El último byte “Checksum” se utiliza para verificar si toda la trama llegó completa, ésta se calcula sumando todos los bytes (a excepción del delimitador y el largo del mensaje) y se le resta a 0xFF². Cabe mencionar que en algunos tipos de API el módulo RF realiza todos los cálculos de las tramas y en otros se debe programar. En la ilustración 80 se puede observar los módulos RF operando en modo “API”.

¹Application Programming Interface (API)

²El número está en formato Hexadecimal

Ilustración 80. Módulos RF operando en modo “API”

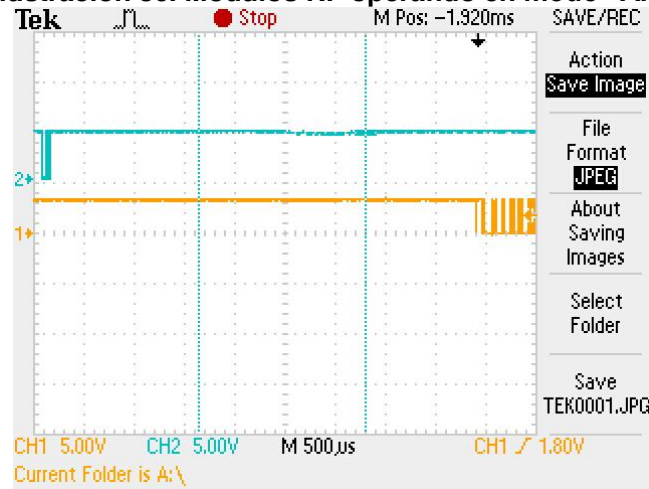
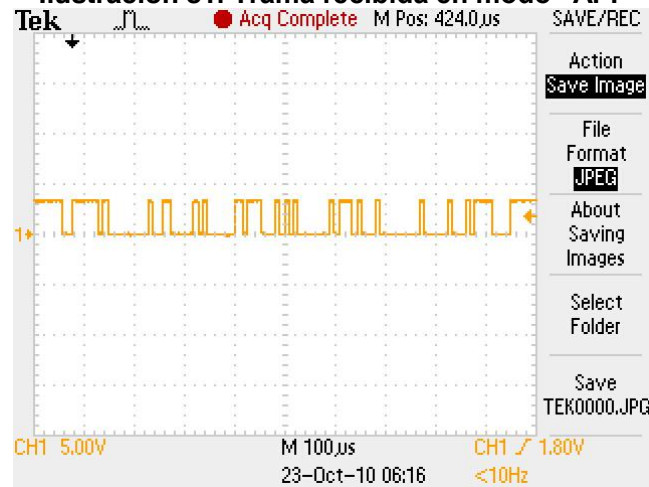


Ilustración 81. Trama recibida en modo “API”



En la Ilustración 81, la gráfica azul representa el módulo RF transmisor y la gráfica amarilla representa el módulo RF Receptor, se puede observar en la gráfica amarilla que la trama recibida es de mayor longitud esto se debe la codificación de la trama para el “API”, en la Ilustración 82 se observa toda la trama recibida por el módulo RF receptor. El “API” utilizado fue “RX (Receive) Packet: 16-bit Address” con identificador 0x80³, y la codificación de la trama se muestra en la ilustración 83.

³El número esta en formato Hexadecimal

Ilustración 82. Codificación de la trama para “RX (Receive) Packet: 64-bit Address”.

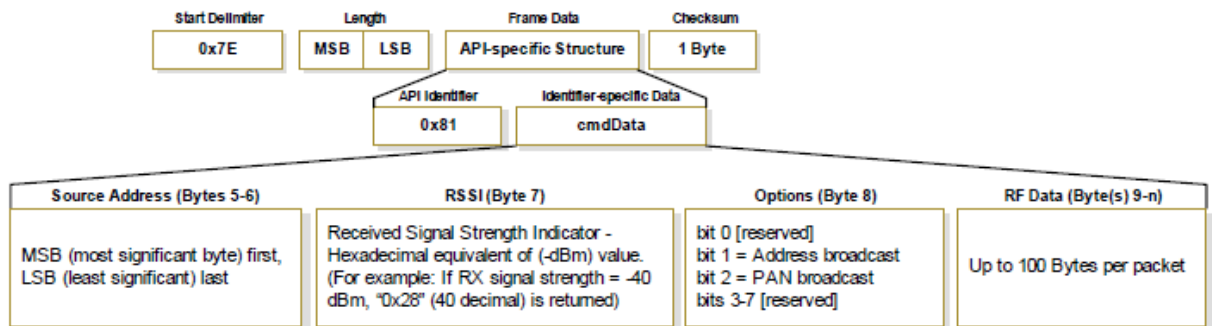
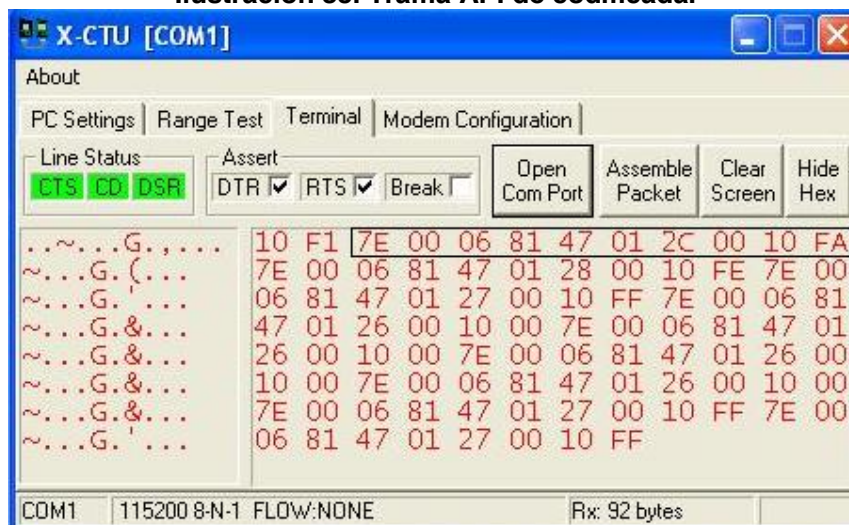


Ilustración 83. Trama API de codificada.



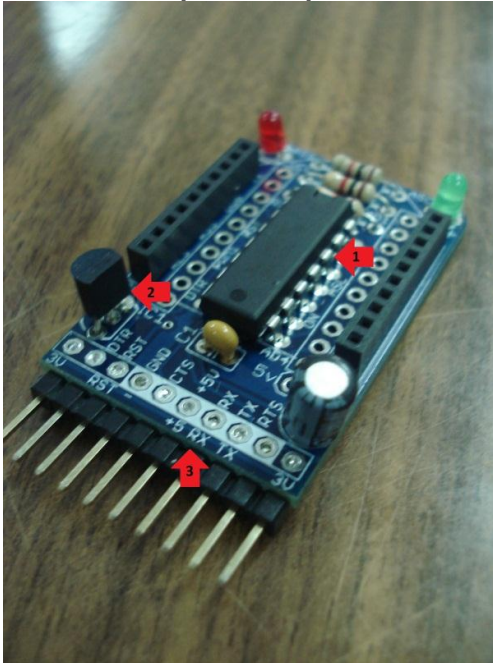
La Decodificación de Ilustración 82 se muestra en la Ilustración 83, para su mayor entendimiento se enmarcó en negro una trama recibida, cabe mencionar que la trama está en formato Hexadecimal. Se puede observar que el inicio de la trama empieza con el delimitador único 0x7E los siguientes dos bytes muestran el largo del contenido del mensaje que es de 0x06, luego sigue “API Identifier” que es 0x81, como era de esperarse. Por último siguen 5 bytes de información y un último byte que representa el “Checksum”.

Para que los módulos RF en modo “API” están pensados para utilizarse en una topología point-to-multipoint. Para que dos o más módulos RF se puedan comunicar en el modo “API” únicamente se deben configurar el “Baud Rate”, “Channel” y “PAN ID”, “Destination Address” y “Address Number” deben

permanecer en su valor default 0x00, lo que implica que todos los módulos RF dentro del "PAN" reciben el mensaje transmitido.

b. Discusión y resultados. Un inconveniente que presentan los módulos XBee es que operan a un voltaje de 3.4V, y los circuitos implementados, tanto en el sistema de control basado en diagrama de estados como en el puntos de presión, operan a un voltaje de 5V se tuvo que implementar un regulador de voltaje para los módulos. Para realizar las primeras pruebas en Protoboard se debía buscar un adaptador, ya que los pines del módulo tienen una separación de 2mm y la separación en el protoboard es de 3mm, por lo que se implementó adaptadores que ya poseen un regulador de voltaje, como se muestra en la ilustración 84.

Ilustración 84. Adaptadores para módulos XBee.



En la Ilustración 84 se muestran los adaptadores XBee, en el punto No. 2 de la imagen representa el regulador de voltaje de 3.4 V que implementa el adaptador. El punto No. 3 se puede observar los pines de adaptación para el Protoboard, cabe mencionar como se muestra en este mismo punto se tiene acceso a los pines más importantes del módulo (Rx, Tx, +5, -). Estos

adaptadores también poseen un buffer tri-estados CMOS de alta velocidad, como se puede observar en el punto No. 1.

Una vez probado los dos modos de funcionamiento de los módulos RF (API, Transparentmode), se determinó cual es el más adecuado para la prótesis. La desventaja que posee el "API" es que la trama para enviar un byte de información es demasiado grande, como mínimo 5 bytes, pero por su contra parte los mensajes son más robustos, ya que en la misma trama se puede saber que módulo RF transmitió el mensaje, además que el módulo RF receptor puede pedir retransmisión del mensaje si éste llegó erróneo, sin la intervención del usuario. "TransparentMode" posee la ventaja que los mensajes enviados son simples, únicamente se va la información que uno desee sin codificación de trama, esto es de vital importancia ya que módulo RF receptor no debe decodificar la trama para obtener la información enviada.

La ventaja de no tener que decodificar la trama, tiene una implicación muy grande respecto a los circuitos que se implementaran, ya que no hay necesidad de un circuito que decodifique la trama para luego enviarla al módulo de diseño eléctrico. Utilizando "Transparent Mode" el nexo entre este módulo y el módulo de diseño eléctrico, es un bus de 2 cables, uno donde se recibe de modo serial el dato enviado y el otro tierra. Discutido lo anterior los módulos RF operan en "TransparentMode".

Dado que "TransparentMode" está pensado para utilizarse en una topología point-to-point, la topología de comunicación en ambos sistemas de control debe ser de esta forma.

El tiempo de respuesta la prótesis es de suma importancia, por lo que hay que tomar en cuenta cuánto tarda el mensaje en llegar desde el módulo RF transmisor hasta el receptor. Dado que solo hay 7 diferentes "BaudRates" que puede utilizar, se realizaron pruebas con el BaudRate de 38400 bps y 115200 bps para determinar cuál se tarda menos en llegar como se muestra en la ilustración 85.

Ilustración 85. TransparentMode a un BaudRate de 38400.

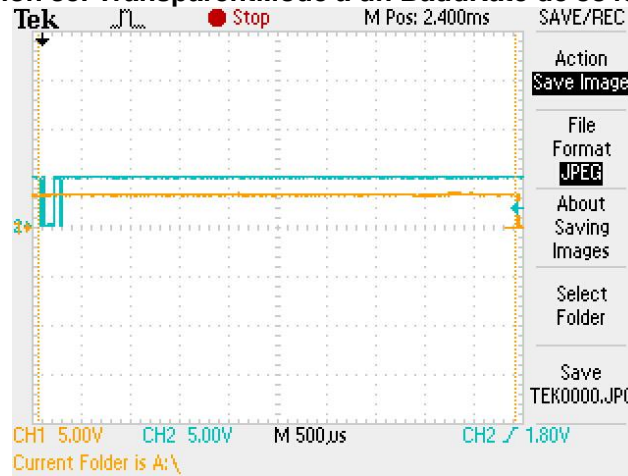
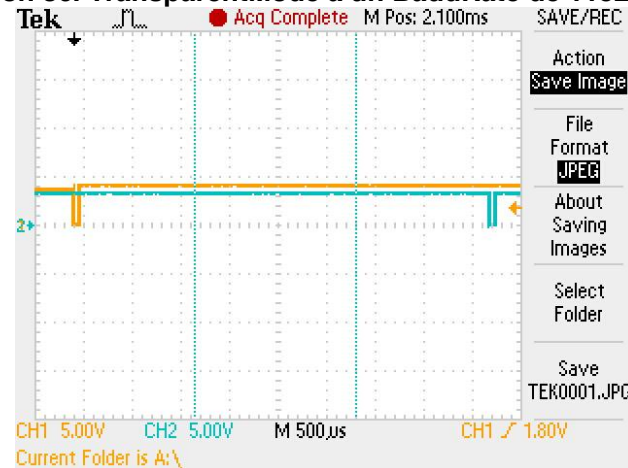


Ilustración 86. TransparentMode a un BaudRate de 115200.



Como se observa en la Ilustración 86 aproximadamente a un Baud Rate de 38400 bps se tarda 5ms, y para un Baud Rate de 115200 bps como la Ilustración 86, se tarda aproximadamente 4ms. Si comparamos estos resultados con la ilustración 85 en cual el Baud Rate es de 9600 bps se tarda aproximadamente 8ms, por lo que Baud Rate no juega un papel crítico en tiempo de transmisión de los datos.

A pesar que el Baud Rate no representa un incremento o un decremento significativo en tiempo de transmisión, se utiliza un Baud Rate de 115200 bps

por conveniencia de los circuitos implementados y mantener el tiempo de respuesta de la prótesis lo más bajo posible.

Actualmente para replicar el movimiento del flexión y extensión del codo se utiliza un servo motor, el cual opera a un voltaje 7.4 V con un torque de 44kg.cm, al realizar la pruebas del motor en laboratorio con fuentes de la misma, se topó con el problema de que las fuentes no suministran el suficiente amperaje para que el motor funcionara adecuadamente. Como se puede observar en la Ilustración 90, cuando la prótesis crea su máximo torque el consumo de corriente es aproximadamente 1.3A. En la Ilustración 88 se puede observar un pico de corriente cuando la prótesis replica el movimiento de flexión, tiene un pico de corriente de 2.47A. Debido a este pico de corriente se tuvo que utilizar la alimentación secundaria de la fuente de voltaje ya que esta provee hasta 5A y las primarias únicamente 2A, pero el voltaje de alimentación secundario provee únicamente 6.5V, por lo que no se le pudo sacar el torque máximo al servo motor. Este problema se resolvió utilizando baterías LiPo las cuales proveen un 7.4V y con una capacidad de 13500mAh.

Ilustración 87. Corriente cuando la prótesis crea su torque máximo.

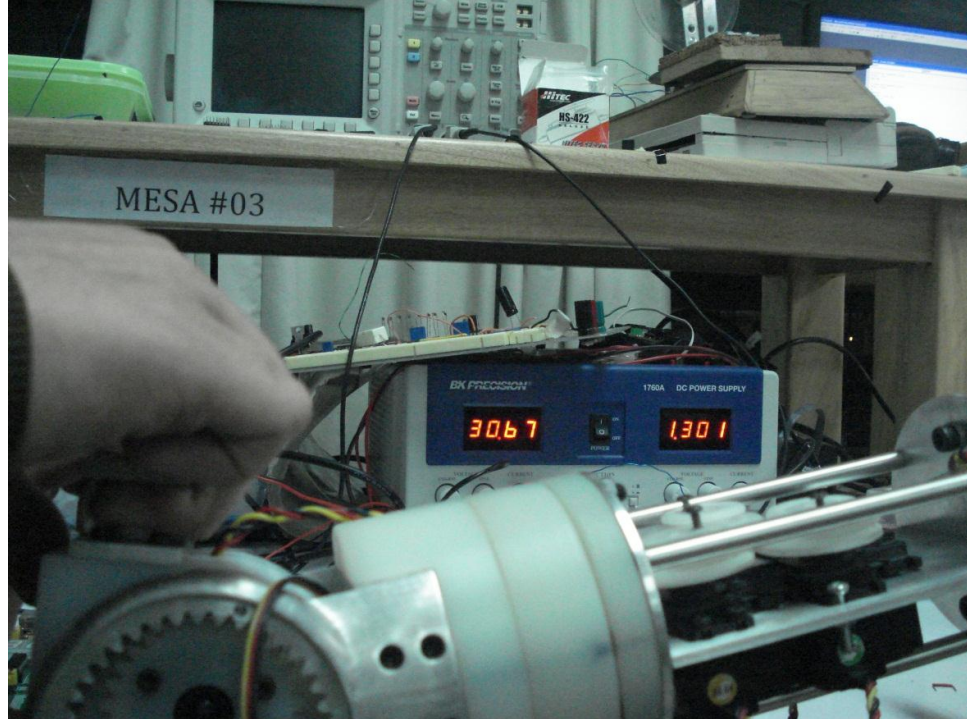
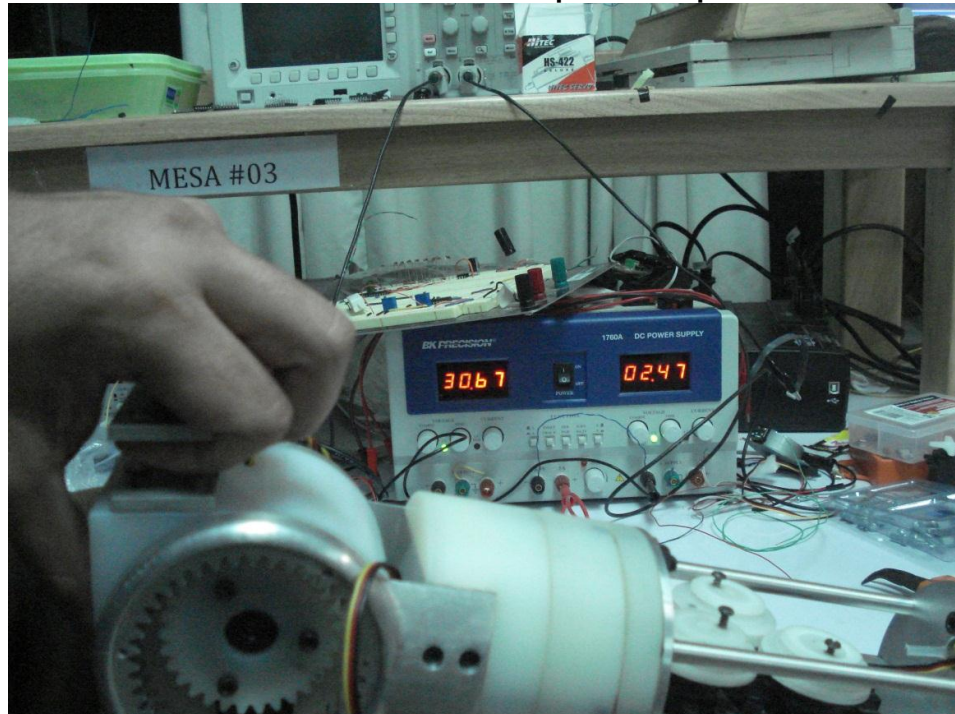


Ilustración 88. Pico de corriente cuando la prótesis replica la flexión



Al integrar las baterías LiPo con los motores y módulos inalámbricos, se observó que los motores producen un ruido de tierras, por lo que los datos recibidos por el módulo RF se alteran y se pierden esto se puede observar en la ilustración 89 y 90.

Ilustración 89. Ruido de tierra en la alimentación y dato recibido

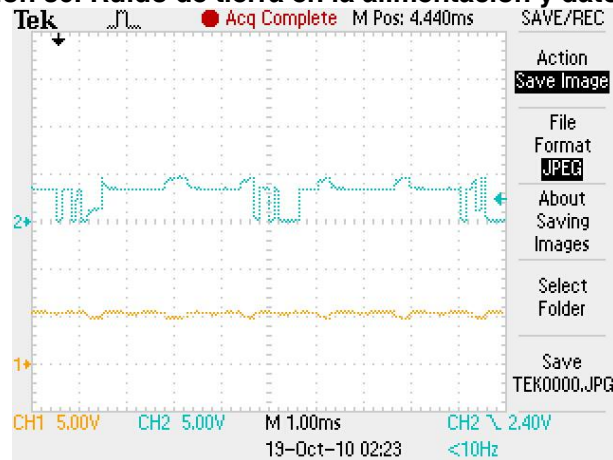
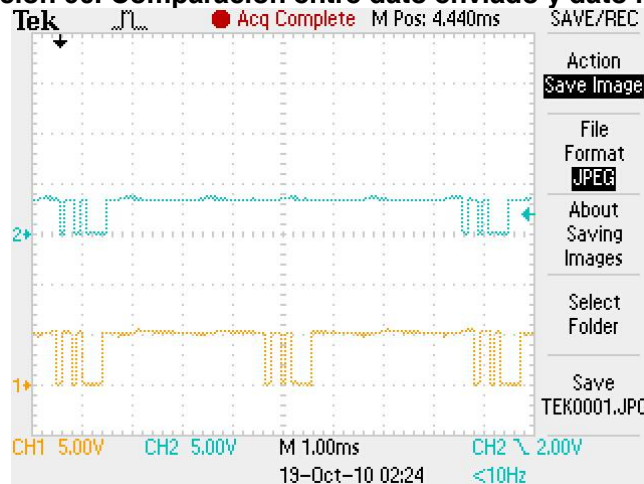


Ilustración 90. Comparación entre dato enviado y dato recibido.



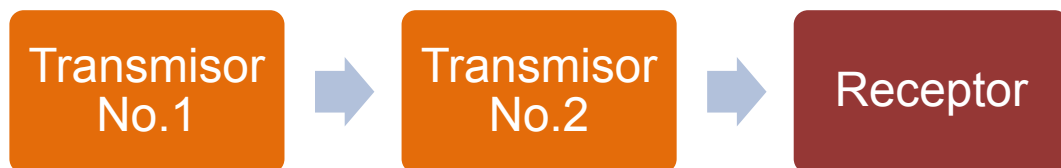
En la Ilustración 89 se puede observar como el ruido también afecta al voltaje de alimentación de los módulos RF, en esta imagen representa la gráfica amarilla, también se puede apreciar como los datos recibidos llegan deformados, representados por la gráfica azul. En la Ilustración 90 se compara

los datos enviados, gráfica amarilla, con los datos recibidos, gráfica azul, se puede observar claramente que se pierden datos, esto no se puede permitir ya que el módulo transmisor asume que los datos siempre se recibieron, además que no se cuenta con un sistema de notificación para cuando un mensaje se recibe. No se implementó un sistema de notificación ya que el módulo transmisor debe esperar la notificación, ya que con los microcontroladores no se puede realizar threading. Mientras se espera no se puede analizar los datos de las conversiones o de otro módulo RF haciendo la comunicación deficiente y lenta, pero al mismo tiempo la comunicación ya no están robusta pero es más rápida.

Para evitar el ruido de tierras que genera el servo motor, se utiliza una fuente de alimentación aislada a la del motor.

En este sistema de control se utiliza dos plantillas para la recolección de datos, por lo que se optó por una topología point-to-point como se muestra en la Ilustración 91.

Ilustración 91. Topología point-to-point del sistema de control basado en diagrama de estados.



Con esta topología solo un módulo RF le hablara al receptor, siendo este el módulo maestro, representado como Transmisor No.2 en la Ilustración 92. Este módulo es el encargado de obtener los datos del módulo Rf esclavo, representado como Transmisor No.1 en la Ilustración 93, verificar los datos de su plantilla y verificar si las transiciones son válidas en el diagrama de estados. El protocolo de envío de información del Transmisor No.1 es simplex ya que solo él le puede hablar al Transmisor No.2 pero no recibe información de él, mientras

que el protocolo de información del Trasmisor No.2 es full dúplex, ya que puede recibir información y/o mandar información al receptor en cualquier momento.

Al utilizar esta topología se evita implementar un circuito que decodifique la información en el receptor, ya que en este caso lo realiza el Transmisor No.2, por lo que el receptor ya recibe únicamente la codificación de los movimientos.

Los parámetros de configuración del módulo RF maestro, módulo RF esclavo y el módulo RF receptor se muestran a en la Tabla 29, 30y 31. Con estos parámetros se logra la topología propuesta; todos los módulos RF se configuraron en el mismo Channel (C) y el mismo PAN (ATID) para se puedan comunicar entre ellos.

Tabla 29. Parámetros del módulo Rf esclavo.

ATID	4779
C	13
ATMY	4701
ATDH	0
ATDL	4700
BD	115200

Tabla 30. Parámetros del módulo RF maestro.

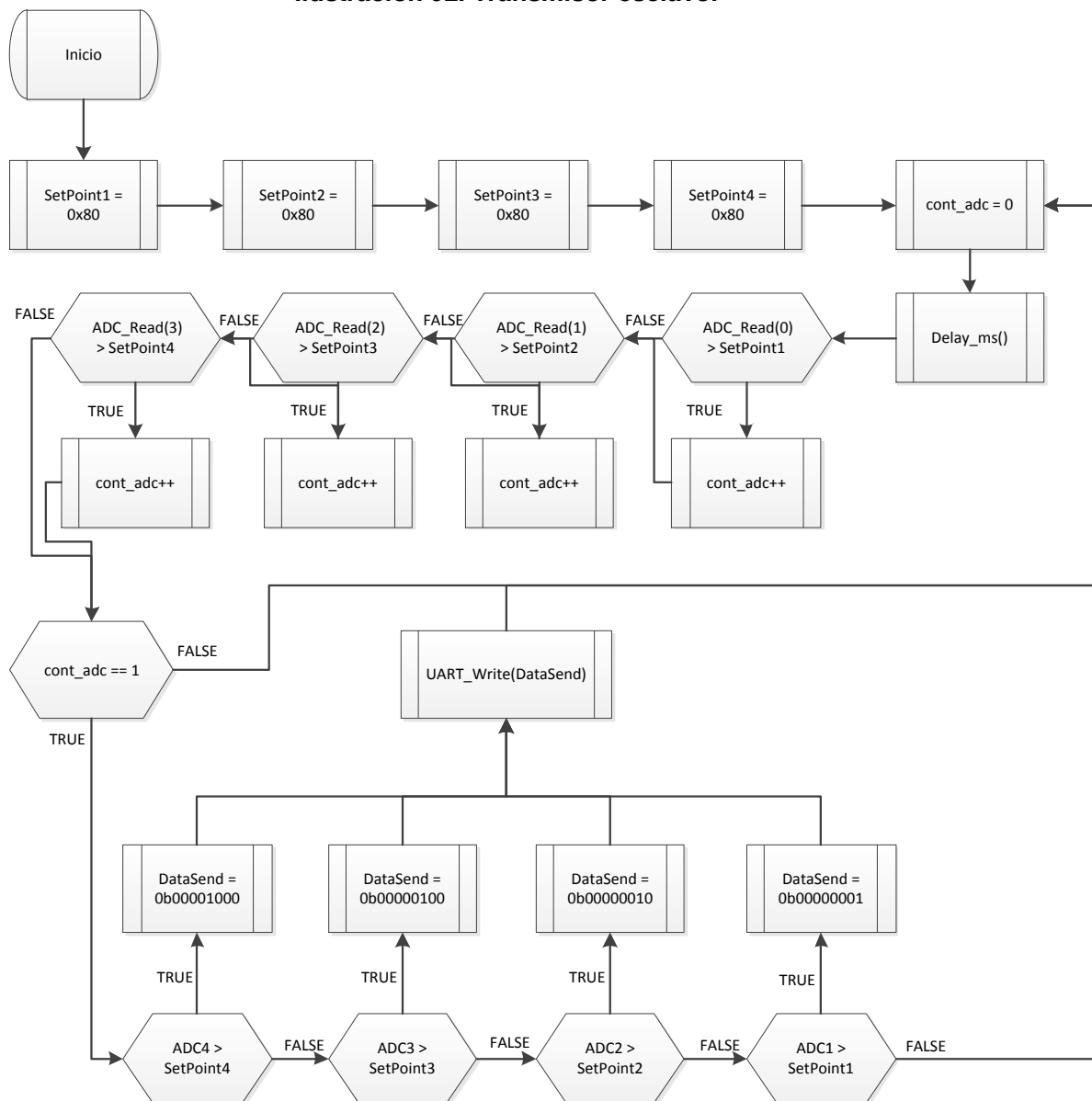
ATID	4779
C	13
ATMY	4700
ATDH	0
ATDL	4702
BD	115200

Tabla 31. Parámetros del módulo RF Receptor.

ATID	4779
C	13
ATMY	4702
ATDH	0
ATDL	4700
BD	115200

En la Ilustración 92 se muestra la lógica del transmisor esclavo. Primero inicializa los set points de cada sensor, luego hay un delay (tiempo de espera) el cual manda cada cuanto se va a leer todos los sensores. Una vez pasado el tiempo de espera, se determina cuantos sensores RF están siendo presionados, esto se sabe ya que si la lectura ADC es mayor al set point del sensor se considera como un uno lógico, si solo un sensor se presionó se determina que sensor se presionó y se manda al módulo RF maestro.

Ilustración 92. Transmisor esclavo.

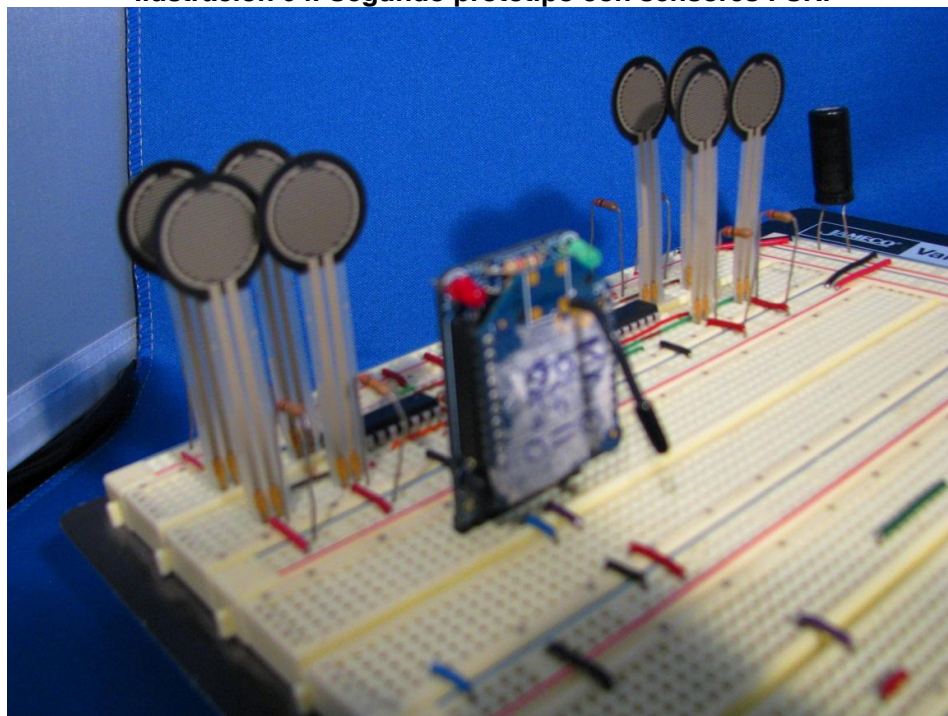


El Transmisor No. 2, es el transmisor maestro, se encarga de validar las transiciones den el diagrama de estados como se muestra en el Ilustración 93.

Como se puede observar en el Ilustración 93, primero se inicializa los set points de cada sensor, luego hay un delay (tiempo de espera) el cual manda cada cuanto se va a leer todos los sensores, después se determina si se recibió datos del módulo esclavo, si no, se hacen lecturas ADC de los sensores FSR. Se determina que únicamente se presionó un sensor o que se haya recibido un dato, si se presionó únicamente un sensor se determina cuál fue, luego con los datos listos se determina si las transiciones son válidas en el diagrama de estados y de ser así se codifica la información y se envía al módulo receptor.

Para realizar las pruebas de los diagramas de estados, se implementó un prototipo utilizando un módulo Rf para la comunicación inalámbrica como se muestra en Ilustración 94.

Ilustración 94. Segundo prototipo con sensores FSR.



En este sistema de control todos los puntos se obtienen de un mismo lugar, por lo que sólo existe un transmisor y un receptor. También se utiliza una topología point-to-point como se muestra en la Ilustración 95.

Ilustración 95. Topología point-to-point del sistema de control basado en puntos de presión



Los parámetros de configuración del módulo RF transmisor y el módulo RF receptor se muestran a en la Tabla 32 y 33. Con estos parámetros se logra la topología propuesta; todos los módulos RF se configuraron en el mismo Channel (C) y el mismo PAN (ATID) para se puedan comunicar entre ellos.

Tabla 32. Parámetros del módulo RF transmisor.

ATID	4779
C	13
ATMY	4701
ATDH	0
ATDL	4700
BD	115200

Tabla 33. Parámetros del módulo RF receptor

ATID	4779
C	13
ATMY	4700
ATDH	0
ATDL	4701
BD	115200

A diferencia del otro sistema de control, este no utiliza diagramas de estados para replicar los movimientos en la prótesis, sino utiliza todos los movimientos de forma independiente, en un punto de presión esta un movimiento y su contra movimiento, es decir que un mismo punto de presión el usuario tiene la flexión y la extensión del codo. Se utilizó el mismo punto para el movimiento y su contra movimiento, ya que de esta forma se puede implementar todos los movimientos, pero sólo tres de los cuatro agarres.

Tener un movimiento y su contra movimiento se logra manteniendo presionado el punto de presión, mientras se tenga presionado se ejecutará el movimiento y a la hora de dejarlo de presionar, se activa su contra movimiento y viceversa.

Con esta topología también se evita implementar un circuito decodificador en el receptor ya que transmisor codifica los movimientos que se implementaron en los puntos de presión.

En la Ilustración 96, se observa la lógica que utiliza este sistema de control. Primero inicializa los set point de cada sensor FSR, luego hay un delay (tiempo de espera) el cual manda cada cuanto se va a leer todos los sensores. Una vez pasado el tiempo de espera, se determina cuantos sensores RF están siendo presionados, esto se sabe ya que si la lectura ADC es mayor al set point del sensor se considera como un uno lógico. Si solo un sensor se presionó se determina que sensor se presionó, en este punto se monitorea el sensor presionado y se determina hasta cuando se dejó de presionar luego se manda al módulo RF receptor.

Para realizar las pruebas se utilizó el mismo prototipo mostrado en la Figura 94, ya que lo único que cambia es el programa del microcontrolador y la cantidad de sensor FSR.

Ilustración 96. Transmisor



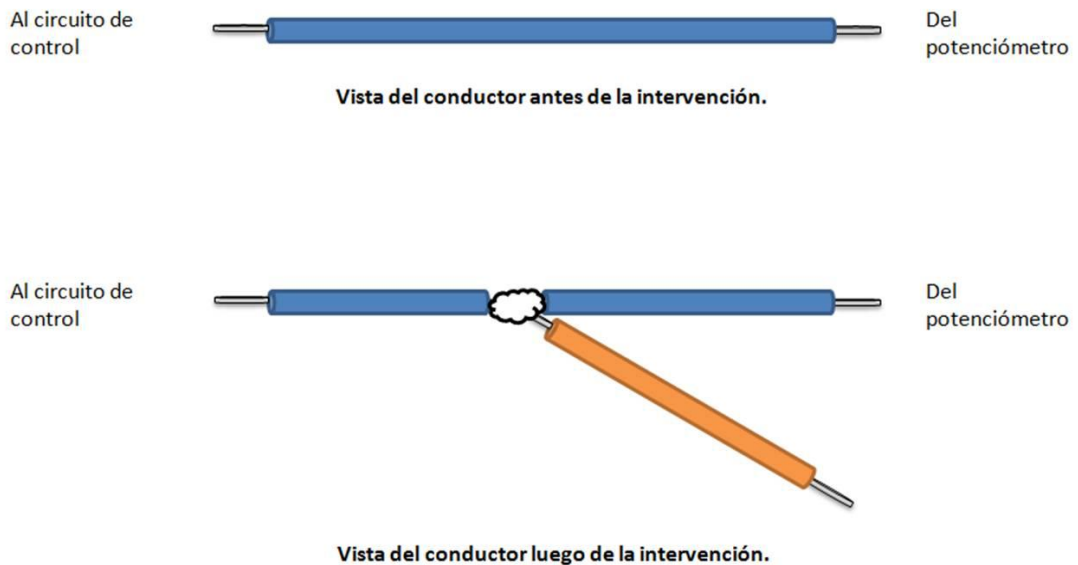
VII. DESARROLLO DEL MÓDULO DE DISEÑO ELÉCTRICO

A. El Sistema Propioceptivo Artificial – SPA

1. Obtención de la posición de los servos

a. Diseño experimental. Considerando que el servo ya contiene un potenciómetro acoplado al motor de corriente directa por medio de un juego de engranajes y que el principio de funcionamiento de éste es el de la comparación de voltajes, se procedió a realizar una prueba en la cual se le hizo una intervención al cable que lleva el voltaje de referencia al circuito controlador, tal y como se muestra en la Ilustración 97.

Ilustración 97. Esquema de la intervención realizada al conductor que lleva el voltaje de referencia al circuito controlador de un servo



Este conductor adicional se extrajo del empaquetado a través de uno de los cuatro agujeros que éste posee para que se atornille la cubierta inferior dejando ésta con 3 tornillos; esto no afecta en absoluto el funcionamiento del motor. Una vez realizado esto, se conectó dicho cable a uno de los pines analógicos del microcontrolador PIC16F88 para su procesamiento. El motor utilizado fue un Hitec HS-422.

Como una medida de precaución, se conectó en serie al conductor adicional una resistencia de 0.5Ω para medir el voltaje en sus terminales y por medio de la ley de Ohm determinar si la corriente que consume el microcontrolador puede llegar a afectar el funcionamiento del circuito de control del servo.

b. Resultados. Se realizó la conversión análogo-digital del voltaje obtenido del servo y se elaboró un modelo matemático que relacionara dicha medición con la posición angular del motor. Para la conversión se utilizó el módulo ADC de un PIC. En la tabla 34 se observan las conversiones para 3 ángulos conocidos luego de un procesamiento que facilita el manejo de los datos.

Tabla 34. Conversiones análogo-digitales del voltaje de un servo para 3 ángulos conocidos

A/D	Ángulo
27	0°
61	90°
89	180°

Con estos datos se elaboró una gráfica en la que se expone la relación lineal que existe entre la posición angular y la conversión del voltaje del servo.

Como se observa en la Ilustración 98 la regresión lineal arrojó un R^2 de 0.996 lo cual muestra que dicho ajuste es válido y no debe utilizarse otro modelo

para dicha relación. Para obtener la posición angular del servo en cualquier momento será necesario interpolar utilizando la ecuación de la gráfica.

A partir de esta ecuación se elaboró una tabla (Tabla 35) que contiene la variación de ángulos de 0° a 180° en múltiplos de 10 y su correspondiente conversión A/D.

Ilustración 98. Gráfica de la relación posición angular vs. conversión A/D del voltaje de un servo

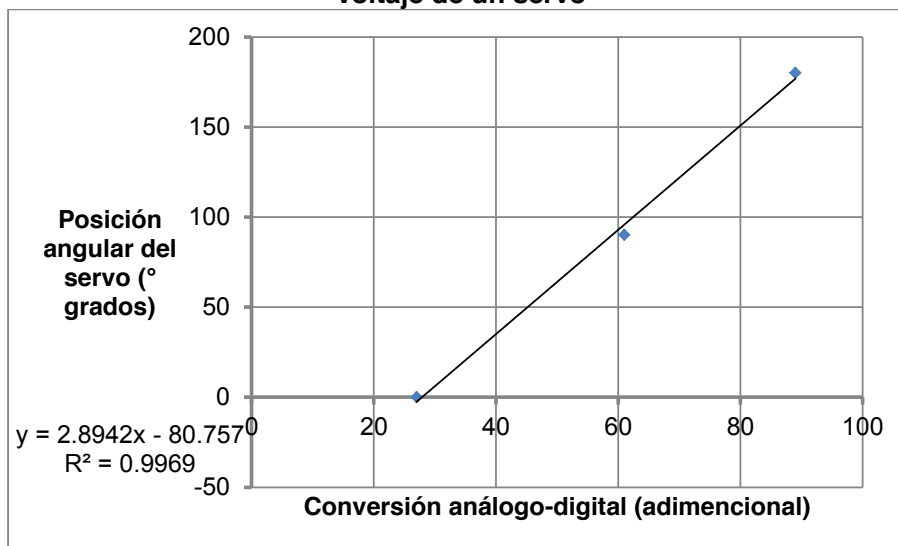


Tabla 35. Conversiones analógico-digitales para el rango de 0° a 180°

	2	3	3	3	4	4	4	5	5	5									
A/D	8	1	5	8	2	5	9	2	6	9	62	66	69	73	76	80	83	87	90
Ángulo		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
o	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

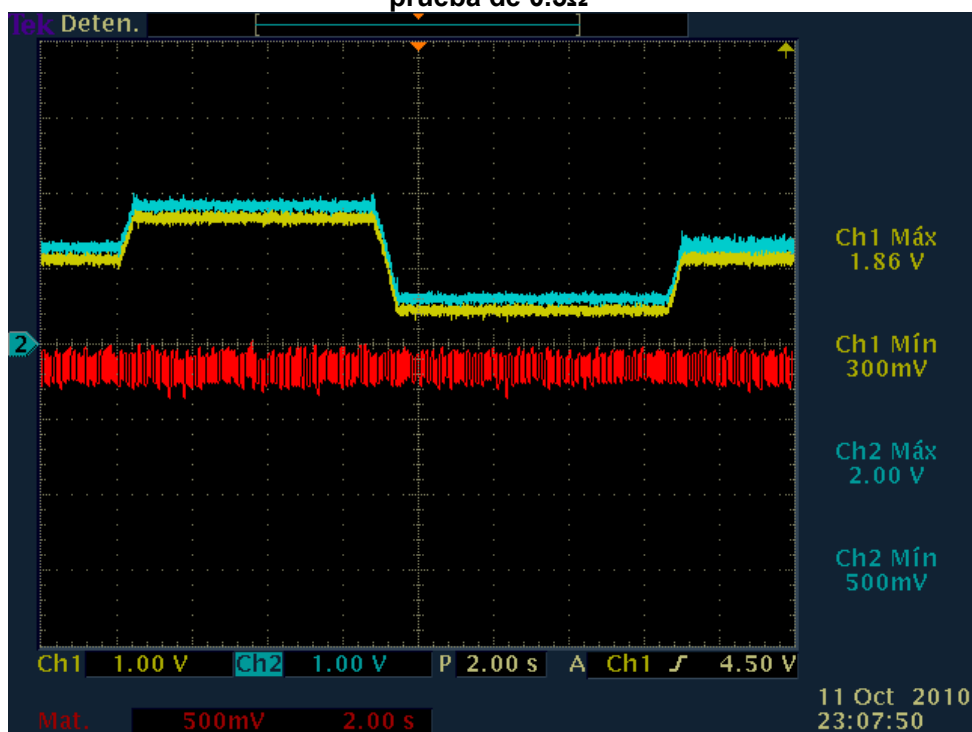
Como se expondrá más adelante, la cantidad de motores a utilizar será de ocho. Sin embargo, este proceso de intervención y calibración se le hará solo a 3 motores. Esto es debido a que interesa únicamente conocer la posición de los 3 servos que controlan a los dedos que forman parte del SEA como parte del algoritmo de control.

En la Ilustración 99 se muestra la diferencia de voltaje entre las terminales de la resistencia de 0.5Ω. Esta medición se hizo con la finalidad de determinar la corriente que el microcontrolador demanda al hacer la lectura en el módulo

convertidor analógico-digital y verificar si ésta interfiere con el funcionamiento del servo.

El motor se giró desde su posición central completamente hacia la derecha, luego completamente a la izquierda y finalmente a su posición de origen. Se observa que la diferencia entre ambas es constante y está en el orden de los mili-volts. La medición promedio de esta corriente utilizando un multímetro fue de $201\mu\text{A}$.

Ilustración 99. Diferencia de voltaje entre las terminales de la resistencia de prueba de 0.5Ω



Debido a que sí existe una diferencia de voltaje entre las terminales de la resistencia y ésta no es tan pequeña como para despreciarla, se colocará un seguidor de voltaje construido con amplificadores operacionales entre el circuito de retroalimentación del servo y el microcontrolador.

c. **Discusión.** Se aprovechó el hecho que los servos cuentan con un potenciómetro y una lógica de comparación de voltaje para realizar sus movimientos. Con las pruebas que se realizaron, no se observó ninguna

alteración en el funcionamiento del circuito de control del motor. La baja corriente consumida por el microcontrolador se debe a que los pines, al ser especificados como entradas, se colocan en un modo de alta impedancia, con esto el circuito del servo ve al microcontrolador como un circuito abierto.

El SPA creado permite en todo momento monitorear la posición real del servo. Esto resulta de gran utilidad para el sistema de control ya que es otro parámetro sobre el cual éste puede basar sus decisiones. Para ilustrar esta aseveración de una mejor manera se presenta a continuación un caso hipotético.

Se supone que el sistema de control envía a los motores una nueva posición a la cual deben trasladarse. Sin embargo la mano se encuentra ya sujetando un objeto sólido y el movimiento de los dedos se ve imposibilitado mecánicamente. Si no existiera la retroalimentación de la posición del servo, el sistema de control creería que el motor realizó la acción y basaría futuras decisiones partiendo de parámetros que no son verdaderos, es decir posiciones falsas. Con la implementación del SPA es posible que el controlador detecte que se envió un comando pero la posición del servo sigue siendo la misma, entonces le indica al motor que “regrese” a su posición previa para evitar así consumos innecesarios y el desgaste mecánico de las piezas que componen al actuador al tratar de llevar a cabo el movimiento; se hace énfasis en la palabra *regrese*, ya que el motor nunca se movió y fue la señal de mando la que cambió.

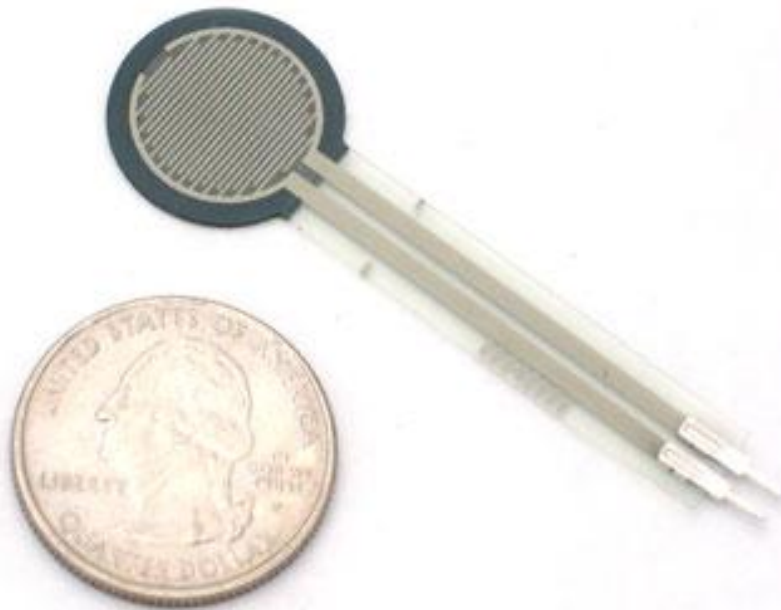
La segunda función del SPA en el proceso de ejecución de un movimiento es la asistencia en la definición de la forma del agarre. El control de la posición adecuada y la selección de los puntos de contacto de la prótesis podrán realizarse casi con la misma facilidad que como se haría con una mano humana, ya que éstos estarán controlados completamente por el usuario sin intervención alguna del sistema de control. La definición de la forma del agarre y la interacción de fuerzas entre el objeto y la mano son críticos y deben ser controlados transmitiendo información al sistema de control por medio de los sistemas artificiales propioceptivo y exteroceptivo.

B. El Sistema Exteroceptivo Artificial – SEA

1. Caracterización de los FSR y selección del circuito interfaz

a. Diseño experimental. Tomando en consideración la función de los sensores biológicos y los resultados obtenidos en el Megaproyecto 2008 “Prótesis Biónica de una Mano Humana” se optó por utilizar sensores resistivos de fuerza (FSR por sus siglas en inglés). Cabe resaltar que los FSR que se usarán no son exactamente del mismo tipo de los que se emplearon previamente en el Megaproyecto 2008, pues los anteriores contaban con un área activa de 6mm de diámetro (0.0234”) dificultando así la detección de objetos que no ejercieran fuerzas puntuales. Los nuevos FSR, en cambio, cuentan con un superficie activa de 12.7mm de diámetro (0.5”) con lo que se consigue aumentar considerablemente el área de monitoreo del contacto entre la prótesis y el objeto a sujetar. A continuación en la Ilustración 100 se muestra la comparación del sensor contra una moneda de 25 centavos de dólar de 26.26mm de diámetro (0.96”).

Ilustración 100. Imagen del FSR a utilizar



Previo a comenzar el diseño preliminar del SEA, se hizo una corta búsqueda para determinar el circuito a que se usaría como interfaz entre dicho sistema y el sistema de control. Luego de analizar teóricamente las posibles interfaces eléctricas se redujo la lista de opciones a 2, las cuales se muestran a continuación; en la Ilustración 101.

Ilustración 101. Divisor de voltaje y un seguidor con un amplificador operacional

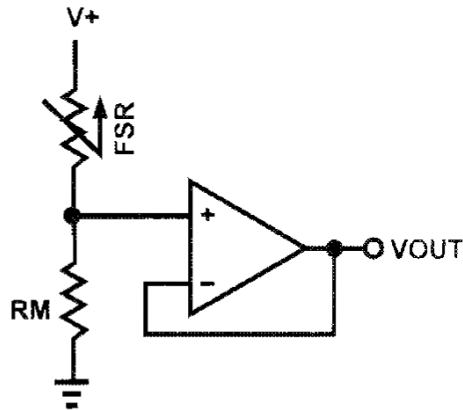
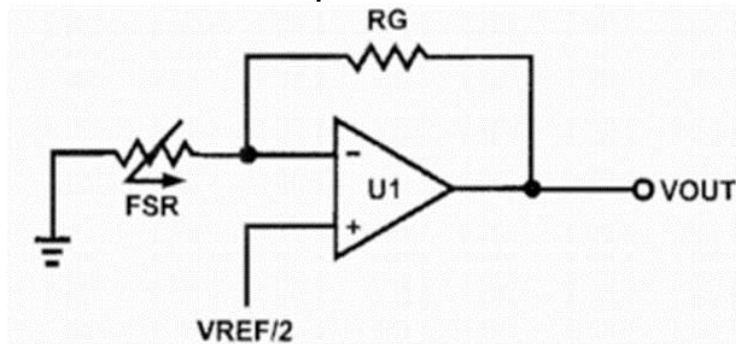


Ilustración 102. Circuito convertidor de corriente a voltaje con un amplificador operacional



Una vez determinado el circuito, se armó éste en un *protoboard* para realizar la caracterización. Se utilizaron diferentes valores de resistencias: 1k Ω , 4.7k Ω , 10k Ω , 20k Ω y 100k Ω y se emplearon masas de prueba brindadas por el Departamento de Física para incrementar gradualmente la presión ejercida sobre el área activa del sensor y con ello ir registrando los respectivos voltajes. Finalmente se elaboraron gráficas para poder hacer una comparación

cuantitativa de los resultados obtenidos para cada uno de los distintos valores de las resistencias.

Una vez determinado el valor del resistor que diera los resultados esperados, se realizó una prueba adicional para determinar la validez del modelo encontrado. Se colocaron sobre el sensor valores de masa que no se encontraban dentro de los utilizados para la caracterización y se calculó un porcentaje de error entre lo predicho por el modelo y lo medido en el circuito.

Finalmente se realizó una última prueba para poder seleccionar el valor de R_M más adecuado. Ésta consistió en determinar el tiempo de respuesta del circuito para los distintos valores de R_M con los que se experimentó. Se sometió el sensor a la aplicación de un impulso y se midió con el osciloscopio el tiempo de subida de las señales.

b. Resultados. A continuación se presentan las respuestas de los dos posibles circuitos a emplear. El comportamiento del circuito divisor-seguidor se describe por medio de la ecuación:

$$V_{OUT} = \frac{R_M}{R_M + R_{FSR}} V^+$$

Ecuación de relación entre voltajes y resistencias para el circuito divisor-seguidor

La salida de este circuito tiene un rango de $0 \leq V_{OUT} \leq V^+$.

De manera similar, el comportamiento del circuito convertidor de corriente a voltaje se describe como indica la ecuación 2:

$$V_{OUT} = \left[1 + \frac{R_G}{R_{FSR}} \right] V_{REF}$$

Ecuación de relación entre voltajes y resistencias para el circuito convertidor de corriente a voltaje

La salida del anterior circuito tiene un rango de $V_{REF} \leq V_{OUT} \leq V_{SAT}$, en donde V_{SAT} es el voltaje de saturación del amplificador operacional. El circuito que se seleccionó luego del análisis es el divisor-seguidor; los detalles y la explicación de esto se presentan en la sección de discusión.

En la sección A del Apéndice se incluyen las tablas y figuras elaboradas a partir de los datos obtenidos de la caracterización de los sensores de presión FSR. Se muestran también con cada gráfica dos diferentes regresiones con sus respectivos errores. En este apartado se incluyen tablas que resumen las ecuaciones obtenidas para la caracterización.

Tabla 36. Ecuaciones obtenidas de la regresión polinomial grado 2 para distintos valores de R_M

RM (kΩ)	Regresión Polinomial	R²
1	$y = 2E-06x^2 + 0.001x - 0.056$	0.997
4.7	$y = -2E-07x^2 + 0.006x - 0.148$	0.998
10	$y = -9E-06x^2 + 0.011x + 0.007$	0.997
20	$y = -4E-05x^2 + 0.024x - 0.621$	0.968
100	$y = -3E-05x^2 + 0.020x + 1.148$	0.939

De la Tabla 36 se puede observar cómo el valor del coeficiente de determinación se aleja de la unidad conforme el valor de R_M aumenta. Esto indica que la relación entre la fuerza aplicada y el voltaje deja de comportarse como un polinomio de grado 2.

Tabla 37. Ecuaciones obtenidas de la regresión lineal para distintos valores de R_M

RM (kΩ)	Regresión Lineal	R²
1	$y = 0.002x - 0.114$	0.993
4.7	$y = 0.006x - 0.139$	0.998
10	$y = 0.007x + 0.346$	0.983
20	$y = 0.008x + 0.694$	0.831
100	$y = 0.006x + 2.338$	0.764

Al igual que ocurrió con las ecuaciones de la regresión polinomial grado 2, de la Tabla 37 se aprecia que el coeficiente de determinación se aleja de la unidad al aumentar el valor de R_M . Esto nos permite concluir que para el circuito divisor-seguidor la linealidad de la relación fuerza-resistencia se pierde conforme el valor de R_M aumenta.

Se seleccionó, como el circuito con mejores resultados el de $R_M = 10k\Omega$. Se hicieron unas pruebas más para determinar la validez del modelo obtenido de la regresión lineal al colocar masas que no se encontraban dentro de los datos empleados para la caracterización. Los resultados se presentan a continuación.

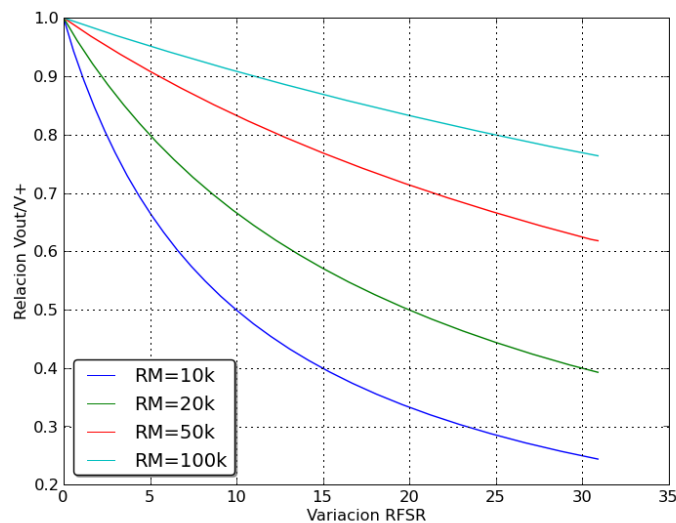
Tabla 38. Comparación entre el modelo de regresión lineal seleccionado y la medición real en el circuito

Masa	Teórico	Real	%
120	0.581	0.6	3.27
310	1.721	1.8	4.59
230	1.241	1.2	3.30
370	2.081	2.1	0.91
450	2.561	2.7	5.43

Se puede observar en la Tabla 38 que los porcentajes son relativamente bajos. Esto es algo aceptable para los fines de este proyecto, ya que con los sensores se pretende dar una idea de la fuerza que se está ejerciendo con la mano sobre algún objeto sujetado y no una cantidad exacta. Esto concuerda con lo especificado por el fabricante en la hoja de datos, ya que se indica que los FSR no son adecuados para una medición precisa.

En la Ilustración 103 se muestra cómo el rango de salida del circuito para la misma variación de R_{FSR} se ve afectado conforme el valor de R_M aumenta. Como se observa en la figura, el rango disminuye considerablemente para valores grandes de R_M .

Ilustración 103. Gráfica de la relación del voltaje de salida con el voltaje de alimentación vs. variación de RFSR para distintos valores de R_M



En las siguientes figuras se muestra el tiempo de respuesta del circuito para cada uno de los distintos valores de R_M probados para una misma señal de entrada. Las imágenes se obtuvieron utilizando un osciloscopio.

Ilustración 104. Respuesta del circuito divisor-seguidor a la aplicación de un impulso para un valor de $R_M=4.7k\Omega$

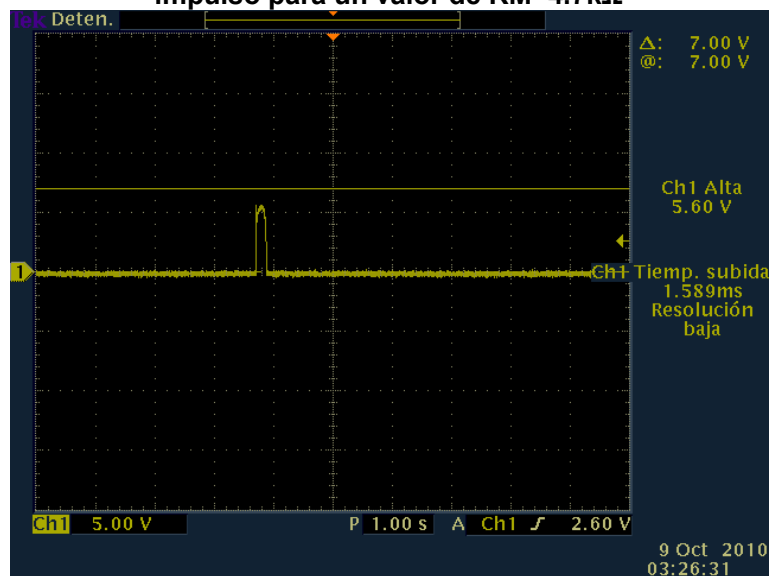


Ilustración 105. Respuesta del circuito divisor-seguidor a la aplicación de un impulso para un valor de $R_M=10k\Omega$

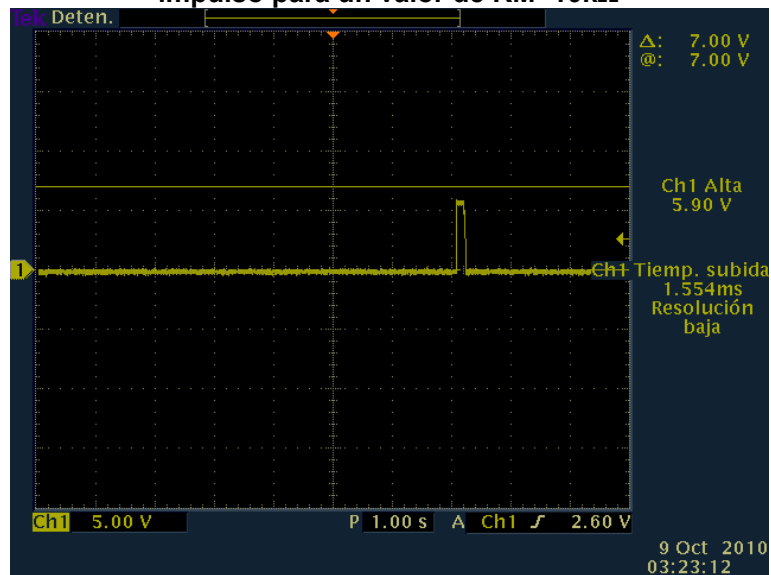


Ilustración 106. Respuesta del circuito divisor-seguidor a la aplicación de un impulso para un valor de $R_M=50k\Omega$

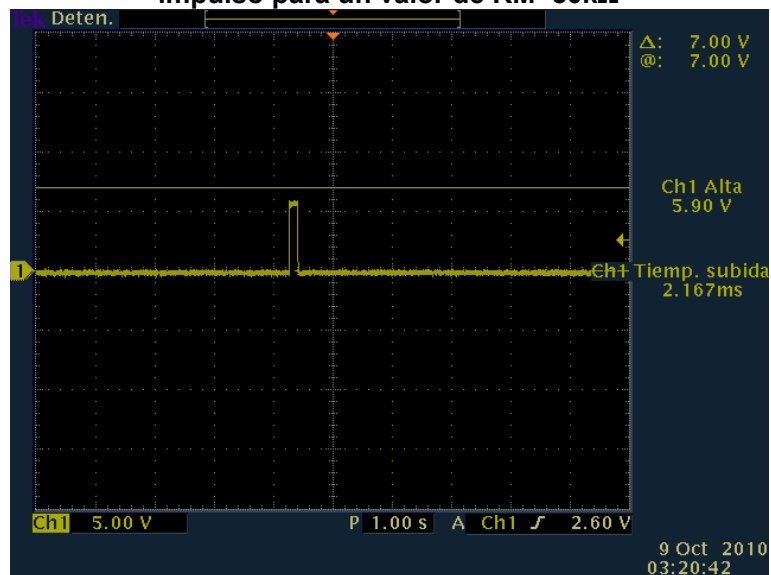
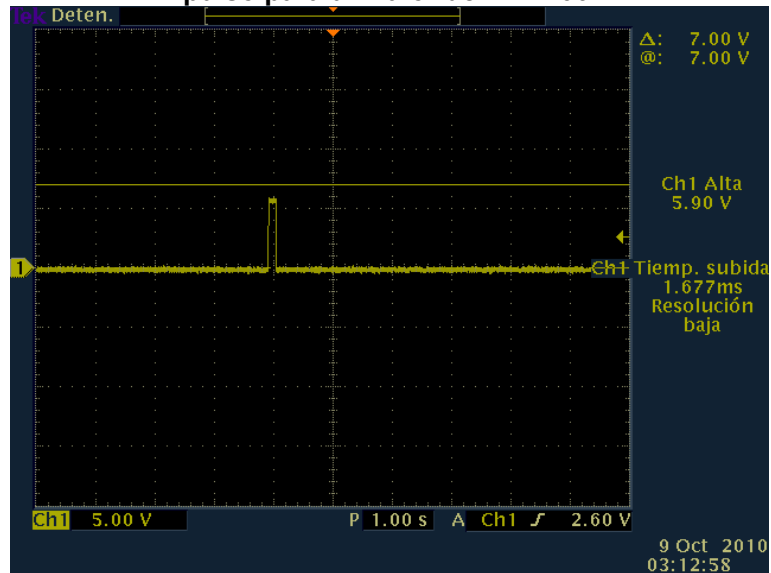


Ilustración 107. Respuesta del circuito divisor-seguidor a la aplicación de un impulso para un valor de $R_M=100k\Omega$



A partir de las Ilustraciones, 104, 105, 106 y 107 se elaboró una tabla (Tabla 39) que resume los tiempos de respuesta para cada uno de los probados.

Tabla 39. Tiempos de subida para la aplicación de un impulso sobre el sensor

RM (kΩ)	t_s (ms)
4.7	1.589
10	1.554
50	2.167
100	1.167

En la Tabla 39 se aprecia que el tiempo de subida de la señal es pequeño. Esto garantiza una respuesta casi inmediata de parte del sistema de control ante la aplicación de una fuerza.

c. Discusión. El hecho que la salida del divisor-seguidor se encuentre acotada por dos valores es deseable, pues garantiza que bajo ninguna circunstancia este valor será mayor a V^+ . Es importante resaltar que esta

limitación de voltajes es independiente de los valores de R_M y R_{FSR} siempre. Si se selecciona un valor de R_M adecuado y se ajusta V^+ a 5V, entonces la lectura del sensor de presión se traducirá siempre en el rango de 0 a 5V, precisamente los valores que se encuentran dentro de los permitidos para la conexión al microcontrolador.

De manera similar, el rango de la salida del convertidor de corriente a voltaje también se encuentra limitado. Sin embargo esta limitación se debe a la selección del valor de R_G , pues la variación de R_{FSR} es la misma en cualquiera de los dos circuitos. La ganancia de este circuito es $1 \leq A_G \leq 1 + \frac{R_G}{R_{FSR}}$, lo que podría ocasionar un voltaje mayor al que el microcontrolador puede soportar y así dañarlo. Es por estas razones que se seleccionó el circuito divisor-seguidor como la interfaz entre el SEA y el sistema de control.

Si se observan detenidamente los resultados obtenidos en la Tabla 36, es posible apreciar que para cada uno de los 5 diferentes valores de R_M el coeficiente que acompaña a la variable independiente con potencia 2 es muy pequeño (prácticamente despreciable), por lo que basta con realizar una aproximación lineal del comportamiento del sensor para obtener los resultados deseados.

En general, la linealidad del comportamiento entre la fuerza aplicada y el voltaje de salida del circuito divisor-seguidor se ven afectados a medida que los valores de R_M aumentan. Esto se debe a que el comportamiento del sensor no es lineal, sino que éste sigue las características de la ley de potencias inversas (aproximadamente $1/R$).

Como se mencionó en el Marco Teórico, en la región de fuerza aplicada baja, el sensor tiene el comportamiento de un interruptor. Una vez cruzado este umbral, el valor de la resistencia disminuye de más de 100k Ω a aproximadamente 30k Ω (el inicio del rango dinámico que se comporta como la ley de potencia).

La relación lineal entre fuerza y voltaje no es algo indispensable para el funcionamiento del SEA, ya que éste pretende brindar una descripción cualitativa de la fuerza ejercida tal y como lo hacen los sensores de tacto biológicos de la piel humana.

De la ecuación 1 puede observarse que para valores de $R_{FSR} \gg R_M$, esto es cuando el sensor se encuentra inactivo, el voltaje de salida del circuito será muy pequeño (aproximadamente cero). Haciendo un análisis similar, se tiene que para valores de $R_{FSR} \ll R_M$ la salida del circuito se tenderá a ser V^+ .

Se desea que el rango de variación del voltaje de salida del circuito sea lo más amplio posible, ya que esto brindará una mayor cantidad de datos sobre los cuales el sistema de control puede basar sus decisiones. Se observa cómo se comporta la relación de voltajes conforme el valor de R_M aumenta para una misma variación de R_{FSR} ; asumir dicha variación es válido pues la respuesta del sensor es independiente del circuito al que se conecte y será siempre la misma. Es evidente que para valores elevados de R_M el rango de la salida del circuito disminuye, ésta es otra razón por la cual utilizar valores relativamente pequeños.

De la Tabla 39 se observa que los tiempos de subida para los diferentes valores de R_M son cortos y aproximadamente los mismos. Esto nos indica que el tiempo de reacción es independiente de la resistencia seleccionada, por lo que el parámetro principal para la selección de la resistencia es únicamente el rango de la relación del voltaje de salida con el voltaje de alimentación. Por esta razón, se selecciona un valor de $10k\Omega$ para la resistencia R_M del circuito.

2. Obtención de una medida de la fuerza aplicada

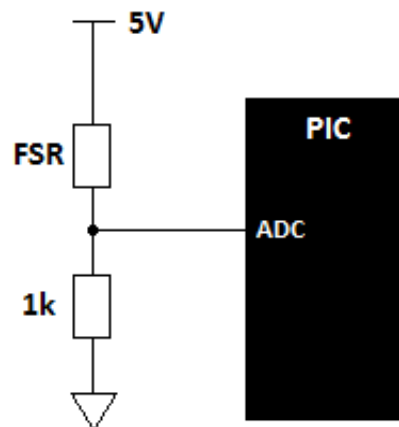
a. Diseño experimental. Se colocaron dos sensores FSR en un prototipo de guante, localizados en la punta de los dedos índice y medio; tal y como se muestra en la Ilustración 108.

Ilustración 108. Diseño e imagen del prototipo de guante fabricado



Una vez colocados los sensores, se procedió a armar el circuito interfaz de éstos con el microcontrolador, el cual se muestra en la Ilustración 109.

Ilustración 109. Circuito de interfaz de los sensores con el microcontrolador



Cabe resaltar que para éstas pruebas no se utilizó el seguidor de voltaje, sino que se conectó la salida del circuito divisor directamente al microcontrolador

sin alterar su funcionamiento. Esto es posible debido a que el PIC coloca sus pines en alta impedancia cuando se configuran como entradas.

Se propuso emplear 3 modelos matemáticos diferentes con la finalidad de comparar los tipos de respuesta que cada uno de éstos posee ante la aplicación de una fuerza; ver Tabla 40.

Tabla 40. Modelos matemáticos empleados en la prueba

Modelo	Ecuación
1	$\text{escala} = 0.5 \cdot \text{adc_rd1} + 0.5 \cdot \text{adc_rd2}$
2	$\text{escala} = 0.1 \cdot \text{adc_rd1} + 0.9 \cdot \text{adc_rd2}$
3	$\text{escala} = \text{adc_rd1} + \text{adc_rd2}$

Las variables adc_rd1 y adc_rd2 representan la conversión análogo-digital de los sensores y la variable escala muestra diferentes representaciones de la combinación de las fuerzas aplicadas. A partir del análisis de las características de dichos modelos se descartó uno de ellos.

Por último se realizaron algunas pruebas con estudiantes para determinar la máxima cantidad de fuerza que se puede aplicar con un dedo. Dicha prueba consistía en que los estudiantes se colocaran el prototipo del guante y, primero, presionaran su dedo índice contra una superficie plana ejerciendo la mayor fuerza posible. Un programa en un microcontrolador se encargó de registrar dicho valor y desplegarlo en uno de sus puertos. Finalmente se repitió el mismo procedimiento con el dedo medio. Se elaboró una tabla que resume todos los resultados obtenidos.

b. Resultados. El modelo que se seleccionó fue el número 1 y se dejó como un modelo adicional de apoyo el número 3; los argumentos para esta decisión se presentan en la sección de discusión.

Tabla 41. Mediciones obtenidas de la prueba de fuerza máxima

Edad	Sexo	Índice	Medio
23	M	645	585
19	M	681	643
19*	F	517	581
18	M	715	732
19	M	656	707
19	M	628	622
19	F	612	534
23	M	590	699
19	M	633	674
20	F	576	721
19	F	681	584
24	F	559	595
24	F	636	583
20	F	569	614
22	M	676	718
18	M	580	624
20	F	584	721
22	F	606	692
21	F	629	721
21	M	570	680
21	M	512	714
22	M	624	727
Promedio		613	658

En la Tabla 41 se presentan los resultados obtenidos de las dos pruebas realizadas con estudiantes de distintas carreras de la Universidad del Valle de

Guatemala. Los números no representan ninguna cantidad física, solamente la conversión análogo-digital del voltaje de salida en el circuito.

Como puede observarse, en promedio las fuerzas aplicadas por los diferentes dedos son similares; ligeramente mayor resultó ser la fuerza ejercida por el dedo medio. De las veintidós personas que amablemente colaboraron para realizar estas pruebas únicamente una persona es zurda; ésta se muestra con un asterisco al lado de su edad.

c. Discusión. El primer modelo representa la media aritmética o promedio de las fuerzas aplicadas. Una de las limitaciones de este modelo es que la media se ve afectada por valores extremos (bajos y/o altos). Su utilidad podría hacer en un tipo de agarre en el que se espera que las fuerzas aplicadas sean aproximadamente iguales, por ejemplo para el agarre de pinza de tres dedos y/o pinza de dos dedos.

El segundo modelo representa la media aritmética ponderada. El inconveniente de utilizar este modelo lo dan los coeficientes que acompañan a las lecturas individuales. Estos coeficientes se denominan *pesos* y se utilizan cuando no todos los elementos tienen la misma importancia. En el modelo listado en la Tabla 40, el sistema responde más rápido a la aplicación de la fuerza 2 (*adc_rd2*) ya que éste se encuentra ponderado en una medida mayor que la aplicación de la fuerza 1 (*adc_rd1*). Este modelo puede aplicarse para el agarre de mano completa, ya que en éste las fuerzas aplicadas interactúan de distintas maneras según el objeto a sujetar. No obstante, la determinación de cada uno de los coeficientes podría ser un parámetro que haga que el sistema de control se torne inestable, pues éstos dependen de la forma que tenga el objeto. Es por esta razón que se decidió descartar el modelo.

El tercer modelo representa la suma de las fuerzas aplicadas. Este parámetro resulta de utilidad para los casos en los que el promedio de las fuerzas aplicadas no sea un dato que represente lo que realmente está ocurriendo; esto es cuando se den valores extremos en las lecturas.

De lo anterior se puede concluir que los 2 modelos a implementar estarán constantemente interactuando entre sí. Las decisiones que tome el sistema de control no dependerán únicamente de la lectura de un sensor, sino de la combinación estratégica de todas las lecturas concentradas en dichos modelos.

Los datos de la Tabla 41 dan una idea de las fuerzas máximas ejercidas por seres humanos en los dedos índice y medio. Dichas aplicaciones podrían resultar en un daño para los actuadores que se encargan de mover los dedos. Es por ello que estos resultados se utilizarán para la emulación del reflejo causado por el dolor, con el cual la prótesis busca proteger sus componentes.

Se realizaron otras pruebas con la ayuda de los mismos estudiantes, en las cuales utilizando el prototipo de guante, éstos interactuaban con diferentes objetos. Esto con la finalidad de determinar las fuerzas aplicadas para realizar las siguientes tareas: sujetar un vaso de vidrio vacío, sujetar un vaso de vidrio lleno de agua y sujetar un tenedor.

Los resultados obtenidos no fueron los esperados, pues la interacción entre los usuarios y los objetos dependen tanto de la forma en la que cada persona sujete dicho objeto, como de la forma de la mano. La variación en dichas mediciones fue muy grande, por lo que no pueden utilizarse los datos para tratar de representar un comportamiento general y por ello se descartaron dichas pruebas. Para tener una idea de estos parámetros se esperó hasta realizar las pruebas finales con la prótesis; de esta forma no podrá existir discrepancia en los resultados obtenidos.

C. El Sistema Sensorial Artificial - SSA

1. Diseño del SSA

a. Diseño experimental. Se elaboró un diagrama de bloques, con el cual se pretende explicar el funcionamiento del Sistema Sensorial Artificial a través de los sub-sistemas exteroceptivo y propioceptivo artificiales. Se analizó el

funcionamiento de cada uno de los bloques y con base en este análisis se determinó si el diseño propuesto era el adecuado para cumplir con los requerimientos de la emulación del sistema sensorial humano.

b. Resultados

Ilustración 110. Diagrama de bloques preliminar del SSA



En la Ilustración 110 se muestra el diagrama de bloques del SSA. Como se observa, las entradas del sistema provienen de los servos y los sensores, que emulan la función de los receptores sensoriales de los sistemas propioceptivo y exteroceptivo, respectivamente.

La Unidad Sensorial de Control (USC) es la encargada de determinar si es posible realizar algún movimiento y comunicarlo al Sistema de Control a través de un byte de estados denominado el registro sensorial, cuyas especificaciones se muestran a continuación en la Ilustración 111.

Ilustración 111. Esquema del registro sensorial (SENSREG)

	S	S	S	S	S	S	S	S
M7	M6	M5	M4	M3	M2	M1	M0	
Bit 7								Bit 0

Cada uno de los bits SMx muestra con un 1 si es posible que el servo al que representa pueda realizar algún movimiento; en caso contrario este bit es un 0.

c. Discusión. Las señales provenientes de los receptores son señales analógicas que requieren de una digitalización antes de ser interpretadas como variables del sistema. En este diseño, los sub-sistemas artificiales SPA y SEA se encargan de realizar la conversión A/D y la traducción de dicho valor a un parámetro de control. Posteriormente, cada uno de los sub-sistemas se comunica con la Unidad Sensorial de Control, la cual ejecuta un algoritmo con el que determina si es posible realizar algún movimiento de acuerdo a la posición de los motores y la fuerza ejercida por la mano medida por los sensores.

El registro sensorial se pasa como parámetro al Sistema de Control y será éste último el encargado de ejecutar los movimientos.

D. El Sistema de Control

1. Diseño del Sistema de Control

a. Diseño experimental. Existían básicamente 2 requerimientos para el Sistema de Control: controlar los motores basándose en la información del SSA y minimizar la cantidad de microcontroladores en el circuito de control que sirve de enlace entre el Módulo de Estados y Comunicación Inalámbrica y el Módulo de Diseño Mecánico.

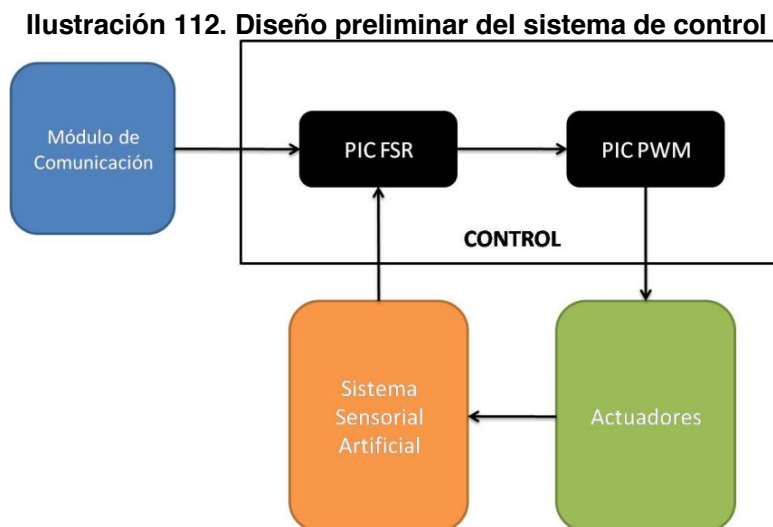
Se realizó el diseño preliminar del sistema de control utilizando dos microcontroladores pequeños capaces de realizar las mismas tareas que el PIC16F887 de cuarenta pines. El MCU es de la misma familia: el PIC16F88 de dieciocho pines. Con esta decisión se estaría reduciendo ligeramente el espacio en el circuito. Uno de estos microcontroladores maneja las lecturas de los sensores y mantiene comunicación con el Módulo de Estados y Comunicación

Inalámbrica; este PIC es el maestro. El otro se encarga de controlar la posición de los motores a través de ocho módulos PWM programados en software y de recibir órdenes del PIC maestro.

El maestro se programó utilizando el compilador mikroBasic PRO, ya que sería sumamente tedioso programar las tareas que éste debe realizar utilizando el lenguaje assembler. Por otra parte, el PIC esclavo sí se programó en assembler pues requiere de un manejo preciso de tiempos de ejecución de ciclos. La primera prueba que se realizó con este diseño preliminar fue la de programar rutinas de intercambio de información entre el Módulo de Estados y Comunicación Inalámbrica y el Sistema de Control.

Se realizó también un levantado de señales, con el que se pretende determinar todas las señales de entrada y de salida con las que el Sistema de Control realiza la tarea de controlar la prótesis.

b. Resultados. El diseño preliminar del sistema de control se muestra en la Ilustración 112. Es importante resaltar que se estarán utilizando 2 microcontroladores debido a requerimientos críticos de manejo de tiempos para la transmisión de datos y los PWM programados.



El Módulo de Estados y Comunicación Inalámbrica utiliza un protocolo de comunicación serial asíncrona para transmitir sus comandos. El PIC FSR recibe dichas instrucciones utilizando el módulo USART y posteriormente le indica al PIC PWM que actualice el estado de los motores que se vean involucrados utilizando el módulo SPI del microcontrolador.

El diseño preliminar presentó un inconveniente al momento de realizar la prueba de comunicación de los microcontroladores; este problema se detalla en la sección de discusión. Es por esta razón que se descartó el diseño preliminar, y se utilizó un diseño un tanto diferente que es el que se usó finalmente como Sistema de Control.

El diseño del Sistema de Control se muestra en la Ilustración 113. La única diferencia está en que no será necesario realizar el traslado de información entre dos microcontroladores, pues los bloques FSR y PWM se encuentran integrados en un solo microcontrolador. Con esto se consigue ahorrar tiempo y complejidad.

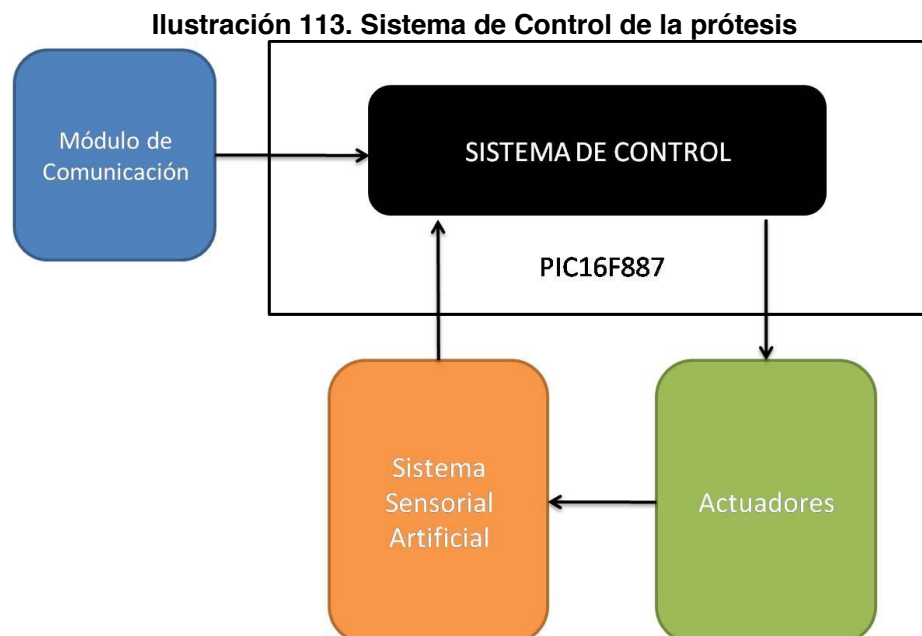


Tabla 42. Descripción de las señales de entrada y salida del Sistema de Control

Entradas del sistema		
Cantidad	Descripción	Tipo de señal
4	Lecturas de los sensores FSR	Analógicas
3	Lecturas de los voltajes de los servos	Analógicas
2	Canal de enlace con el Módulo de Estados y Comunicación Inalámbrica	Digitales
Salidas del sistema		
Cantidad	Descripción	Tipo de señal
8	Pulsos PWM; control de movimiento de motores	Digitales

En la Tabla 42 se muestra una breve descripción de las señales de entrada y de salida del Sistema de Control. Esta clasificación se hizo para poder proceder a realizar el diseño de una forma más ordenada, sabiendo qué recursos son necesarios para cumplir con dichos requerimientos.

c. Discusión. El controlador denominado PIC-FSR recibe un byte del bloque de control de alto nivel. En estos ocho bits estará codificado qué motor y en qué dirección desea el usuario mover. Se realizará la decodificación y luego se determinará, según las lecturas de los sensores FSR, si se comunica o no con el PIC-PWM. Éste último tiene la tarea de actualizar el estado de cada módulo. Si se diera la comunicación entre ambos controladores, se envían dos bytes: uno indicando qué motor se deberá mover y el otro indicando la posición a la cual se deberá colocar. Este proceso se repite hasta que se haya actualizado el estado de los ocho motores. Este diseño permite que el PIC-PWM se ocupe únicamente de la tarea de la actualización de los diferentes estados de cada motor, la cual requiere un manejo de tiempos preciso. La comunicación entre los dos microcontroladores se lleva a cabo utilizando los módulos MSSP en modo SPI.

Este diseño presentó un inconveniente en su funcionamiento. El módulo USART del PIC16F88 ocupa los pines RB5 (transmisión) y RB2 (recepción). De manera similar, el modo SPI del módulo MSSP ocupa los pines RB2 (Data out), RB1 (Data in) y RB4 (Reloj). El problema surgió debido a que un mismo pin tiene

dos funciones distintas, lo cual es así por la reducida cantidad de pines con las que cuenta el microcontrolador.

Una posible solución era realizar una conmutación de las funciones del pin, sin embargo esto incrementaba considerablemente la complejidad de las rutinas de comunicación. Adicionalmente, uno de los inconvenientes de utilizar SPI es que el maestro no tiene retroalimentación alguna sobre si el esclavo recibió la información. Esto resulta crítico ya que el modo SPI esclavo no cuenta con una pila para almacenar los datos recibidos, es decir, solo puede recibir un dato. Si llegara a recibir un segundo dato sin haber leído el primero, éste último se pierde; habría que implementar un protocolo de recepción para indicarle al maestro que puede enviar el siguiente dato. Es por estas razones que se descartó utilizar el diseño preliminar del Sistema de Control.

La mejor solución a este problema fue colocar todo el procesamiento de datos y manejo de motores en un solo microcontrolador y se escogió el PIC16F887 contra el PIC16F88. Para integrar todo en un solo PIC, se estudió cómo el compilador traduce las instrucciones de Basic a assembler, para así escribir en Basic de tal forma que se replique el código en assembler contenido en el PIC-PWM para el manejo de los motores.

Como se puede observar en la Tabla 42, la cantidad de señales de entrada analógicas es de siete; el PIC16F88 tiene exactamente siete canales analógicos. Para el enlace con el Módulo de Estados y Comunicación Inalámbrica USART se utilizan dos pines, adicionalmente se utilizan dos pines para la alimentación del microcontrolador. El PIC16F88 tiene en total dieciocho pines, siete de los cuales quedan libres para los módulos PWM que son ocho. Es por esta razón que se descarta el uso de este microcontrolador.

Por otra parte, la cantidad de pines en el PIC16F887 es aproximadamente el doble. Este microcontrolador posee trece canales analógicos, de los cuales se están utilizando siete. Al igual que el PIC16F88, se utilizan dos pines para el módulo USART. Se usan adicionalmente cuatro pines para la alimentación; así el

PIC16F887 tiene veintisiete pines libres para los ocho módulos PWM programados en software.

2. El ciclo de programa

a. Diseño experimental. La secuencia de operación del Sistema de Control se puede dividir en tres fases principales:

- ✓ Lectura de señales desde la interfaz de entradas
- ✓ Procesado del programa para la obtención de señales de control
- ✓ Escritura de las señales en la interfaz de salidas

Durante un escaneo de entradas, el microcontrolador examina los siguientes dispositivos de entrada externos: sensores de presión, voltaje de retroalimentación de los servos y canal de comunicación serial. El estado de las entradas se almacena temporalmente en registros denominados registros de entrada. Así, el estado de una entrada permanece constante durante un ciclo, incluso aunque en este intervalo haya cambiado físicamente.

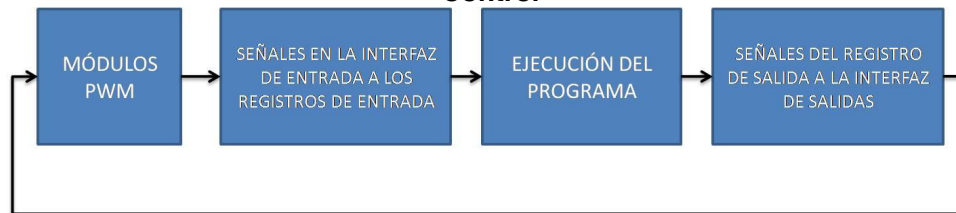
Durante la ejecución del programa, el microcontrolador escanea las instrucciones en el código, usa el estado de las entradas que se encuentra en los registros de entrada y determina si una salida debe cambiar o no. El estado resultante de las salidas se escribe en otro registro llamado registro de salida.

En base a los datos que se encuentran en el registro de salida, el microcontrolador activa o desactiva sus circuitos, controlando así los servos. De forma similar a las entradas, las salidas no son inmediatamente activadas o desactivadas durante un ciclo, sino hasta que éste finaliza. El microcontrolador traslada la información contenida en el registro de salida hacia la interfaz de salida; que para el PIC16F887 es el PORTB.

En la Ilustración 114 se muestra un diagrama que contiene la secuencia de ejecución del ciclo de control. El procesamiento de una línea de programa a través de la Unidad Central de Control (UCC) ocupa un tiempo que, dependiendo

del reloj y de la cantidad de instrucciones que contenga puede durar desde unos pocos microsegundos hasta unos pocos milisegundos. Sin embargo, este tiempo no debe ser mayor a 20ms, debido a que ése es el período de la señal de control de los motores.

Ilustración 114. Secuencia de ejecución del ciclo de programa del Sistema de Control

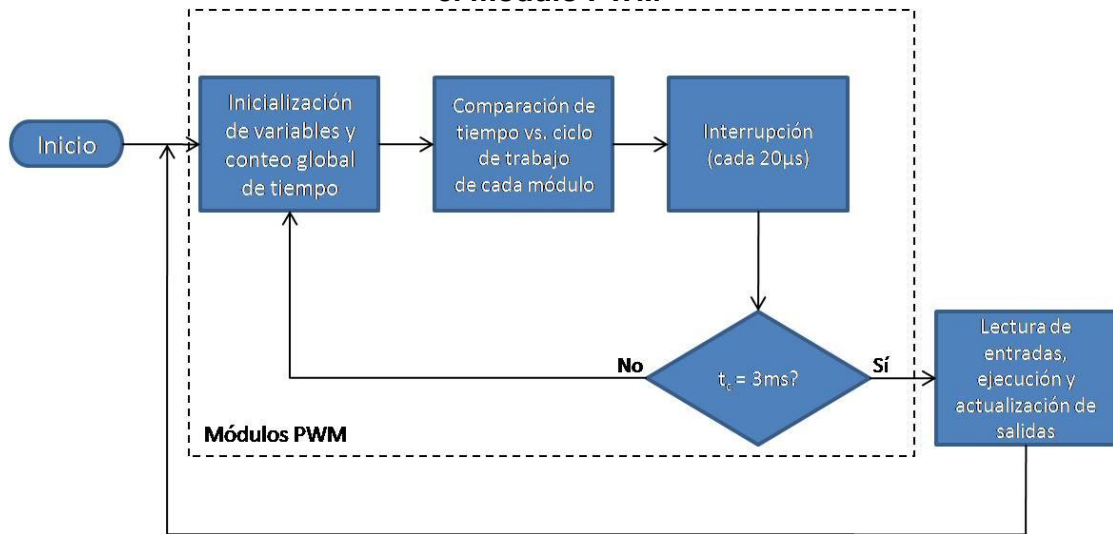


Se realizó la programación en software de ocho módulos PWM para el control independiente de la posición de cada uno de los motores. Se utilizaron además como módulos auxiliares: Timer0 y Timer1 del PIC16F887.

El bloque de control está compuesto de tres sub-bloques: lectura, ejecución y actualización. Se realizaron mediciones de los tiempos de ejecución de los bloques de lectura y ejecución con la finalidad de garantizar que dicho tiempo no exceda los 17ms; en la sección de discusión se detalla el porqué de esto.

b. Resultados. En la Ilustración 115 se muestra un diagrama de bloques que explica el funcionamiento del algoritmo programado con énfasis en los módulos PWM.

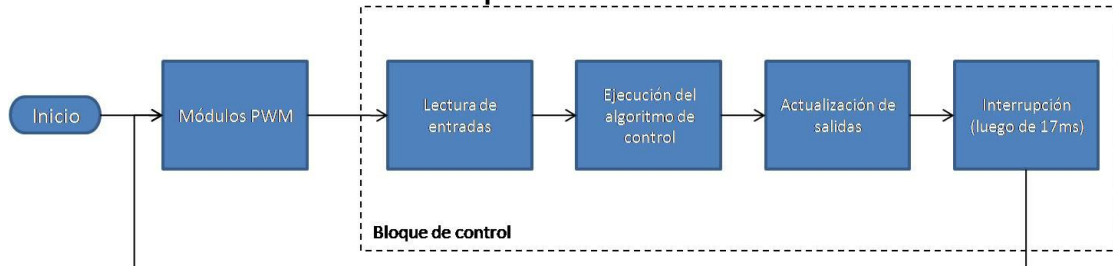
Ilustración 115. Diagrama de bloques del ciclo de programa con énfasis en el módulo PWM



Como se observa, el bloque de lectura, ejecución y actualización se presenta de forma resumida. En la Ilustración 116 se presenta en detalle el diagrama de bloques que explica su funcionamiento.

El bloque de interrupción que se muestra en la Ilustración 115 se ejecuta 17ms después de que se hicieron las lecturas de las entradas. Dicha interrupción le indica al controlador que han transcurrido en total 20ms y que ahora debe atender, nuevamente, al bloque de módulos PWM.

Ilustración 116. Diagrama de bloques del ciclo de programa con énfasis en el bloque de control



c. Discusión. El tiempo requerido por el microcontrolador para una simple ejecución de un programa, incluyendo la lectura de entradas y la actualización de

salidas, se denomina tiempo de ciclo. Cuanto más largo sea el programa y cuanto más tiempo necesite el controlador para procesar cada línea del programa, tanto más largo será el tiempo de ciclo. Las consecuencias del procesamiento cíclico de un programa son las siguientes:

- ✓ Las señales de entrada de una duración inferior al tiempo de ciclo, posiblemente no serán reconocidas.
- ✓ En algunos casos, puede haber un retardo de dos ciclos entre la presencia de una señal de entrada y la deseada reacción de una salida ante esta señal.

Para el control de la prótesis se requiere que el ciclo de programa tenga una duración de 20ms. Durante este tiempo, el procesamiento se estará dividiendo en dos tareas:

- ✓ El control de los módulos PWM programados en software que posicionan a los motores; esta tarea tiene una duración de 3ms.
- ✓ Lectura de entradas, ejecución del programa y actualización de salidas; esto con una duración de 17ms.

Una de las características de los microcontroladores es que las instrucciones se procesan secuencialmente y por ende el comportamiento específico de la secuencia de un programa puede ser crucial. Para el caso de este proyecto, esta última característica es determinante. Durante los 3ms en los que el Sistema de Control maneja los módulos PWM, se requiere que el controlador realice única y exclusivamente dicha tarea. Es por esta razón que el bloque de código que se encarga de ello se ejecuta primero y desatiende por completo cualquier otra variable y/o interrupción del sistema que no tenga relación con los módulos PWM.

El microcontrolador cuenta con dos módulos PWM implementados en hardware y para el control de la prótesis se requiere de ocho PWM, es por esta razón que se realizó la programación en software de los ocho módulos.

Adicionalmente a esto, la resolución que proveen los módulos integrados en el chip es muy baja, ya que para variar el ancho del pulso entre 1ms y 2ms se tiene únicamente trece pasos. Con la programación realizada, la cantidad de pasos se aumentó a cien.

Cada uno de los ocho módulos PWM cuenta con un registro llamado CICLOTx. Este registro contiene un valor que va desde 25 (para 0.5ms) hasta 125 (para 2.5ms). Adicional a estas variables, hay una variable global llamada COUNTER, la cual lleva la cuenta del tiempo transcurrido. Esta variable se incrementa cada 20 μ s. El bloque de comparación es el encargado de determinar cuándo los registros CICLOTx son iguales a COUNTER. Es en ese momento en el que se apaga el bit respectivo del módulo, pues ha transcurrido su ciclo. Para el control del tiempo se utilizó el módulo Timer0 del microcontrolador. Éste interrumpe el proceso cada 20 μ s. Una vez transcurridos 3ms, todos los módulos se encuentran en cero, y se pasa el control del programa al bloque de lectura, ejecución.

Para que el tiempo de ejecución de una instrucción sea el mínimo, es necesario usar un reloj de la máxima frecuencia posible. La máxima velocidad de operación del PIC16F887 se obtiene al utilizar un oscilador de 20MHz; con éste el tiempo de ejecución de cada instrucción es de 0.2 μ s. Este parámetro es muy útil, ya que para que las tareas se puedan dividir en dos bloques es necesario llevar cuenta del tiempo que ha transcurrido con exactitud.

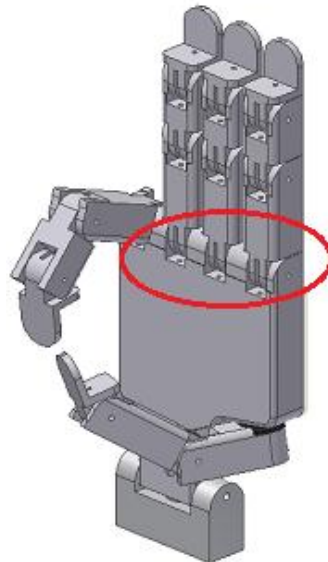
E. Integración de los módulos

1. Pruebas finales del Módulo de Diseño Eléctrico

a. Diseño experimental. Se llevaron a cabo las pruebas finales, en las cuales se integraron todos los módulos que conforman el Megaproyecto. La primera prueba consistió en verificar el correcto funcionamiento de los módulos PWM programados en software.

Debido al impedimento mecánico de los dedos para extenderse, fue necesario hacer una modificación al diseño de los resortes extensores, previo a realizar las pruebas finales y la calibración de los motores. Este impedimento se debe a que los resortes utilizados ya se encuentran vencidos (Ilustración 117). Dicha modificación consistió en agregar a cada dedo en la parte de atrás, un resorte o elástico que se encargue de extender la falange proximal. Primero se elaboró un prototipo en madera, para determinar si este mecanismo podría funcionar. Se utilizó un resorte el cual emula el funcionamiento de los tendones en la mano humana. Luego de los resultados exitosos obtenidos se procedió a implementar esta modificación en la prótesis.

Ilustración 117. Ubicación de los resortes dañados



Una vez solucionado este problema, se procedió a realizar la verificación del funcionamiento de los módulos PWM programados. Se realizó una secuencia fotográfica en la cual se muestra la posición de los dedos índice y medio, junto con una imagen de la respectiva señal de control.

La siguiente prueba a realizar fue la de la integración de los sensores de presión al circuito de control. En esta prueba, los resultados obtenidos tampoco

fueron los esperados, debido al ruido eléctrico generado por los motores. Por esta razón, se realizó una modificación al diseño del circuito de control de los motores.

Con la modificación hecha, se realizaron las pruebas de control de fuerza. El controlador compara las lecturas de los sensores contra un setpoint, el cual es variable y se ajusta por medio de un potenciómetro. De esta manera el usuario puede indicarle al Sistema de Control la fuerza que desea ejercer sobre los objetos. Al realizar las pruebas de la determinación de la posición del servo midiendo su voltaje de referencia, se tuvo los mismos problemas del ruido eléctrico. Éste no pudo eliminarse, ya que este voltaje debe estar referenciado del lado del motor.

b. Resultados. Con la ayuda del Director del Departamento de Ingeniería Mecánica, el Ing. Víctor Hugo Ayerdi y el estudiante del mismo departamento, Rony Herrarte, se rediseñó el mecanismo encargado de la extensión de la falange proximal de los dedos. Como se mencionó en la sección de Diseño, se elaboró primero un prototipo para determinar si ésta podría ser una solución al problema de la fricción de los hilos, Ilustraciones 118,119 y 120 se muestran las imágenes del prototipo fabricado.

A partir de este prototipo se realizó la implementación en uno de los dedos de la prótesis. Se utilizó un hule en lugar del resorte, ya que el caucho es un material más maleable y flexible. El resultado final se muestra en la Ilustración 121 y 122.

Ilustración 118. Vista superior del prototipo elaborado



Ilustración 119. Vista lateral del prototipo elaborado

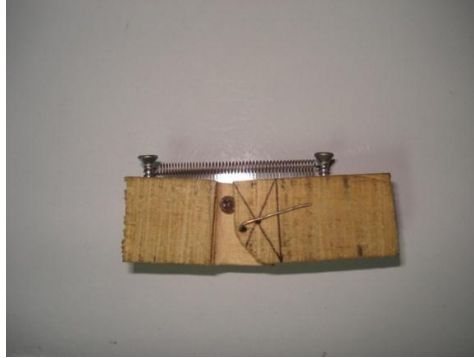


Ilustración 120. Acercamiento al resorte en tensión

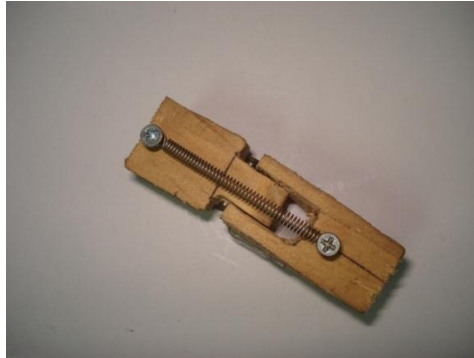


Ilustración 121. Vista de la modificación hecha al mecanismo de la falange proximal de la prótesis

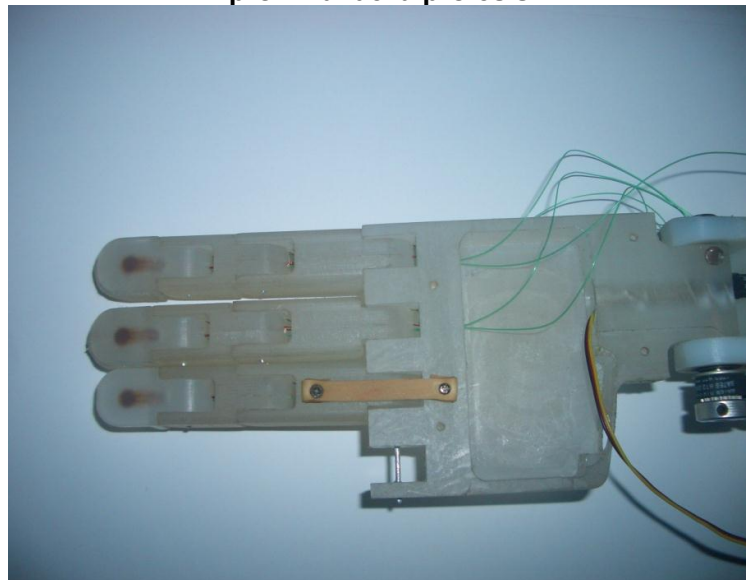
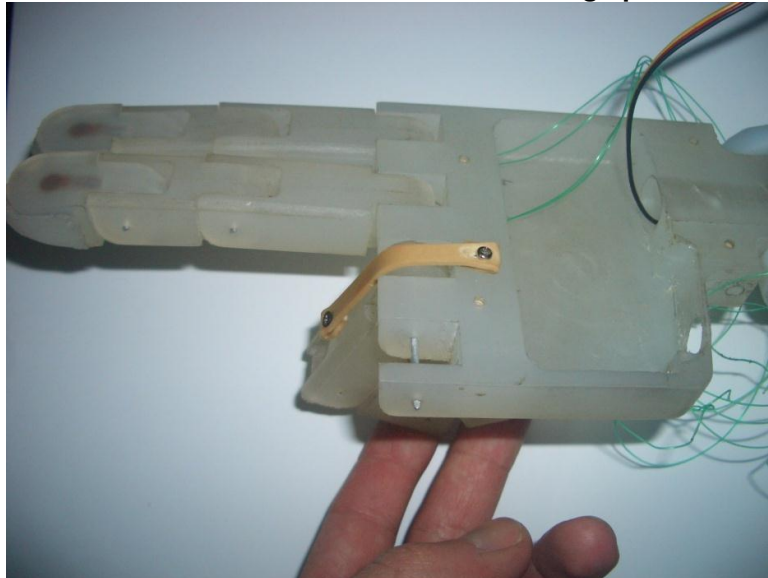
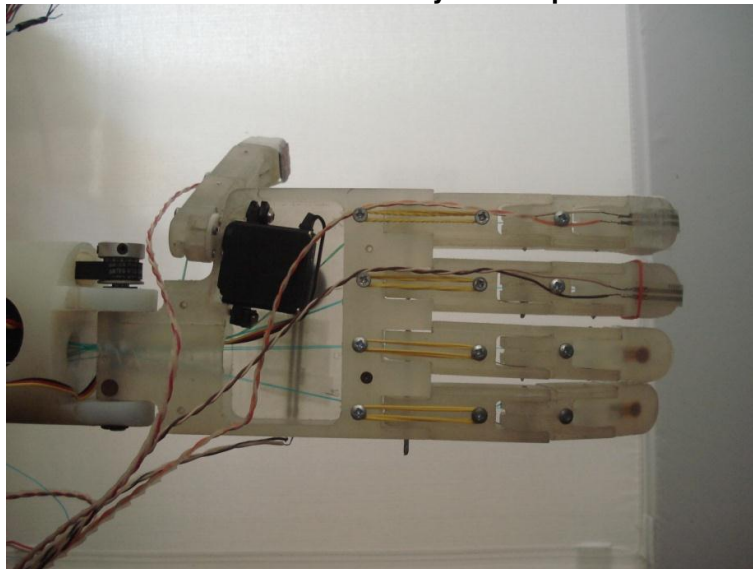


Ilustración 122. Vista de la modificación con la falange proximal flexionada



Finalmente, se repitió el procedimiento para cada uno de los 5 dedos de la mano. Se utilizaron hules más delgados, de tal forma que los motores no deban sobre-esforzarse para flexionar los dedos y, a la vez, los dedos regresen a su posición de equilibrio. En la Ilustración 123 se muestra el resultado final del mecanismo de extensión de los dedos.

Ilustración 123. Vista de los dedos y sus respectivos tendones



En el siguiente grupo de figuras se muestra una comparación entre la posición del dedo y el respectivo ancho del pulso de control. De las Ilustraciones 124, 125 y 126 se muestran las posiciones del dedo índice.

Ilustración 124. Primera posición del dedo índice y ancho del pulso

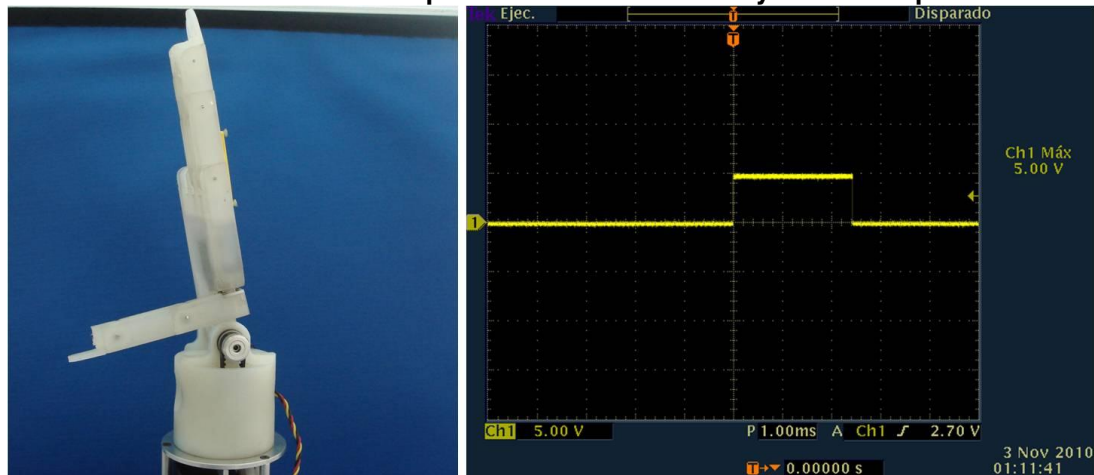


Ilustración 125. Segunda posición del dedo índice y ancho del pulso

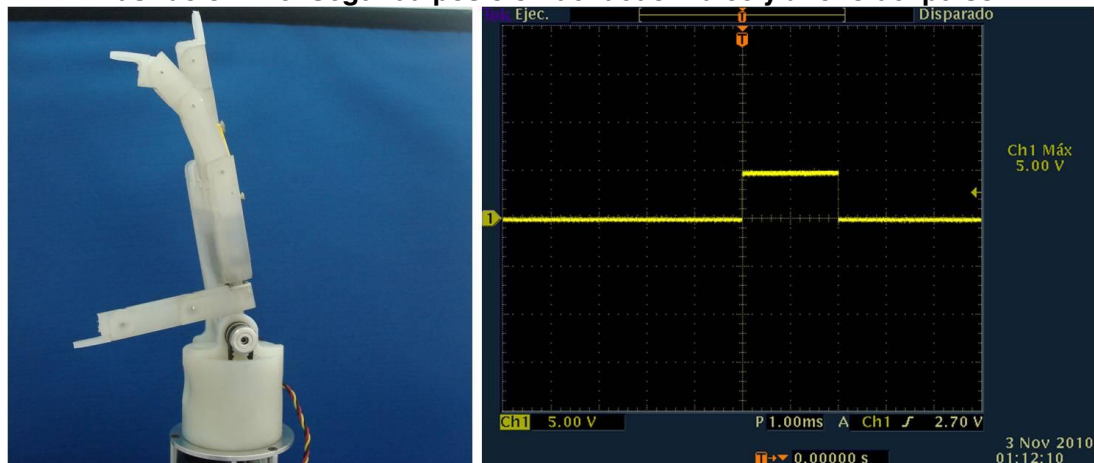


Ilustración 126. Tercera posición del dedo índice y ancho del pulso

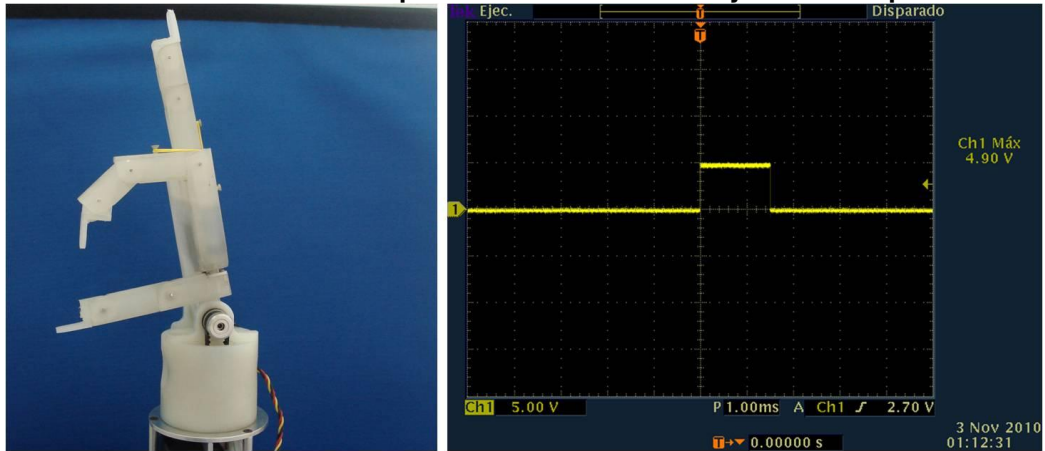


Ilustración 127. Cuarta posición del dedo índice y ancho del pulso

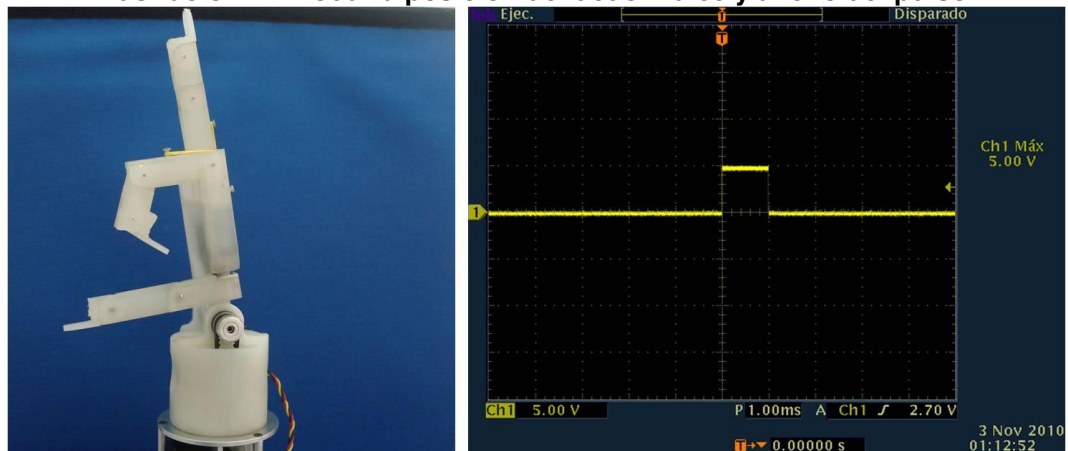


Ilustración 128. Primera posición del dedo medio y ancho del pulso

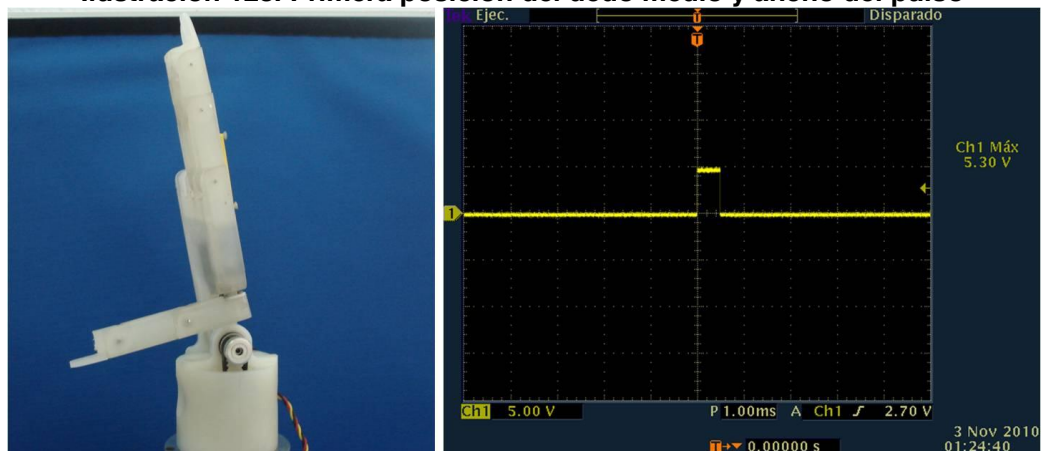


Ilustración 129. Segunda posición del dedo medio y ancho del pulso

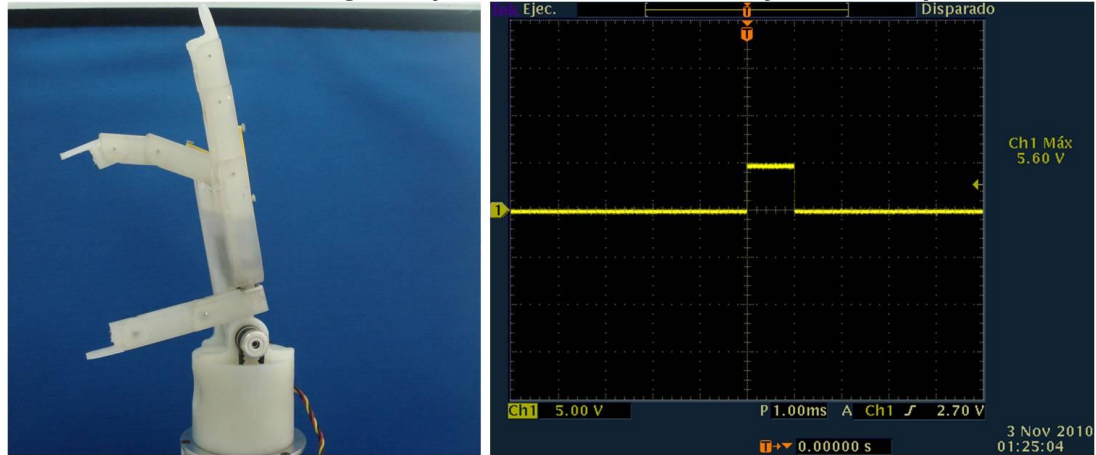


Ilustración 130. Tercera posición del dedo medio y ancho del pulso

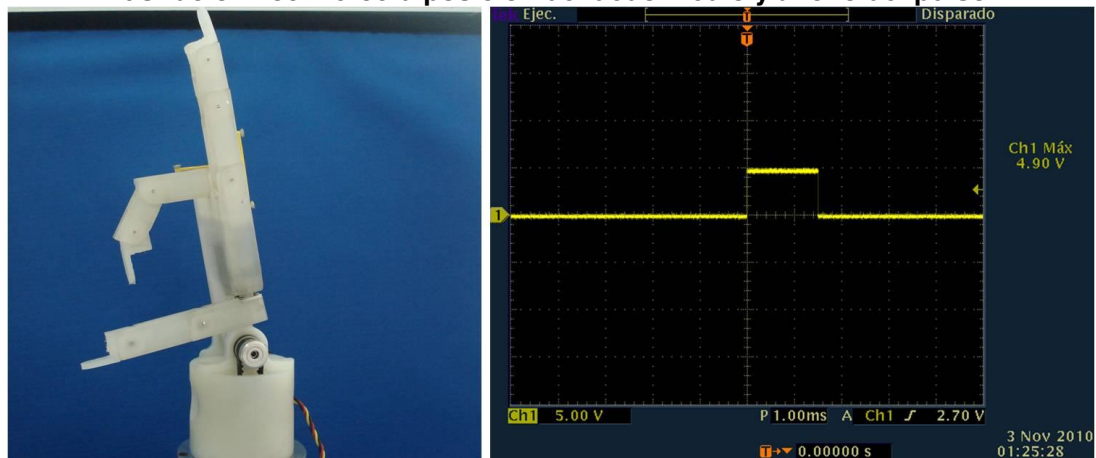
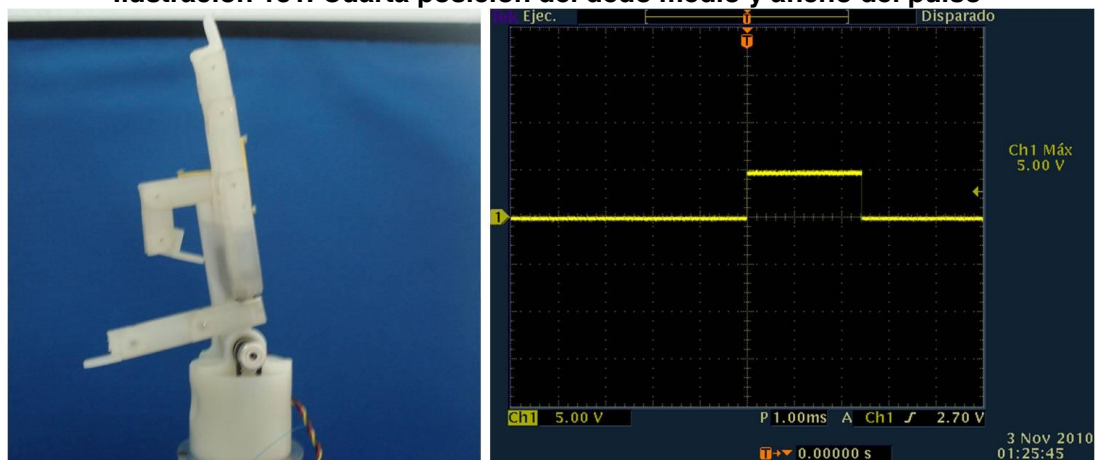


Ilustración 131. Cuarta posición del dedo medio y ancho del pulso



De las Ilustraciones 128, 129, 130 y 131 se muestran las imágenes correspondientes a la posición y el ancho del pulso de control para el dedo medio.

En Ilustración 132 se muestra una imagen obtenida con el osciloscopio, en la cual se muestra la variación de la amplitud del voltaje en la red de alimentación del circuito interfaz entre los sensores y el microcontrolador. Para solucionar este problema, se aislaron las fuentes utilizando opto acopladores. En la Ilustración 133 se muestra la solución al problema de ruido.

Ilustración 132. Variación en el voltaje debido al ruido eléctrico inyectado por los servos

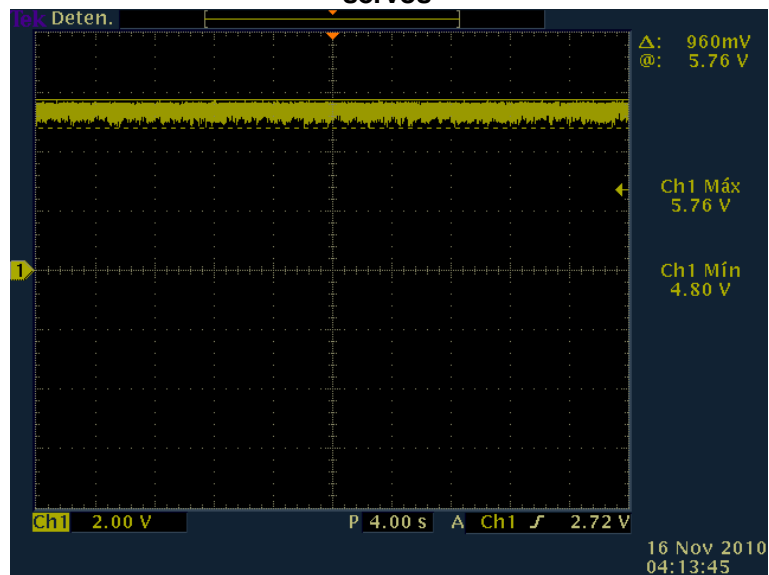
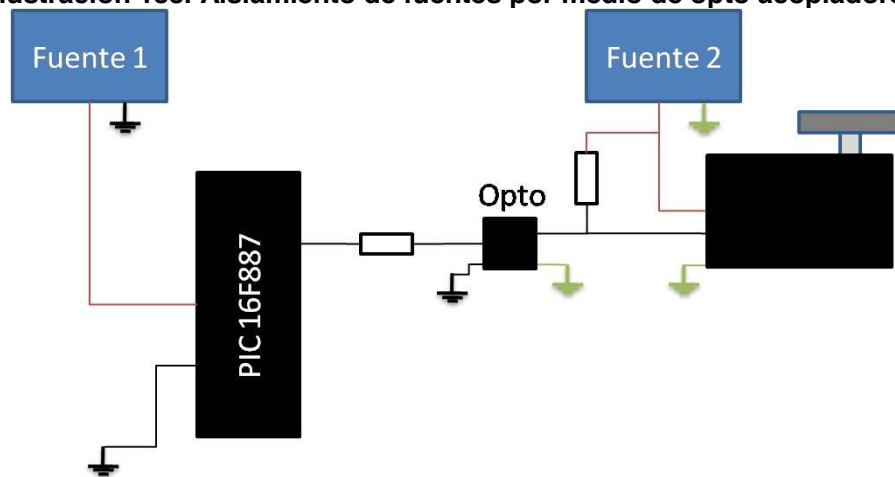
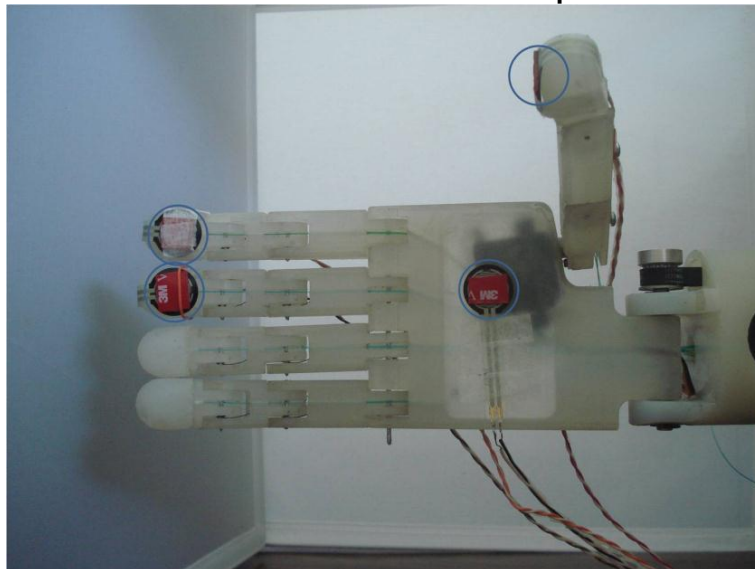


Ilustración 133. Aislamiento de fuentes por medio de opto acopladores



A continuación se muestra una foto de la ubicación de los sensores de presión en la mano.

Ilustración134. Ubicación de los sensores de presión en la mano



En la Ilustración 135 se muestra la señal de salida del circuito divisor del sensor del dedo índice. La línea delgada muestra el valor del setpoint; el

programa le indica al motor del dedo que no cierre más si la presión ejercida alcanzó el límite establecido.

Al igual que la figura anterior la Ilustración 136 muestra la señal de salida del divisor del sensor del dedo medio. El dedo deja de cerrar cuando se alcanza el límite.

En la Ilustración 137 se muestra la señal de salida del circuito divisor del sensor de la palma de la mano. A diferencia de las dos figuras anteriores, el valor de la señal no se detiene en el umbral sino que lo hace más arriba. Esto es así ya que el sensor de la palma es un sensor de apoyo y registra la fuerza aplicada, mas no detiene ningún motor.

Ilustración 135. Lectura del sensor de presión del dedo índice

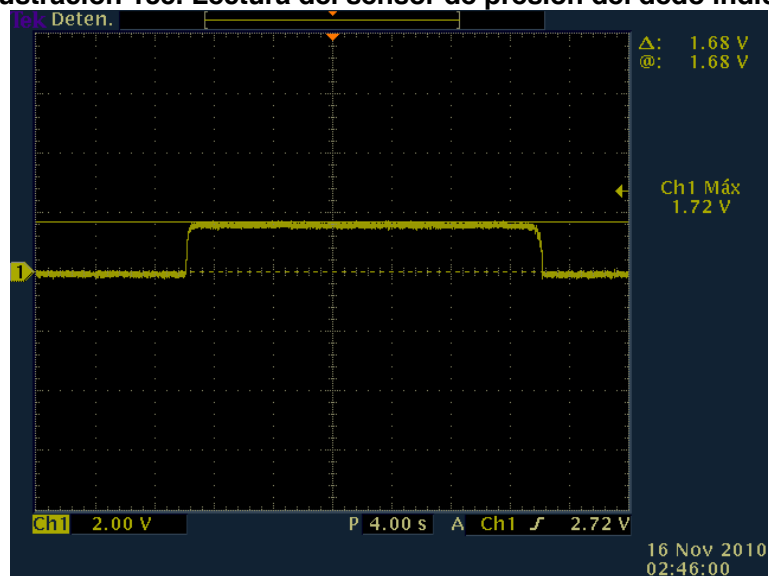


Ilustración 136. Lectura del sensor de presión del dedo medio

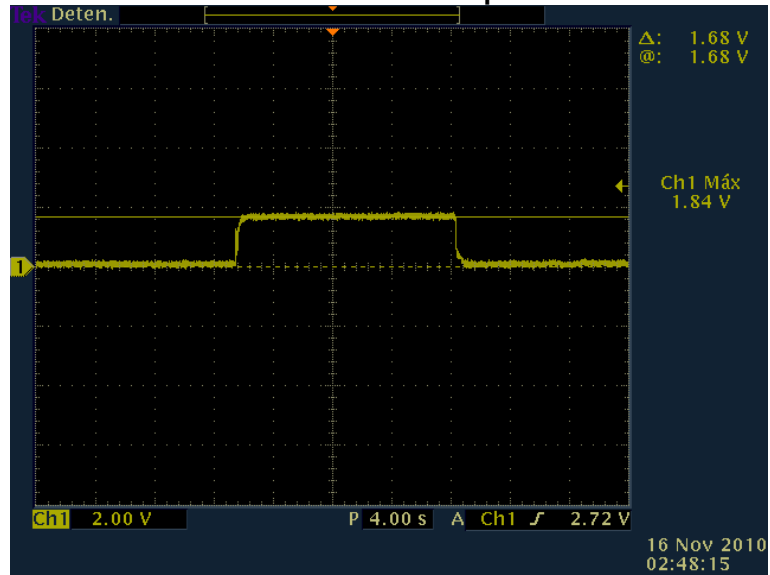
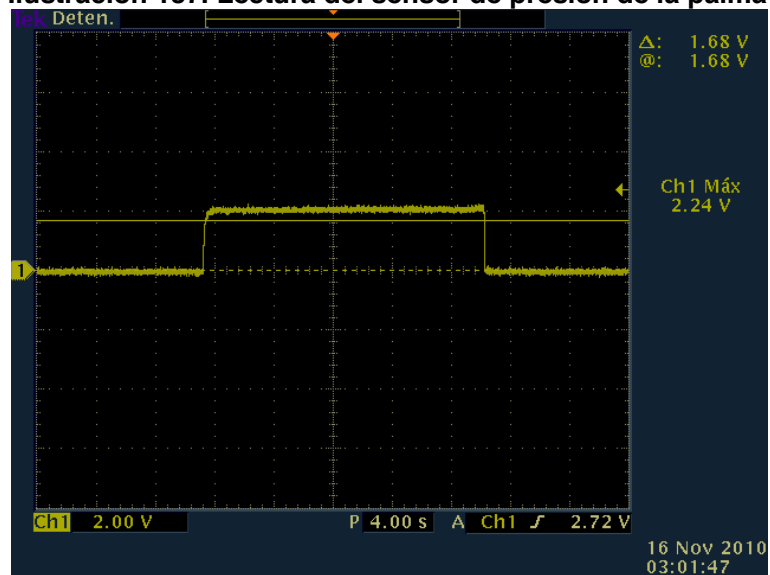


Ilustración 137. Lectura del sensor de presión de la palma



En la prueba realizada, el sensor del dedo pulgar no registró ninguna lectura, es por ello que no se incluye la imagen de la señal. Este fenómeno se debe a la forma del objeto sujetado para la prueba.

c. Discusión. El día viernes 8 de octubre se finalizó el ensamblaje de todas las piezas que componen la prótesis. Ese mismo día se procedió a iniciar la fase de pruebas finales y calibración. Sin embargo, el funcionamiento de algunos mecanismos, principalmente el de la mano, no fue el esperado. La causa de esto es el hecho que no se consideró la fricción que existe entre los hilos que funcionan como tendones y algunos mecanismos por los que éstos circulan, ya que al momento de que los servos liberan la tensión para que los dedos regresen a su posición original, estos no lo hacen.

Otro factor que afecta es el estado en el que se encuentran los resortes que realizan la extensión de las falanges proximales, pues con el tiempo y uso han perdido su elasticidad. Es necesario realizar alguna modificación a este mecanismo, ya que las pruebas finales del Sistema Sensorial Artificial no se podían llevar a cabo si éste no funcionaba adecuadamente.

Los resultados obtenidos fueron los deseados, pues el mecanismo funcionó. La tendencia del resorte a estar en su posición de equilibrio, es el factor que se aprovecha y por el cual éste se coloca en la parte de atrás del dedo, ya que al flexionar la falange el resorte se opone y trata de regresar el dedo a su posición original; esto último se consigue al liberar la tensión de las cuerdas ejercida por los servos. Se estima que la fuerza ejercida es mucho mayor que la fuerza de fricción de los hilos con el material de la prótesis.

Los servos inyectan una cantidad de ruido eléctrico considerable, pues éstos son exigidos al momento de enrollar los hilos que funcionan como tendones. Se observa una fluctuación de aproximadamente 1V en la red de alimentación; algo completamente inaceptable por el método de control. Esta variación en el voltaje se propaga hasta el circuito que enlaza los sensores de

presión con el microcontrolador, lo que hace que la señal de salida del circuito divisor varíe; esto ocasiona inestabilidad en el sistema de control. Al separar las fuentes se conectan los sensores del lado del circuito de control, de esta manera se elimina el ruido en la señal de retroalimentación.

El voltaje de control de la posición de los servos, sin embargo, está referenciado del lado de los motores y es por ello que no puede eliminarse el ruido eléctrico. Esto hace que las lecturas varíen y el sistema se vuelva inestable. Es por esta razón que no se implementó el Sistema Propioceptivo Artificial.

Se decidió colocar los sensores en los puntos mostrados en la Ilustración 134; esto basado en los estudios consultados durante la fase de investigación del proyecto. La fuerza del agarre es ejercida principalmente por los dedos índice y medio, es por esta razón que se ubicó un sensor en cada uno de ellos. Además, el Sistema de Control regula el movimiento de estos actuadores según la presión ejercida sobre el objeto.

VIII. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. El mecanismo de codo otorga a la prótesis un grado de libertad más, el movimiento de flexión-extensión. El rango total que este obtiene es de 137° , el cual se asemeja suficiente al promedio de un brazo humano de 145° .
2. Las pruebas iniciales mostraron que el peso a levantar en la palma de la mano era de 0.5 lb (226.80 g). Éstas se realizaron con una fuente de poder que otorga 6 V, el motor trabaja a su máximo torque a 7.4 V. Para aumentar la capacidad del mecanismo de codo se realizaron ajustes a la prótesis, los cuales consistieron en reducir el peso y la longitud al remover material. Las pruebas finales mostraron un aumento en la capacidad de peso a 1.2 lb (544 g).
3. El mecanismo de codo utiliza el servomotor HS-7980TH de la empresa HITEC RCA Korea como la fuente de poder por ser bastante practico para su control y por su tamaño compacto y ligero. Este servomotor es el de mayor torque que la empresa ofrece.
4. A pesar de optar por utilizar el servomotor de mayor torque, este no otorgó el torque necesario para el mecanismo por lo que se utilizó un mecanismo de engranes cuya relación de 1 a 1.3 permitió aumentar el torque al necesario.
5. Cuando se cotizó el servomotor, el fabricante ofrecía un torque de 46 kg·cm, el valor real que el servomotor otorga es de 44 kg·cm. Esto junto al mecanismo de engranajes otorga un torque de 57.2 kg·cm, el cual es menor al establecido por medio de los calculados de 58.54 kg·cm. Esto redujo la capacidad del mecanismo en 1.34 kg·cm
6. El mecanismo de codo está formado por tres diferentes materiales que comparten características como bajo peso, altas resistencias mecánicas y bajo costo, pero que también aportan cualidades extras. Estos materiales son la aleación de aluminio 6061 T6, y los plásticos de ingeniería Plastidur UHMW que es auto lubricado y el Ensilon Nylon 6/6 que es el plástico de ingeniería de mayor resistencia a la flexión de venta en Guatemala.

7. La mayoría de piezas del mecanismo se fabricaron con la máquinas herramientas tradicionales pues éstas permiten fabricar piezas de baja producción en poco tiempo y relativo bajo costo. Se utilizó una fresadora CNC para maquinar los soportes laterales por tener estos geométricas complicadas, las cuales son difíciles de maquinar en las máquinas herramientas tradicionales.
8. En el proceso de diseño se recomienda diseñar las piezas teniendo en mente que estos se puedan maquinar en las máquinas herramientas tradicionales para disminuir el tiempo de fabricación y los costos de éstos.
9. A pesar de que en Guatemala el sistema oficial de medidas es el SI, se recomienda utilizar el sistema inglés pues debido a la gran influencia en el mercado Americano existen más opciones en piezas y repuestos en medidas inglesas. Incluso suelen ser de menor precio.
10. El tiempo para desarrollar el mecanismo, el cual abarca desde el planteamiento del problema hasta la puesta en funcionamiento de la prótesis, también fue una limitante ya que sólo se contó con un año para realizar todo el trabajo. Debido a que el tiempo no lo permitía y la cantidad de estudiantes involucrados fue de solamente cuatro personas se optó por utilizar un servomotor de modelismo en el mecanismo, cuando lo ideal hubiera sido diseñar la fuente de poder que cumpliera a cabalidad con los requerimientos del mecanismo. El servomotor utilizado es el de mayor torque que existe en el momento y sólo tiene un máximo de giro de 180° , en cambio al diseñar un motor para el mecanismo se hubiera buscado encontrar una opción para aumentar el torque y el máximo de giro al requerido por el diseño.
11. En las pruebas finales de la prótesis de mano, se observó que los resortes tanto del dedo índice como del dedo de en medio habían perdido su fuerza retráctil por lo que se buscó un recurso para corregir esto. La solución que se encontró es utilizar hules en ambos dedos que cumplen la función de tendones. Al flexionarse el dedo los hules se estiran y por ende generan una

tención, al dejarse de flexionar el dedo la tensión del hule devuelve al dedo a su posición original.

12. Se diseñó y fabricó el mecanismo de muñeca capaz de producir el movimiento de flexión-extensión de la muñeca.
13. Se diseñó y fabricó el mecanismo de pronosupinación del antebrazo capaz de producir dicho movimiento.
14. Se diseñó un elemento de sujeción para que la prótesis pueda ser portada por un paciente.
15. Los componentes de la prótesis fueron diseñados en base a medidas promedio de brazos, por lo que la prótesis no está diseñada para una persona en específico. Debido a esto, cuando una persona pierde un miembro, la prótesis debe ser diseñada específicamente para esa persona y los componentes presentados en este trabajo deberán ser modificados.
16. Uno de los limitantes principales que se tuvo en la realización del proyecto fue encontrar servomotores con dimensiones relativamente pequeñas comparadas a un brazo y con la capacidad suficiente para proveer el torque necesario para levantar objetos de mayor peso que el presentado en este trabajo. Una de las recomendaciones para futuros proyectos de esta índole es diseñar y fabricar los servomotores de acuerdo a los requerimientos de diseño iniciales o utilizar otro tipo de motores.
17. La muñeca y el mecanismo de pronosupinación son sistemas dinámicos, puesto que en las articulaciones reales, las cargas que son soportadas por la mano son variables en el tiempo, los movimientos de estas articulaciones provocan aceleraciones que implican fuerzas de inercia adicionales relacionados a los cuerpos cargados por la mano. En operación normal las aceleraciones son pequeñas por lo que las fuerzas de inercia también lo son. Estos componentes fueron analizados como articulaciones en estado cuasi-estático por lo que los mecanismos funcionan bien en trabajos de operación normal.
18. El costo aproximado de los componentes de pronosupinación y del mecanismo de muñeca es de 3,367 quetzales.

19. El peso de los componentes del antebrazo desde el codo hasta la mano es de 1.6 kilogramos.
20. La capacidad de la muñeca y del mecanismo de pronosupinación es de 2 libras.
21. La velocidad máxima del mecanismo del mecanismo de pronosupinación es de 0.14seg/60 grados sin carga.
22. La velocidad máxima del mecanismo del mecanismo de pronosupinación es de 0.19seg/60 grados sin carga.
23. El mecanismo de pronosupinación consta de cuatro componentes fabricados, un cojinete y un servomotor. La dimensión total del mecanismo se puede representar como un cilindro de 80mm de diámetro y 67.6mm de largo.
24. El mecanismo de la muñeca consta de dos componentes fabricados, el componente de alojamiento y el árbol de transmisión, cuenta además con dos rodamientos. La dimensión total del mecanismo se puede representar como un cilindro de 64mm de diámetro y 78mm de largo.
25. Los principales repuestos del mecanismo de pronosupinación son el rodamiento 6206ZZ y el servomotor Hitec HS-225BB.
26. Los principales repuestos del mecanismo de la muñeca son dos rodamientos 606ZZ, el servomotor Hitec HS-5955TG, una polea de 14 surcos y 3mm de paso, una polea de 10 surcos y 3mm de paso y una faja de 3mm de paso con una longitud de 2.936 pulgadas.
27. Se recomienda fabricar los componentes con otros materiales como fibra de carbono que es un material sumamente ligero y resistente, o de algún otro material con características similares.
28. Se recomienda diseñar en el mecanismo de la muñeca un sistema que mantenga la posición de la mano y así evitar que sea el servomotor el que realice esta función.
29. Se recomienda seguir la línea de investigación para hacer mejoras en los diseños y en los materiales escogidos.

30. Un sistema de control basado en diagrama de estados, hace que todo el sistema en sí sea robusto, versátil y funcional, gracias a los diferentes estados que este puede tener. Se pudo implementar tanto movimientos individuales como secuencia de los mismos. El diagrama de estados está abierto para modificaciones, tanto para eliminar movimientos como para agregar más, siempre utilizando la misma interfaz física.
31. Para que el usuario pueda utilizar el sistema de control basado en diagrama de estados, este debe ser capacitado para el manejo de la prótesis así mismo, debe conocer todos los posibles estados de la prótesis y cuales puntos de presión hacen una transición válida.
32. Con el sistema de control basado en puntos de presión se logra realizar movimientos o conjunto de movimientos más rápido, ya que los movimientos no se deben ejecutar en una secuencia predefinida, como lo es en el caso de la utilización de diagramas de estados.
33. Caso contrario al sistema de control basado en diagramas de estados, para el que el usuario pueda controlar la prótesis, este debe saber únicamente que movimiento hay en cada punto de presión, por lo que no es necesario una capacitación.
34. El utilizar sensores FSR en ambos sistemas de control, ayuda a que los mismos se puedan adaptar según los requerimientos que el usuario necesite, esto hace que la gama de usuarios potenciales para esta prótesis sea más amplia. Así mismo, a que la prótesis no sea enfocada a un tipo de usuario potencial en específico, haciendo que el control de la prótesis sea personal.
35. Utilizar la misma codificación para ambos sistemas de control, hace que la prótesis sea adaptativa, ya que el usuario puede escoger entre los dos sistemas de control y/o intercambiar entre ellos, la prótesis replicará los movimientos según la capacidad del sistema control. Cabe mencionar que, si se mantiene la codificación propuesta, la prótesis queda abierta para futuras mejoras e implementaciones de nuevos sistemas de control.

36. Todo lo aspectos de la prótesis se implementaron pensando en cambios y/o futuras mejoras, dejando así abiertas varias líneas de investigación, tanto en los sistemas de control como en la prótesis en sí.
37. Como una futura mejora, se puede implementar un sistema de control híbrido, es decir unir ambas interfaz físicas, para obtener más puntos de presión o para tener los puntos de presión ordenados, este sistema de control híbrido podría llegar a ser útil si se desea replicar más movimientos con la prótesis.
38. Este proyecto de investigación permitió que cuatro estudiantes de las carreras de Ingeniería Electrónica e Ingeniería Mecánica integraran los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera y logran consolidarlos diseñando y fabricando una prótesis biónica transhumeral.
39. Con este proyecto se le dio continuidad a una rama de investigación poco frecuentada en Guatemala: la biónica. Este proyecto posee un alto potencial para causar un gran impacto social, ayudando al desarrollo de prótesis que algún día podrían ser utilizadas por una persona discapacitada.
40. Se diseñó y desarrolló un sistema de control de bajo nivel, el cual actúa de manera automática monitoreando la fuerza en el agarre. Dicho sistema basa sus decisiones en la información proveniente del Sistema Sensorial Artificial.
41. Se diseñó y desarrolló un Sistema Sensorial Artificial que obtiene una interpretación de la interacción de la yema de los dedos de la prótesis con objetos externos y la posición respectiva de cada uno de ellos. Estas tareas se llevan a cabo por dos sub-sistemas: el Sistema Propioceptivo Artificial y el Sistema Exteroceptivo Artificial.
42. Se diseñó y desarrolló un Sistema Propioceptivo Artificial al medir el voltaje de retroalimentación que utilizan los servomotores para posicionarse adecuadamente. Éste brinda la posición de los motores en todo momento y contribuye a la estabilidad en el posicionamiento de la mano. Sin embargo, el ruido eléctrico ocasionado por los servos hace que esta señal fluctúe lo que vuelve inestable el Sistema de Control. Es por esta razón que no se ha implementado su uso en el proyecto.

43. Se diseñó y desarrolló un Sistema Exteroceptivo Artificial utilizando resistencias sensoras de fuerza. Éstas, en conjunto con los elementos utilizados para el procesamiento de señales, satisfacen las características electromecánicas que se supone debería tener un sistema de sensores: el bajo consumo de potencia, el bajo peso y el reducido tamaño.
44. Se implementó un circuito divisor de voltaje con una resistencia de $5k\Omega$ como interfaz entre los sensores y el Sistema de Control. Utilizar este valor de resistencia hace que el rango en los voltajes de salida sea mayor, permitiéndole así al Sistema de Control basar sus decisiones en una mayor cantidad de datos.
45. Se diseñó y desarrolló un sistema de control que optimiza el manejo de los tiempos para la comunicación y el control de los módulos PWM al dividir las tareas en dos bloques y repartir el tiempo de procesamiento.
46. El protocolo de comunicación implementado resultó ser el adecuado para este proyecto, ya que el hecho que la comunicación se lleve a cabo de manera asíncrona permite reducir la complejidad del circuito al eliminar el hilo de la señal de reloj. Dicho protocolo está diseñado especialmente para trabajar a distancias cortas, lo cual lo hace ideal para ser implementado en este proyecto debido al reducido tamaño de los circuitos.

IX. BIBLIOGRAFÍA

- Behnke, S., & Schreiber, M. (4 de Diciembre de 2006). Digital Position Control for Analog Servos. Freiburg, Alemania.
- Belfiore, M. (4 de abril de 2008). *Dispatches from the Final Frontier*. Recuperado el 10 de octubre de 2010, de <http://michaelbelfiore.blogspot.com/2008/04/darpas-bionic-arm-project.html>
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica*. D.F.: Shingley.
- Cases, A. J. (1985). *Cuadernos de fisiología articular*. México D.F.: Masson Editores, S. de R.L. d C.V.
- Coy, J. J., & Townsend, D. P. (1985). *Gearing*. Ohio: NASA.
- Palacios, E., Remiro, F., & Lopez, L. J. (2009). *Microcontrolador PIC16F84*. Madrid: RA-MA.
- Racso. (18 de diciembre de 2008). *Wikipedia*. Recuperado el 10 de octubre de 2010, de <http://es.wikipedia.org/wiki/Archivo:ControlServo.svg>
- Ríos, P., Flores, I., & Juárez, A. (2004). Robótica y Prótesis Inteligentes. *Revista Digital Universitaria*, 15.
- Spotts, M. (1976). *Proyecto de elementos de máquinas*. Englewood: Printice-Hall, inc.
- Touch Bionics Inc. (2010). *Touch Bionics™*. Recuperado el 20 de Mayo de 2010, de www.touchbionics.com

X. GLOSARIO

Abducción: también llamado inclinación radial, es el movimiento de la muñeca cuando se aleja del eje del cuerpo y su borde externo o borde radial (el del pulgar) forma, con el borde externo del antebrazo, un ángulo obtuso abierto hacia fuera.

ADC (Analogto Digital Conversion): Es un dispositivo electrónico que convierte una entrada analógica de voltaje a un número digital. La salida digital puede usar diferentes esquemas de codificación, como binario; generalmente es expresado en bits.

Aducción: también llamado inclinación cubital, es el movimiento de la muñeca cuando se acerca al eje del cuerpo y su borde interno o borde cubital (el del meñique) forma, con el borde interno del antebrazo, un ángulo obtuso abierto hacia dentro.

Amputación: es el corte y separación de una extremidad del cuerpo mediante traumatismo (también llamado avulsión) o cirugía.

Antropometría: rama de la antropología biológica que estudia las dimensiones y medidas humanas con el propósito de comprender los cambios físicos del hombre y las diferencias entre sus razas y sub-razas.

Antropomorfismo: se dice de la acción de aplicar cualidades humanas a objetos inanimados, es la atribución de características y cualidades humanas a otros animales no humanos, a objetos o a fenómenos naturales.

Arista: (en computación) línea que une dos estados, si la transición es válida.

Articulación: Anatómicamente hablando, se refiere a la unión entre dos o más huesos próximos, que constituyen los puntos de unión del esqueleto y producen movimientos mecánicos. Sensor: Entradas o mejor conocidos como transductores electrónicos que toman las señales del mundo físico y las convierten en señales de corriente o voltaje.

Baud Rate: Es el número de unidades de señal por segundo.

Bidireccional: En dos direcciones.

Biomateriales: Es una sustancia farmacológicamente inerte diseñada para ser implantada o incorporada dentro del sistema vivo.

Biónica: Ciencia que estudia el diseño de componentes que funcionan con principios observados en los seres vivos, con aplicaciones de la ingeniería y tecnología moderna para brindar soluciones biológicas.

Byte: Es la unidad fundamental de datos expresada como una secuencia de bits continuos; equivalente a ocho bits.

Codificación: Cambio de lenguaje o de código lingüístico sin modificar el contenido.

Compilador: Programa o herramienta, encargada de tomar un código fuente escrito en un lenguaje de alto nivel y traducirlo a un lenguaje máquina.

Corriente: Se debe a un movimiento, o flujo de carga por unidad de los electrones en el interior del material.

Electromiografía: es el estudio de la actividad bioeléctrica de los músculos del esqueleto. Es un método utilizado para registrar los cambios de potencial eléctrico que se producen por la contracción voluntaria de los músculos.

Engranaje: es un conjunto de piezas que engranan. Es el conjunto de por lo menos dos engranes que son concurrentes.

Engrane interior: en este caso los dientes del engrane están entallados en el interior del anillo, en vez del exterior.

Engrane: nombre que se le da a una rueda dentada.

Estado (referente a diagrama de estados): Un estado es la condición de un objeto en un momento determinado.

Extensión: Aumento en el ángulo de una articulación.

Fisionomía: Aspecto particular de alguna para en particular de una persona

Flexión: Disminución en el ángulo de una articulación.

Frecuencia de operación: Frecuencia a la que opera un dispositivo o un sistema

Interfaz (física): Es la capacidad que el usuario posee de comunicarse con una máquina, un equipo; en este caso, una prótesis. Comprende, que la información vaya desde la voluntad de la persona a la acción de la prótesis.

Interruptor normalmente abierto o pushbutton: Su función consiste en determinar la posición o el estado de un proceso automático, conecta el circuito cuando el relé es activado; el circuito se desconecta cuando el relé está inactivo.

Microcontrolador: Son diseñados para aplicación de control de máquinas; frente a datos de entrada, sigue un algoritmo dado por el programador y cambia su estado interior.

Mioeléctrico: que sustituye a un músculo y tiene un funcionamiento eléctrico.

Muñón: Amputación incompleta o parcial de un miembro, que permanece unida al cuerpo.

Parámetros: Valor numérico o dato fijo que se considera en el estudio o análisis de una cuestión.

Potenciómetro: es un resistor al que se le puede variar el valor de su resistencia.

Pronosupinación: es el movimiento de rotación del antebrazo en torno a su eje longitudinal.

Protésica: Persona que se dedica profesionalmente a la fabricación e implantación de prótesis

Prótesis: Es un elemento desarrollado con el fin de mejorar o reemplazar una función, una parte o un miembro completo del cuerpo humano.

Prototipo: Ejemplar, representación, o diseño para una demostración de cualquier tipo de alguna cosa que se toma como modelo para crear otros de la misma clase, o sencillamente para evaluar el modelado y desarrollo de un proyecto.

Rango: Amplitud de la variación de un fenómeno entre un mínimo y un máximo claramente especificados.

Resistencia: Es un dispositivo electrónico que se opone al paso de una corriente.

Servomotor: Es un dispositivo similar a un motor de corriente continua que tiene la capacidad de ubicarse en cualquier posición dentro de su rango de operación, y mantenerse estable en dicha posición.

Topología: Se define como la cadena de comunicación usada por los nodos que conforman una red para comunicarse, determina la configuración de las conexiones entre nodos.

Transhumeral: Literalmente, significa la existencia de una amputación arriba del codo.

Voltaje: Es una magnitud física que impulsa a los electrones a lo largo de un conductor en un circuito eléctrico cerrado, provocando el flujo de una corriente eléctrica.