



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

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

TEMA:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MECANISMO PARA RECUPERACIÓN DE
ENERGÍA EN UNA PRÓTESIS BIOMECÁNICA DE TOBILLO – PIE.”**

AUTOR: MILTON DAVID ESTRELLA FUEL

DIRECTOR: DAVID OJEDA, PhD

IBARRA - ECUADOR

2018



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

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

IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

La UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE dentro del proyecto repositorio digital institucional, determinó la necesidad de disponer de textos completos en formato digital con la finalidad de apoyar los procesos de investigación, docencia y extensión de la universidad.

Por medio del presente documento dejo sentada mi voluntad de participar en este proyecto, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DEL CONTACTO	
Cédula de Identidad	100353670-1
Apellidos y Nombres	Estrella Fuel Milton David
Email	mdestrellaf@utn.edu.ec
Dirección	Ibarra
Teléfono Móvil	0960103263

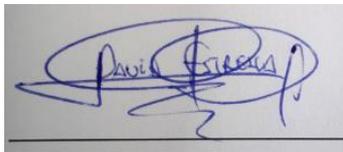
DATOS DE LA OBRA	
Título	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MECANISMO PARA RECUPERACIÓN DE ENERGÍA EN UNA PRÓTESIS BIOMECÁNICA DE TOBILLO – PIE.
Autor	Estrella Fuel Milton David
Fecha	Marzo del 2018
Programa	Pregrado
Título por el que aspira	Ingeniería en Mecatrónica
Director	David Ojeda, PhD

AUTORIZACIÓN DE USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD

Yo, Estrella Fuel Milton David, con cédula de identidad N° 100353670-1, en calidad de autor y titular de los derechos patrimoniales de la obra o trabajo de grado descrito anteriormente, hago entrega del ejemplar respectivo en forma digital y autorizo a la Universidad Técnica del Norte, la publicación de la obra en el repositorio digital institucional y uso del archivo digital en la biblioteca de la universidad con fines académicos, para ampliar la disponibilidad de material y como apoyo a la educación, investigación y extensión, en concordancia con la Ley de educación Superior Artículo 144.

Ibarra, a los 20 días del mes de marzo del 2018

EL AUTOR:



Nombre: Milton David Estrella Fuel

Cédula: 100353670-1



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente Trabajo de Grado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MECANISMO PARA RECUPERACIÓN DE ENERGÍA EN UNA PRÓTESIS BIOMECÁNICA DE TOBILLO – PIE”, fue desarrollado por el egresado Milton David Estrella Fuel, bajo mi supervisión, lo cual certifico en honor a la verdad.

David Ojeda, PhD

DIRECTOR



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CONSTANCIAS

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

Ibarra, a los 20 días del mes de marzo del 2018

EL AUTOR:

Nombre: Milton David Estrella Fuel

Cédula: 100353670-1



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

DECLARACIÓN

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

Milton David Estrella Fuel

C.I. 100353670-1



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

DEDICATORIA

A mis padres Narcisa Marisol Fuel Quelal y Milton Washington Estrella Portilla por su apoyo incondicional, consejos, motivación e inspiración para la finalización de esta etapa de vida ya que siempre estuvieron a mi lado en los buenos y malos momentos.

A mis hermanos, tíos y abuelitos por estar siempre conmigo ayudándome y apoyándome en lo que podían.

Milton David.



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

AGRADECIMIENTO

Agradezco en especial a mis padres, hermanos y abuelitos por brindarme su apoyo incondicional durante este tiempo de formación y culminación de estudios.

Al personal docente y administrativo de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas, en especial a Zamir Mera y David Ojeda, por compartir sus conocimientos y ser mi guía para la culminación de este proyecto.

Milton David.

RESUMEN

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MECANISMO PARA RECUPERACIÓN DE ENERGÍA EN UNA PRÓTESIS BIOMECÁNICA DE TOBILLO-PIE.

El presente trabajo tiene como objetivo determinar, diseñar y construir un mecanismo recuperador de energía para prótesis biomecánicas de tobillo – pie para personas con un tipo de amputación transtibial (bajo la rodilla); con la principal finalidad de llevar a cabo una fabricación a nivel nacional buscando así mejorar su disponibilidad y accesibilidad.

El trabajo parte de un diseño dirigido a personas mayores de 20 años y con un peso de hasta 70 kg, el cual permitirá realizar una marcha lenta (moderada menor o igual a $0,9 \text{ m/s}^2$) sobre una superficie plana con una recuperación de energía en forma mecánica gracias a la deformación de un resorte, seguido por el modelado 3D y simulación a través de un software computacional, finalizando con la manufactura y ensayo del mecanismo.

Una vez fabricado el mecanismo se realizaron ensayos mecánicos con el fin de evaluar el comportamiento y verificar los resultados que se deseaban alcanzar en el proceso de recuperación de energía durante la marcha.

ABSTRACT

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A MECHANISM FOR ENERGY RECOVERY IN A BIOMECHANICAL PROSTHETIC ANKLE-FOOT.

The objective of this work is to determine, design and construct an energy recovery mechanism for foot ankle biomechanical prostheses for people with a type of transtibial amputation (below the knee); with the main purpose of carrying out a manufacturing at a national level looking to improve its availability and accessibility.

The work is based on a design aimed at people over 20 years old and with a weight of up to 70 kg, which will allow you to perform a slow march (moderate less than or equal to 0.9 m/s^2) on a flat surface with a recovery of energy in mechanical form thanks to the deformation of a spring, followed by 3D modeling and simulation through a computer software, ending with the manufacture and testing of the mechanism.

Once the mechanism was manufactured, mechanical tests were carried out in order to evaluate the behavior and verify the results that were desired to be achieved in the process of energy recovery during the march.

ÍNDICE GENERAL

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN	IV
CERTIFICACIÓN.....	VII
CONSTANCIAS	VI
DECLARACIÓN	VII
DEDICATORIA.....	VIII
AGRADECIMIENTO	IX
RESUMEN.....	X
ABSTRACT.....	XI
ÍNDICE GENERAL	XII
CAPÍTULO I.....	17
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	17
1.2 OBJETIVOS	19
1.2.1 Objetivo General.....	19
1.2.2 Objetivos Específicos.....	19
1.3 JUSTIFICACIÓN	20
1.4 ALCANCE.....	21
CAPÍTULO II	23
2.1 INTRODUCCIÓN	23
2.2 ANTECEDENTES	23
2.2.1 Evolución de las prótesis pie-tobillo.....	23
2.2.2 Historia.....	23
2.2.3 Del 1 A.C. al 424 A.C.....	24
2.2.4 Edad Media (476 a 1000).....	24
2.2.5 El Renacimiento (1400 a 1800)	24
2.2.6 Principios, medianos y fines de 1500.....	25
2.2.7 Siglos XVII al XIX	25
2.2.8 Hacia los tiempos modernos	26
2.2.8.1 Prótesis convencionales tobillo y pie	27
2.3 LA ENERGÍA.....	28
2.3.1 Pérdida de energía.....	28
2.3.2 Energía potencial.....	28
2.3.3 Energía cinética.....	29
2.3.4 Mecanismos para la obtención de energía en el ser humano	29
2.4 FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA ANATÓMICA	29
2.4.1 Análisis biomecánico de las articulaciones.....	29

2.4.2	Anatomía del tobillo-pie	30
2.4.3	Biomecánica del tobillo y el pie.....	31
2.4.4	Análisis del ciclo de marcha del tobillo-pie	32
2.4.5	Fases del ciclo de marcha.....	33
2.4.5.1	Fase de apoyo: 60% del ciclo:.....	34
2.4.5.1.1	Control flexión plantar (CP)	34
2.4.5.1.2	Control dorsiflexión (CD).....	34
2.4.5.1.3	Potencia flexión plantar (PP)	34
2.4.5.2	Fase de oscilación: 40% del ciclo:	34
2.4.5.2.1	Fase de oscilación (SP)	34
2.4.6	Marcha de un amputado transtibial.....	35
2.4.6.1	Nivel de actividad física.....	35
2.4.6.1.1	Grado de movilidad Nivel 1.....	35
2.4.6.1.2	Grado de movilidad Nivel 2.....	36
2.4.6.1.3	Grado de movilidad Nivel 3.....	36
2.4.6.1.4	Grado de movilidad Nivel 4.....	36
CAPÍTULO III.....		37
3.1	METODOLOGÍA	37
3.1.1	INVESTIGACIÓN Y RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN.....	37
3.1.2	GENERACIÓN DE BOSQUEJOS.....	37
3.1.3	MODELADO DEL DISEÑO	37
3.1.4	SELECCIÓN DE MATERIALES	38
3.1.5	ADQUISICIÓN Y MANUFACTURA.....	38
3.1.6	ENSAMBLAJE DEL MECANISMO	38
CAPÍTULO IV		39
4.1	DISEÑO MECÁNICO.....	39
4.1.1	ESPECIFICACIONES DE DISEÑO	39
4.1.2	PARÁMETROS DE DISEÑO	39
4.2	DISEÑO MECÁNICO GENERAL	40
4.2.1	ANÁLISIS Y SÍNTESIS DE MECANISMO RECUPERADOR DE ENERGÍA.....	40
4.3	DISEÑO DEL RESORTE HELICOIDAL A EXTENSIÓN	41
4.3.1	Cálculo del torque a aplicarse en el CD por medio del resorte	41
4.3.2	Constante de rigidez del resorte helicoidal a extensión	41
4.3.3	Deflexión del resorte helicoidal a extensión	42
4.3.4	Fuerza del resorte helicoidal a extensión	42
4.3.5	Energía potencial elástica del resorte helicoidal a extensión	42
4.3.6	Índice del resorte helicoidal a extensión	42
4.3.7	Selección del material para fabricación del resorte helicoidal a extensión.....	42

4.3.8	Selección del diámetro del alambre para el resorte helicoidal a extensión	43
4.3.9	Diámetro medio de espira del resorte helicoidal a extensión	43
4.3.10	Precarga para las espiras del resorte helicoidal a extensión	43
4.3.11	Esfuerzo inicial de la espira del resorte helicoidal a extensión	43
4.3.12	Fuerza de precarga inicial de la espira del resorte helicoidal a extensión	43
4.3.13	Número de espiras activas del resorte helicoidal a extensión	43
4.3.14	Número total de espiras del resorte helicoidal a extensión	44
4.3.15	Longitud del cuerpo del resorte helicoidal a extensión	44
4.3.16	Oscilación del resorte helicoidal a extensión	44
4.3.17	Ciclos de vida útil del resorte helicoidal a extensión	44
4.3.18	Peso total del resorte helicoidal a extensión	44
4.3.19	Factor de seguridad del resorte helicoidal a extensión	44
4.3.19.1	Resistencia máxima a la tensión del resorte helicoidal a extensión	44
4.3.19.2	Cálculo de la fluencia cortante – cuerpo del resorte	44
4.3.19.3	Cálculo de la fluencia cortante – extremo del resorte a torsión	45
4.3.19.4	Cálculo de la fluencia cortante – extremo del resorte a flexión	45
4.3.19.5	Factor de seguridad para el cuerpo del resorte helicoidal a extensión	45
4.3.19.6	Factor de seguridad para el gancho del resorte a torsión	45
4.3.19.7	Factor de seguridad para el gancho del resorte a flexión	45
4.4	DISEÑO DEL RESORTE HELICOIDAL A TORSIÓN	45
4.4.1	Diámetro del alambre para el resorte helicoidal a torsión	46
4.4.2	Número equivalente de espiras del resorte helicoidal a torsión	46
4.4.3	Número total de espiras del resorte helicoidal a torsión	46
4.4.4	Momento en las espiras del resorte helicoidal a torsión	46
4.4.5	Constante del resorte helicoidal a torsión	46
4.4.6	Fuerza del resorte helicoidal a torsión	46
4.4.7	Longitud del cuerpo del resorte helicoidal a torsión	46
4.4.8	Oscilación del resorte helicoidal a torsión	47
4.4.9	Ciclos de vida útil del resorte helicoidal a torsión	47
4.4.10	Peso total del resorte helicoidal a torsión	47
4.4.11	Factor de seguridad del resorte helicoidal a torsión	47
4.4.11.1	Resistencia máxima a la tensión del resorte helicoidal a torsión	47
4.4.11.2	Cálculo de la resistencia cortante – cuerpo del resorte	47
4.4.11.3	Factor de seguridad del resorte helicoidal a torsión	47
4.5	DISEÑO DEL MECANISMO FRENO – EMBRAGUE	48
4.5.1	Evolución del mecanismo freno – embrague	48
4.5.1.1	Primer prototipo	48
4.5.1.2	Segundo prototipo	48

4.5.1.3	Tercer prototipo.....	49
4.5.2	Diseño final del mecanismo freno - embrague	50
4.5.3	Diseño del marco del mecanismo	50
4.5.4	Diseño de la rueda – freno del mecanismo	51
4.5.5	Diseño de la polea – embrague del mecanismo	52
4.5.6	Selección de rodamientos.....	53
4.5.7	Selección del material	53
4.6	ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS	54
4.6.1	Condiciones de frontera	54
4.6.2	Cubierta del mecanismo freno – embrague.....	55
4.6.2.1	Análisis de convergencia de tensión Von Mises.....	55
4.6.3	Eje del mecanismo freno – embrague.....	57
4.6.3.1	Análisis de convergencia de tensión Von Mises.....	57
4.6.4	Rueda – freno del mecanismo	59
4.6.4.1	Análisis de convergencia de tensión Von Mises.....	60
4.6.5	Pasador – junta del mecanismo freno – embrague.....	62
4.6.5.1	Análisis de convergencia de tensión Von Mises.....	62
4.6.6	Polea – embrague del mecanismo	64
4.6.6.1	Análisis de convergencia de tensión Von Mises.....	64
	CAPÍTULO V.....	67
5.1	ANÁLISIS DE RESULTADOS	67
5.1.1	MANUFACTURA.....	67
5.1.2	ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS	69
5.1.3	RECUPERACIÓN DE ENERGÍA DEL MECANISMO	70
5.1.4	DESCRIPCIÓN DE LOS RESULTADOS.....	70
	CAPÍTULO VI.....	73
6.1	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	73
6.1.1	CONCLUSIONES	73
6.1.2	RECOMENDACIONES	74
	BIBLIOGRAFÍA.....	75
	ANEXOS.....	77
	ÍNCIDE DE ILUSTRACIONES	95
	ÍNDICE DE TABLAS.....	96
	ÍNDICE DE ANEXOS.....	96

CAPÍTULO I

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La carrera de Terapia Física Médica de la UTN, dentro del programa de atención integral a personas con discapacidad de la provincia de Imbabura, requiere el diseño y elaboración de dispositivos médicos, tales como órtesis, prótesis y ayudas técnicas especializadas; para cumplir con este requerimiento se hace necesaria la integración interdisciplinaria de conocimientos de las carreras de Ingeniería en Mecatrónica y Terapia Física Médica.

A nivel mundial, las amputaciones son reconocidas como un problema significativo de salud pública, las cuales pueden presentarse por diferentes causas y a cualquier edad. Las causas de las amputaciones varían por diferentes factores, como lo son los traumas (causa principal de las amputaciones), enfermedades vasculares, tumores, diabetes y en un porcentaje mínimo por malformaciones congénitas. Debido a estos factores, las amputaciones físicas realizadas con más frecuencia son la transtibial (por debajo de la rodilla) y la transfemoral (por encima de la rodilla). [1]

CONADIS “Consejo Nacional para la Igualdad de Discapacidades” presenta como datos estadísticos 2018 que en el Ecuador existen 433.169 personas con discapacidad registradas, de las cuales 202.216 presenta un tipo de discapacidad física; representando en función del género un 56.69% masculino, un 43.31% femenino, un 0.00% la comunidad GLBTI y en función de los grupos etarios un 0.62% (0 a 3 años), un 1.47% (4 a 6 años), un 3.71% (7 a 12 años), un 3.22% (13 a 17 años), un 9.53% (18 a 29 años), un 52.80% (30 a 65 años), un 28,64% (mayores a 65 años). [2]

Las prótesis pasivas de tobillo-pie sin recuperación de energía son las más accesibles (en función monetaria) dentro del mercado, dichas prótesis presentan muchas dificultades para

el usuario en el proceso de realizar la marcha, entre los principales se muestra patrones de asimetría reflejados en una disminución de la velocidad, disminución de la zancada, disminución del tiempo de apoyo, lo cual da como consecuencia un excesivo consumo de energía metabólica, causando así muchos problemas clínicos para para los usuarios de este tipo de prótesis con amputación transtibial. [3]

Las prótesis de tobillo-pie con recuperación de energía tienen un costo significativamente alto (en función monetaria) debido a sus sistemas de control, sistemas de potencia, material de construcción y principalmente sus mecanismos especializados en recuperación de energía que se encargan de mejorar el rendimiento de la marcha a través de transferencias de energías (función principal) y reducción del desplazamiento del centro de gravedad, lo cual, implica un menor consumo metabólico para el usuario de este tipo de prótesis con amputación transtibial. [3]

La construcción del mecanismo de recuperación de energía tiene la importancia y la necesidad de investigar e innovar el proceso de la marcha dentro de una superficie plana para personas con amputación transtibial, es decir, implicando llegar a una mejora en la fase de apoyo de la marcha para reducir así el consumo metabólico y permitiendo de esta manera a las personas que utilizan prótesis biomecánicas tobillo-pie puedan realizar sus actividades cotidianas sin ningún tipo de inconveniente.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo General

- Construir un mecanismo para recuperación de energía que permita optimizar la marcha en un terreno plano.

1.2.2 Objetivos Específicos

1. Determinar los parámetros y requisitos de funcionamiento del mecanismo para recuperación de energía.
2. Diseñar el mecanismo para recuperación de energía para prótesis biomecánicas de tobillo – pie haciendo uso de un software basado en el MEF.
3. Construir el mecanismo para recuperación de energía para prótesis biomecánica de tobillo – pie.
4. Realizar pruebas y correcciones del mecanismo.

1.3 JUSTIFICACIÓN

El objetivo 3 del Plan Nacional del Buen Vivir se refiere a mejorar la calidad de vida de la población, con la política de “Fortalecer los servicios de rehabilitación funcional de entrenamiento para la autonomía personal, respetando su contexto socio-cultural”; este proyecto se vincula con la creación de soluciones para mejorar la movilidad de personas con discapacidad y así desarrollar su inclusión en la sociedad.

Según la Constitución del Ecuador “Todas las personas son iguales y gozarán de los mismo derechos y oportunidades”, por esta razón, se debe ampararse en la tecnología para en cierta medida evitar que los derechos de las personas con alguna discapacidad sean vulnerados.

La carrera de Ingeniería en Mecatrónica propone diseñar prototipos de dispositivos médicos utilizando conceptos biomecánicos y tecnológicos aplicados a la salud y el bienestar ciudadano dando por ende la investigación en biomecánica interinstitucional debido a la cooperación de las facultades de Ciencias de la Salud e Ingeniería en Ciencias Aplicadas.

La investigación tiene como propósito la mejora continua de prototipos de prótesis, dando paso a la instauración de estudios en el área de la bioingeniería, con este fin, se está inicializando en la investigación de mecanismos para recuperación de energía y amortiguación en las arquitecturas mecánicas para la prótesis de tobillo – pie con amputación transtibial.

1.4 ALCANCE

Esta investigación tiene como finalidad el diseño y construcción de un mecanismo para recuperación de energía en prótesis biomecánicas de tobillo – pie con movimiento de flexo-extensión durante la fase de apoyo en la marcha sobre superficie plana.

El mecanismo será diseñado para realizar la recuperación de energía mecánica de deformación en un resorte, correspondiente a una marcha lenta con velocidad menor a $0,9 \text{ m/s}^2$ y será aplicado para personas mayores de 20 años.

La selección de materiales y algunas otras restricciones para el diseño y construcción del mecanismo para recuperación de energía se realizara en el transcurso de la investigación.

CAPÍTULO II

2.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se realiza el estudio del estado del arte sobre prótesis que han marcado un acontecimiento importante en el transcurso de la vida humana; además se analizará en prótesis transtibiales de miembro inferior la recuperación de energía mediante los diferentes tipos de mecanismos y actuadores que las rijan en el proceso de la marcha humana.

2.2 ANTECEDENTES

2.2.1 Evolución de las prótesis pie-tobillo

La evolución de las prótesis es increíblemente extensa y a su vez plagada de varias historias, como lo son desde sus comienzos primitivos, seguido por un sofisticado presente y versiones increíblemente futuristas. Algunas ideas e invenciones se han desarrollado y han funcionado exhaustivamente desde la antigüedad, mientras que otras se han dejado de lado o se han vuelto obsoletas al igual que sucede como en cualquier otro campo de investigación. [4].

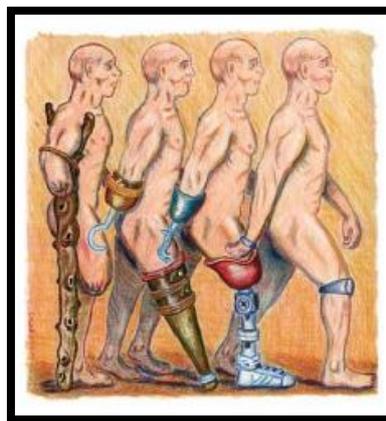


Figura 2.1 Evolución de las prótesis
Fuente: [4]

2.2.2 Historia

El extenso y complejo camino hacia el desarrollo de una pierna biomecánica ha estado en un constante cambio evolutivo; las prótesis se han ido perfeccionando, de tal manera que se

a llegando a la creación de modelos personalizados, los cuales se encuentran reflejados en los dispositivos actuales pero a un alto precio económico. Para apreciar todo el camino que se ha recorrido en el desarrollo de la prótesis se debe remontar hacia los antiguos egipcios. [4]

2.2.3 Del 1 A.C. al 424 A.C.

En Capua, Italia se desenterró una pierna artificial, la cual estaba elaborada de madera, con una cubierta de bronce y ataduras de piel que data de los años 300 A.C. [5]. Cabe destacar también otro acontecimiento importante sobre una plantilla de madera que data del año 424 A.C [4].

2.2.4 Edad media (476 a 1000)

La mayoría de las prótesis elaboradas en esa época se utilizaban para esconder deformidades o heridas producidas en el campo de batalla (manos y piernas) [4] .

En diseño y creación eran más cosméticas que funcionales y eran realizadas principalmente por comerciantes, armeros y relojeros, quienes tenían un considerado conocimiento del cuerpo humano ya que particularmente eran buenos para agregar funciones internas especiales como resortes, engranajes, etc. [6]



Figura 2.2 Representación edad media
Fuente: [6]

2.2.5 El renacimiento (1400 a 1800)

En el renacimiento surgieron nuevas perspectivas que incluían tanto a la medicina, ciencia, filosofía y arte; con lo cual se forjó nuevos descubrimientos en los entornos romanos

y griegos relacionados con la protésica, las cuales se volvieron más funcionales y eran elaboradas a base de hierro, acero, cobre y madera. [5]



Figura 2.3 Prótesis en el renacimiento
Fuente: [6]

2.2.6 Principios, medianos y fines de 1500

A principios de los 1500, se elaboraron un par de manos tecnológicamente avanzadas, constaban de una serie de mecanismos que ayudaban a la simulación de movimientos.

A mediados de los 1500 el cirujano del ejército francés Ambroise Paré introdujo modernos procedimientos de amputación y a su vez la elaboración de prótesis con características de ingeniería para amputados de extremidades superiores e inferiores; las cuales todavía se las utilizan como base en los dispositivos actuales. [4]

2.2.7 Siglos XVII al XIX

En 1696, Pieter Verduyn asentaría las primeras bases de mecanismo de articulación, con las cuales se desarrolló la primera prótesis por debajo de la rodilla sin mecanismo de bloqueo. [4]

En 1800, James Potts diseñó una prótesis que simulaba el movimiento desde la rodilla hasta el tobillo, estaba constituida por una pantorrilla de madera, articulación de rodilla de acero y un pie articulado. [6]

En 1863, Dubois Parmlee desarrolló una prótesis avanzada que consistía en un encaje de succión, una rodilla policéntrica y un pie multi-articulado; más tarde surgió por primera vez el uso del aluminio, con lo cual el 1912 se elaboró la primera prótesis de aluminio. [4].



Figura 2.4 Pierna Selpho
Fuente: [4]

2.2.8 Hacia los tiempos modernos

Las prótesis actuales se fabrican de diversos materiales, tales como el plástico, aluminio, titanio y materiales compuestos, buscando así una mayor funcionabilidad y comodidad a los amputados. Además permiten proporcionar una funcionabilidad casi natural en la marcha humana gracias a microprocesadores, chips informáticos y entre otras tecnologías. Estas prótesis son más reales pero significativamente más costosas. [4]

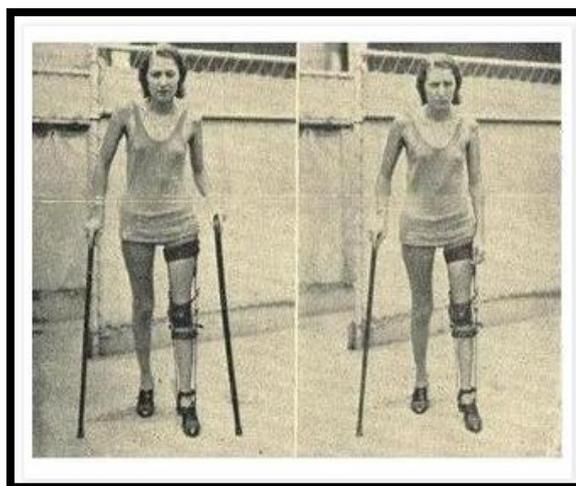


Figura 2.5 Prótesis semi-moderna
Fuente: [6]

A lo largo de la historia en el mundo se vio la necesidad de suplir ciertas incapacidades y a partir de la tecnología lograr una mejora; desde el punto de vista individual, el hombre ha sentido la necesidad de suplir la falta de alguno de sus miembros por distintas razones y desde el punto de vista social, la propia sociedad, a través de su modo de vida, ha generado sus propias necesidades sanitarias, como así también la solución para las mismas. [7]



Figura 2.6 Prótesis moderna especializada
Fuente: [7]

2.2.8.1 Prótesis convencionales tobillo y pie

Prótesis convencionales tobillo y pie utilizados por amputados de miembros inferiores se pueden dividir en dos categorías principales:

- Los pies sin almacenamiento de energía.



Figura 2.7 Pie Elation
Fuente: [8]

- Los pies de almacenamiento de energía (o pies de respuesta dinámicos).



Figura 2.8 Triton Smart Ankle
Fuente: [9]

2.3 LA ENERGÍA

Para hablar de generación de energía es fundamental citar que la energía es la capacidad para producir trabajo, por ejemplo, las caídas de agua, el vapor del agua, los combustibles, la corriente de aire, etc. La energía es una constante que no puede producirse o destruirse, pero tiene la capacidad de transformarse o cambiar de una forma a otra. [10]

2.3.1 Pérdida de energía

Cualquier transformación de energía no puede tener una eficiencia total, ya que una parte de ella se pierde, o mejor dicho se convierte en formas no deseadas de energía; por ejemplo, en el caminar diario intervienen algunos factores como la producción de sudor, rozamiento de la ropa, entre otras, esto hace que esa energía no sea aprovechada, teniendo en cuenta que no ha sido destruida, sino migrado a otra forma. [10]

2.3.2 Energía potencial

La energía potencial se encuentra desarrollada por sistemas que interactúan entre sí y en innumerables formas como los combustibles fósiles, una llanta inflada, un resorte

comprimido, o un balón de fútbol, etc. En cualquiera de estos casos, la materia no es convertida y por lo tanto es denominada como energía potencial o energía lista para el trabajo. [10]

2.3.3 Energía cinética

La energía cinética se encuentra o es la que posee un cuerpo debido a su movimiento, es decir, se la define como el trabajo necesario para acelerar un cuerpo de una determinada masa que está en reposo hasta una velocidad dado dentro de un rango de distancia explícito. [11]

2.3.4 Mecanismos para la obtención de energía en el ser humano

En la actualidad existen muchas investigaciones relacionadas a la captación o acumulación de energía mediante un artefacto (mochila de captación, vigor impacto, dispositivos piezoeléctricos, etc.), que gracias a un determinado proceso la logran transformar a energía eléctrica; pero cabe destacar que hay pocas investigaciones que relacionan la recuperación y aprovechamiento de la energía que produce y necesita el movimiento del cuerpo humano durante la marcha. [12]

2.4 FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA ANATÓMICA

2.4.1 Análisis biomecánico de las articulaciones

El cuerpo humano posee varias articulaciones, las cuales pueden ser aprovechadas para la captación, transformación y recuperación de energía; tales como:

- Las que generan energía mediante un ángulo de trabajo, como por ejemplo: el codo, hombro, los dedos, la rodilla, el tobillo.
- Las que generan energía mediante un impacto o choque como por ejemplo el pie.

2.4.2 Anatomía del tobillo – pie

El pie está compuesto por 28 huesos (incluyendo los sesamoideos) cuyos movimientos están estrechamente interrelacionados y actúan como una plataforma de soporte estructural del peso corporal [13].

El pie es una estructura muy complicada, para un mayor entendimiento se la divide en tres partes:

- Parte posterior, consta de dos huesos (astrágalo y calcáneo) sobrepuestos uno encima de otro. El astrágalo es el hueso superior de la parte posterior del pie y forma la articulación del tobillo, tibia y el peroné; además forma una articulación subtalar con el calcáneo, que tiene como función principal la transmisión del peso del cuerpo hacia la tierra mediante una capa de grasa, tejido fibroso y la piel.

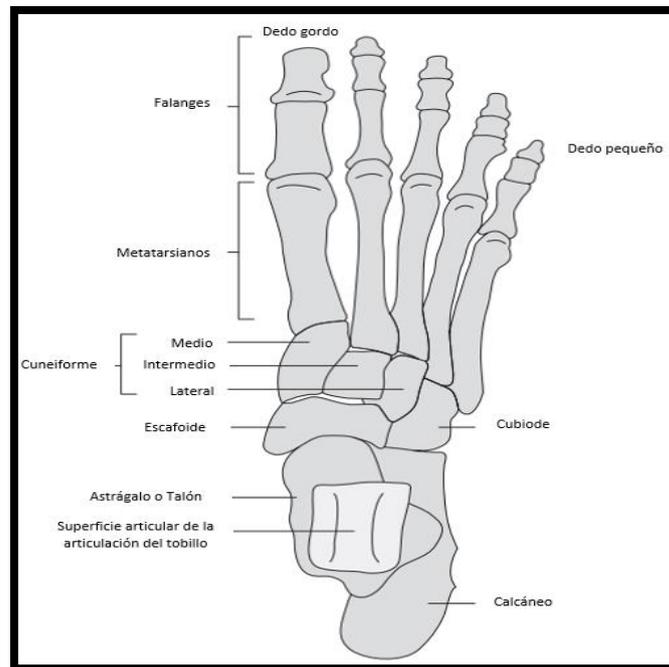


Figura 2.9 Vista superior huesos del pie
Fuente: [14]

- Parte media, la cual consta de cinco huesos tales como: escafoide, cuboide y tres cuneiformes; los cuales se encuentran estrechamente interrelacionados entre sí.

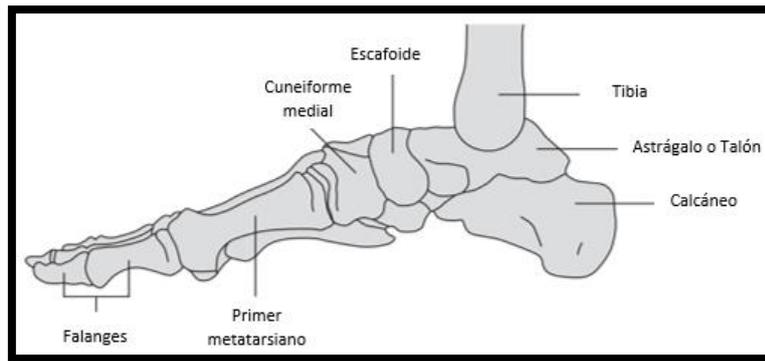


Figura 2.10 Huesos del lado medial del pie
Fuente: [14]

- Parte delantera, la cual consta de los cinco metatarsianos y los dedos de los pies. Los metatarsianos yacen más o menos paralelos entre sí, mientras que las falanges o dedos de los pies van en grupos de tres a excepción del dedo gordo o pulgar.

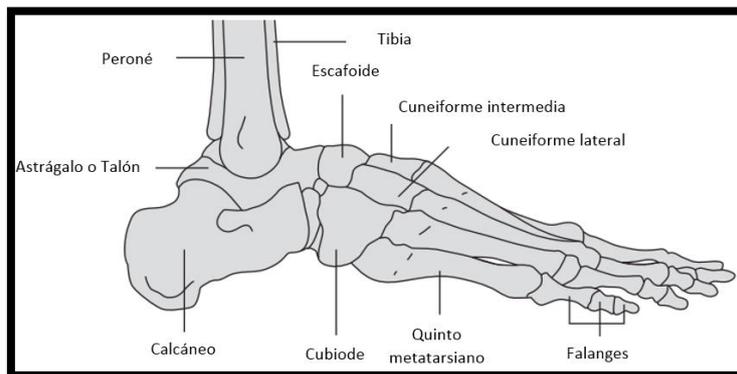
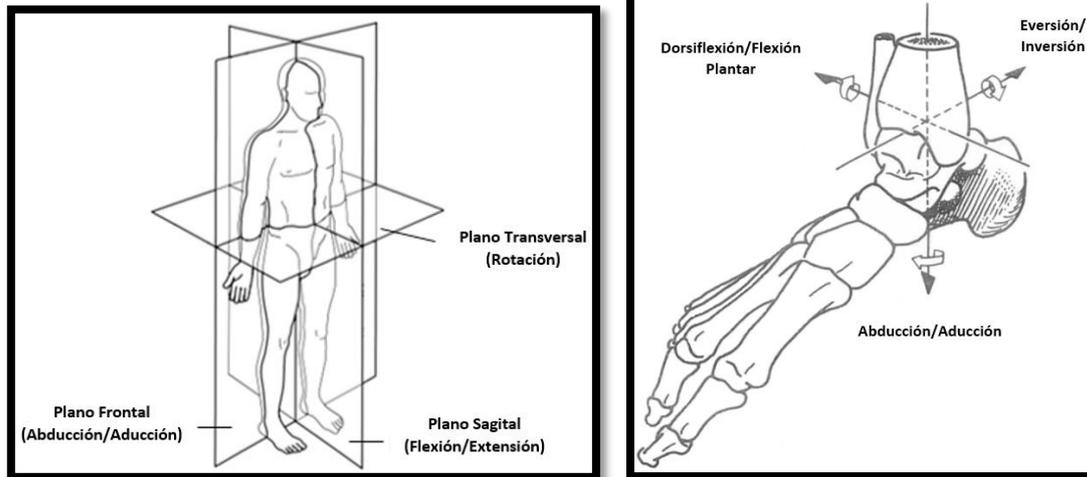


Figura 2.11 Vista lateral huesos del pie
Fuente: [14]

2.4.3 Biomecánica del tobillo y el pie.

La biomecánica del tobillo y el pie se encuentran relaciones entre sí una con la otra de una manera compleja. El pie es una parte mecánica esencial y es necesaria para la realización de una marcha suave y estable; mientras que el tobillo transfiere la carga de la extremidad inferior al pie e influye íntimamente en la orientación de pie con el suelo [13].

El movimiento del tobillo y el pie se produce en tres tipos de planos, tales como: plano sagital (movimientos de extensión y flexión), plano frontal (movimientos de abducción/aducción) y plano transversal (movimientos de eversión/inversión). [15].



(a) Planos de referencia del movimiento del cuerpo humano

(b) Movimiento del tobillo

Figura 2.12 Biomecánica del movimiento del cuerpo y tobillo humano

Fuente: [15]

Tras el estudio de las fuerzas de los principales movimientos en el plano sagital (flexión/extensión) se ha podido comprobar por análisis baropodométrico que el 60% de las fuerzas se dirigen al calcáneo y el 40% al ante pie; esta proporción varía considerablemente aumentando la carga que recibe el ante pie al levantar el talón del suelo.

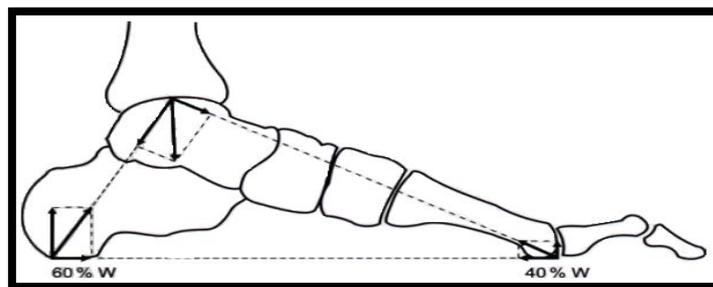


Figura 2.13 Distribución de fuerzas sobre el pie

Fuente: [16]

2.4.4 Análisis del ciclo de marcha del tobillo – pie

Un ciclo de marcha se define generalmente por dos etapas interrelacionadas entre sí; la primera inicia con el apoyo del talón de un pie y la segunda termina en el próximo golpe de talón del mismo pie [17].

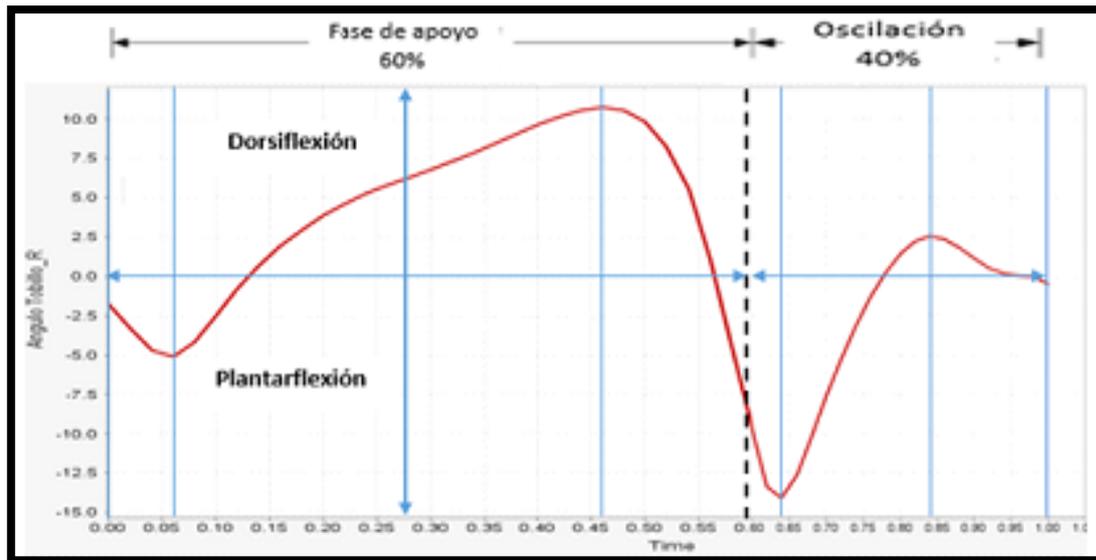


Figura 2.14 Movimiento angular vs tiempo

2.4.5 Fases del ciclo de marcha

Las principales subdivisiones del ciclo de la marcha son: la fase de apoyo (ciclo de la marcha del 60%) y la fase de oscilación (ciclo de la marcha del 40%) [18].

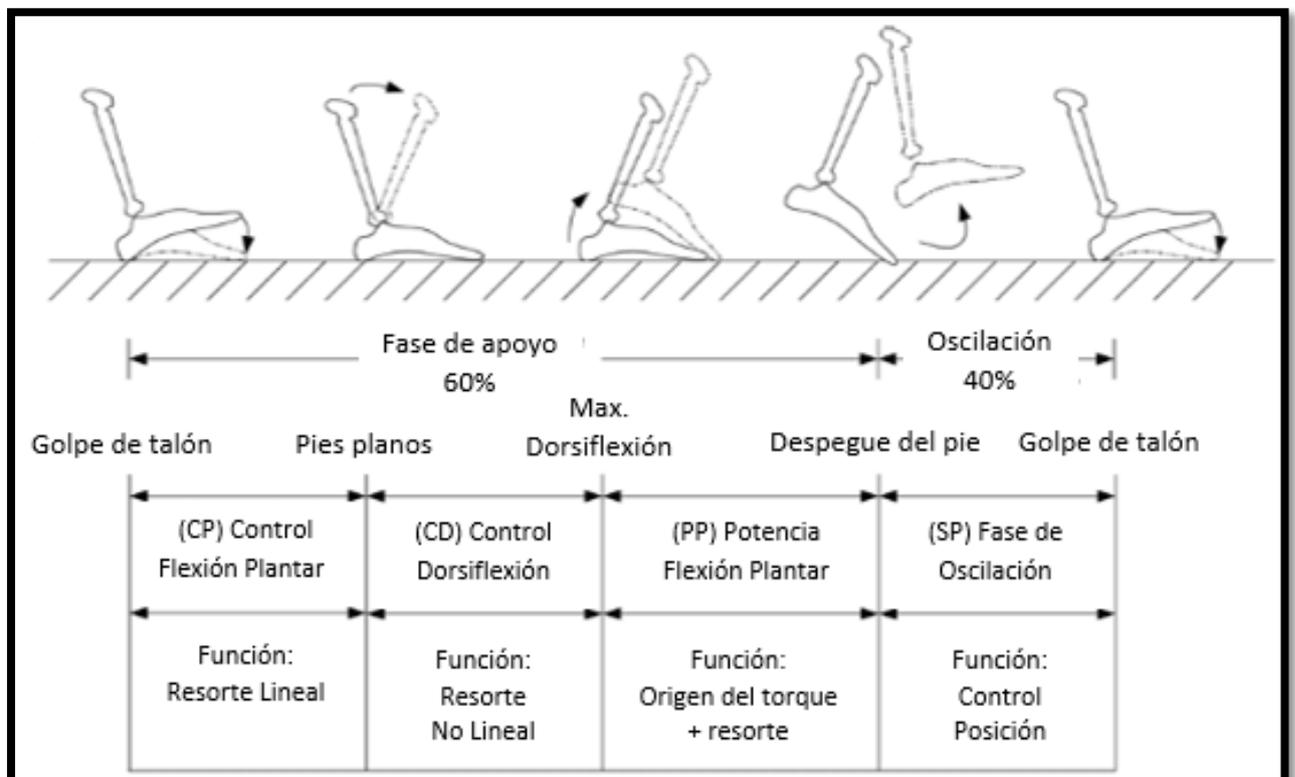


Figura 2.15 Fases del ciclo de marcha del tobillo

Fuente: [19]

2.4.5.1 Fase de apoyo 60% del ciclo:

Esta fase inicia con el primer toque del talón a la superficie en que se encuentre el individuo y finaliza, cuando la parte anterior del pie es levantada del suelo. [14]

2.4.5.1.1 Control flexión plantar (CP)

Describe el proceso inicial de la fase de apoyo en el que el talón y la punta de los dedos del pie inicialmente hacen contacto con el suelo. [19].

2.4.5.1.2 Control dorsiflexión (CD)

Describe el proceso por el cual el tobillo alcanza un estado de máxima dorsiflexión, donde su función principal es la de almacenar la energía elástica necesaria para impulsar el cuerpo hacia arriba y hacia adelante durante la fase de PP. [19].

2.4.5.1.3 Potencia flexión plantar (PP)

Comienza después de CD y termina en el instante de despegue de los dedos. Por lo tanto, durante el PP, el tobillo puede ser modelado como una fuente de par en paralelo con el resorte de CD. [19].

2.4.5.2 Fase de oscilación 40% del ciclo:

Esta fase inicia cuando la parte anterior del pie, despegando del suelo de contacto y continúa libremente por un instante en el aire, hasta el siguiente contacto con la superficie. Tomando en cuenta que en algún momento los dos pies del individuo están en contacto con el suelo este proceso o fase se le denomina periodo de doble apoyo. [14]

2.4.5.2.1 Fase de oscilación (SP)

Representa la porción del ciclo de la marcha cuando el pie está fuera de la tierra. Durante SP, el tobillo puede ser modelado como una fuente de posición para restablecer el pie a una posición de equilibrio deseada antes del siguiente golpe de talón. [19]

2.4.6 Marcha de un amputado transtibial

La marcha de una persona con amputación transtibial ha sido ampliamente estudiada por medio de la cinemática y la cinética de análisis. [18].

A continuación, según [20] se muestran las observaciones comunes en la marcha de una persona amputada transtibial, en comparación con la marcha normal:

- Velocidad del amputado (0,97 m/s) es más lento que significa normal (1,3 m/s).
- Longitud de zancada es ligeramente más corto, en comparación con la normal
- Existe una clara asimetría en la marcha.
- Amputados transtibiales consumen una mayor cantidad de energía al caminar que los no amputados.

2.4.6.1 Nivel de actividad física

En el diseño de los dispositivos protésicos es conveniente el estudio del nivel de actividad física que permite describir las capacidades momentáneas y reales del paciente.

De acuerdo con [21], determina 4 niveles de actividades (grados de movilidad) que se detalla a continuación:

2.4.6.1.1 Grado de movilidad Nivel 1

El paciente tiene la capacidad para traslado o para desplazarse en superficies planas con velocidades bajas.



Figura 2.16 Nivel 1 del grado de movilidad en la marcha con prótesis
Fuente: [21]

2.4.6.1.2 Grado de movilidad Nivel 2

El paciente tiene la capacidad de desplazarse a velocidades bajas, superando obstáculos pequeños tales como superficies desniveladas.

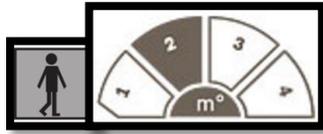


Figura 2.17 Nivel 2 del grado de movilidad en la marcha con prótesis
Fuente: [21]

2.4.6.1.3 Grado de movilidad Nivel 3

El paciente tiene la capacidad de moverse a velocidades alternativas y a la vez puede superar la mayor parte de los obstáculos siempre y cuando no expongan a la prótesis a una sobrecarga.

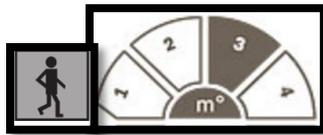


Figura 2.18 Nivel 3 del grado de movilidad en la marcha con prótesis
Fuente: [21]

2.4.6.1.4 Grado de movilidad Nivel 4

El usuario tiene la capacidad de moverse y desenvolverse en cualquier actividad de una forma natural y sin limitaciones

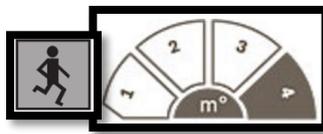


Figura 2.19 Nivel 4 del grado de movilidad en la marcha con prótesis
Fuente: [21]

CAPÍTULO III

3.1 METODOLOGÍA

3.1.1 INVESTIGACIÓN Y RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN

El desarrollo del proyecto empieza con la búsqueda y recopilación de información en entorno a la recuperación de energía durante la marcha humana, ya sea por medio de artículos científicos, papers, patentes, revistas especializadas, sitios web, avances tecnológicos, libros, y entre otros materiales bibliográficos; lo cual regirá de base para la determinación de parámetros y requerimientos para la realización del mecanismo recuperador de energía para prótesis biomecánicas de tobillo – pie.

3.1.2 GENERACIÓN DE BOSQUEJOS

Para la fabricación del mecanismo recuperador de energía se propone varios bosquejos, los cuales ayudan al seleccionamiento de la mejor opción para realizar una recuperación de energía en la marcha por medio de un resorte helicoidal a extensión y un mecanismos tipo freno – embrague como diseño final, buscando así llegar a cumplir con todas las exigencias en referente a los requerimientos del proyecto.

3.1.3 MODELADO DEL DISEÑO

Con la información recopilada y parámetros ya establecidos, se procede a realizar los diseños del resorte helicoidal a extensión y del modelo 3D del mecanismo tipo freno - embrague por medio de software computacional; con la finalidad de dimensionar y asegurar un funcionamiento óptimo del mecanismo en conjunto.

3.1.4 SELECCIÓN DE MATERIALES

La selección de los materiales para la fabricación del mecanismo permite conocer de forma aproximada el peso y tamaño que el mecanismo recuperador de energía tendrá, como también obtener cálculos más precisos y de una forma detallada en el diseño del modelo.

3.1.5 ADQUISICIÓN Y MANUFACTURA

Una vez realizada la verificación el diseño se procede a la adquisición de los materiales, manufactura y compra de los componentes que conforman el mecanismo recuperador de energía.

3.1.6 ENSAMBLAJE DEL MECANISMO

Posterior a la fabricación y compra de todos los subconjuntos que conforman el mecanismo de recuperación de energía, se procede a realizar el ensamblaje de todo el mecanismo verificando que no se tenga inconvenientes.

CAPÍTULO IV

4.1 DISEÑO MECÁNICO

Para destacar el diseño mecánico se considera algunos elementos anatómicos y cosméticos, ya que el diseño en sí se basa en brindar una ayuda al ser humano usuario de una prótesis biomecánica de tobillo-pie y más no una molestia o incomodidad en el desarrollo de su vida cotidiana.

4.1.1 ESPECIFICACIONES DE DISEÑO

Utilizando las descripciones biomecánicas y los resultados de [18], los objetivos de diseño del mecanismo para recuperación de energía se resumen de la siguiente manera:

- La altura del acople de sujeción para el mecanismo debe estar por debajo de la rodilla y en paralelo con el muñón correspondiente al corte transtibial.
- El mecanismo debe ser capaz de controlar un sistema de freno-embrague durante el proceso de acumulación y liberación de la energía que se da por el resorte.
- El mecanismo debe proporcionar una tolerancia suficiente para evitar daños y asegurar su normal funcionamiento.
- El mecanismo no puede ser de un peso y tamaño excesivo, ya que podría causar molestias tanto estéticas y mecánicas al usuario.

4.1.2 PARÁMETROS DE DISEÑO

- **Altura de sujeción:**

El nivel de amputación en promedio para un amputado transtibial es aproximadamente dos tercios de la longitud del complejo tobillo-pie humano normal, que es de unos 32 cm [22], con lo cual, se buscó que la altura de acople de sujeción del mecanismo se encuentre dentro de este rango.

- **Peso:**

Una estimación aproximada del peso de la extremidad para una persona de 75 kg es alrededor de 2,5 kg [22], con lo cual, se buscó que el peso del mecanismo en conjunto con el de la prótesis no exceda este valor.

- **Rango de actuación:**

Los datos obtenidos por el simulador OpenSim desarrollado por la Universidad de Stanford, muestran un rango de movimiento normal del tobillo de 10.75° de dorsiflexión dorsal y de 14.07° de flexión (acumulación y liberación de energía), con lo cual, se determinó que el ángulo de trabajo máximo del mecanismo sea de 15°.

- **Velocidad:**

De acuerdo con [18], el tobillo humano presenta tres tipos de rangos de velocidades durante la marcha, tales como: lenta (0.9m/s), normal (1,25m/s) y rápida (1,79m/s), con lo cual, el presente trabajo de investigación fue diseñado para lograr alcanzar una velocidad promedio de (1.10m/s) en un terreno plano.

4.2 DISEÑO MECÁNICO GENERAL

4.2.1 ANÁLISIS Y SÍNTESIS DE MECANISMO RECUPERADOR DE ENERGÍA

Se proponen un análisis de diseño estático para guiar el diseño del mecanismo recuperador de energía para prótesis de tobillo-pie al momento de la marcha humana. Estos análisis se centran en el diseño del mecanismo y del resorte, buscando así satisfacer los parámetros ya antes mencionados. Los análisis estáticos detallados a continuación sirven para seleccionar el tipo de material y el factor de seguridad con lo cual los componentes del sistema van a interactuar entre sí, buscando de esta manera garantizar un funcionamiento adecuado frente a diferentes escenarios.

4.3 DISEÑO DEL RESORTE HELICOIDAL A EXTENSIÓN

De acuerdo con [18], el tobillo humano presenta una constante de rigidez de compensación (k_{sg}) de 550 Nm/rad durante el CD (recuperación de energía) dentro de un rango de trabajo (θ) aproximado a 15°; lo cual va ser tomada en forma referencial para futuros cálculos. **VER ANEXO A**

4.3.1 Cálculo del torque a aplicarse en el CD por medio del resorte

Para el cálculo del torque presente en la fase de CD de la marcha se basa en la *figura 4.1* como referencia, y se aplica según [23] la siguiente ecuación.

$$T_{cal} = k_{sg} * \theta = 143,99 \text{ Nm} \quad (1)$$

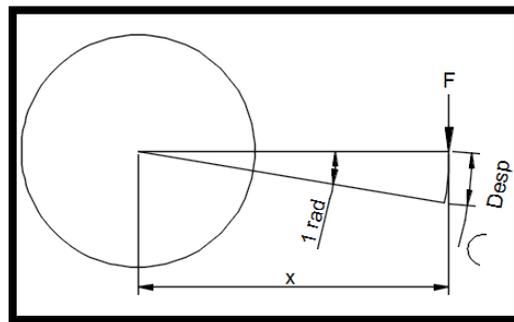


Figura 4.1 Representación de la K_{sg} en relación a la movilización en radianes

4.3.2 Constante de rigidez del resorte helicoidal a extensión

De igual manera para encontrar la constante de rigidez del resorte helicoidal a extensión se analiza la *figura 4.1*, con la cual se concluye que:

$$k = \frac{T_{cal}}{\pi * x^2} = 9353,74 \frac{N}{m} \quad (2)$$

Donde:

El brazo de palanca “x” es la distancia que existe entre el punto de apoyo (tobillo humano) hasta el lugar donde se aplicará la recuperación de energía por medio de la actuación del resorte.

4.3.3 Deflexión del resorte helicoidal a extensión

Para el cálculo de la deflexión que va a sufrir el resorte helicoidal a extensión, se basa en la *figura 4.2*, y se aplica según [24] el concepto de longitud de arco.

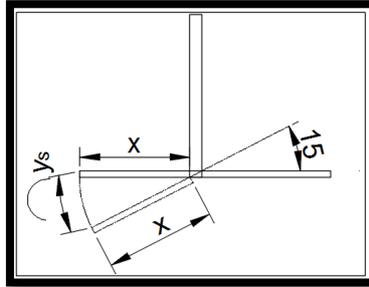


Figura 4.2 Deflexión del resorte en la fase de acumulación de energía

$$y_s = \frac{2 * \pi * \theta * x}{360^\circ} = 18,3 \text{ mm} \quad (3)$$

4.3.4 Fuerza del resorte helicoidal a extensión

$$F = k * y_s = 169,46 \text{ N} \quad (4)$$

4.3.5 Energía potencial elástica del resorte helicoidal a extensión

$$E = \frac{1}{2} * k * y_s^2 = 1,57 \text{ J} \quad (5)$$

4.3.6 Índice del resorte helicoidal a extensión

El rango preferido para el índice del resorte (C) es de 4 a 12; ya que cuando $C < 4$, el resorte es difícil de fabricar, y cuando $C > 12$, el resorte está propuesto para pandeo. [23] Entonces el índice del resorte (C) elegido para siguientes cálculos es igual a 5.

4.3.7 Selección del material para fabricación del resorte helicoidal a extensión

De acuerdo a los parámetros ya antes mencionados y debido al funcionamiento necesitado, el material para la fabricación del resorte deberá tener una resistencia a la tensión y a la fatiga más elevada que los demás alambres, por lo tanto, según [23] el alambre que cumple con estos principios es el “Alambre de Piano” (ASTM #228 o SAE #1085). **VER**

ANEXO B

4.3.8 Selección del diámetro del alambre para el resorte helicoidal a extensión

Para la selección del diámetro del alambre se toma como principales consideraciones el costo y la disponibilidad en el país. Según [23] los diámetros de alambres que podríamos tomar se detallan en la siguiente tabla. **VER ANEXO C**

4.3.9 Diámetro medio de espira del resorte helicoidal a extensión

$$D = C * d = 12,5 \text{ mm} \quad (6)$$

4.3.10 Precarga para las espiras del resorte helicoidal a extensión

La fuerza de precarga está diseñada para mantener el esfuerzo inicial de la espira dentro de un rango preferido, tal como se muestra en el **ANEXO D**; para lo cual se aplican las siguientes expresiones cúbicas [23]:

$$\tau_{i1} = (-4,231 * C^3 + 181,5 * C^2 - 3387 * C + 28640) = 15,72 \text{ ksi} \quad (7)$$

$$\tau_{i2} = (-2,987 * C^3 + 139,7 * C^2 - 3427 * C + 38484) = 24,39 \text{ ksi} \quad (8)$$

Donde:

τ_{i1} = Esfuerzo a la torsión rango superior

τ_{i2} = Esfuerzo a la torsión rango inferior

4.3.11 Esfuerzo inicial de la espira del resorte helicoidal a extensión

$$\tau_{ib} = \frac{\tau_{i1} + \tau_{i2}}{2} = 20,05 \text{ ksi} \quad (9)$$

4.3.12 Fuerza de precarga inicial de la espira del resorte helicoidal a extensión

$$F_i = \frac{\pi * \tau_{ib} * d^3}{8 * k_s * D} = 61,69 \text{ N} \quad (10)$$

Donde:

k_s = Factor estático – cortante directo

4.3.13 Número de espiras activas del resorte helicoidal a extensión

Para realizar el cálculo del número total de espiras activas se necesita como dato específico el módulo de corte del material (G), en este caso, el material ASTM #228 tiene un módulo de corte de $11,5 \times 10^6$ psi.

$$N_a = \frac{d^4 * G}{8 * D^3 * k} = 21,19 \quad (11)$$

4.3.14 Número total de espiras del resorte helicoidal a extensión

$$N_t = N_a + 1 = 22,19 \quad (12)$$

4.3.15 Longitud del cuerpo del resorte helicoidal a extensión

$$L_b = d * N_t = 55,48 \text{ mm} \quad (13)$$

4.3.16 Oscilación del resorte helicoidal a extensión

Para realizar el cálculo de la frecuencia natural a la que va estar sometido el resorte, se necesita como dato específico la densidad (γ) del material, en este caso, el material ASTM #228 tiene una densidad de 0,285 lbf/in³.

$$f_n = \frac{2}{\pi * N_a} * \frac{d}{D^2} * \sqrt{\frac{G * g}{32 * \gamma}} = 269,28 \text{ Hz} = 16157,02 \text{ rpm} \quad (14)$$

4.3.17 Ciclos de vida útil del resorte helicoidal a extensión

Para realizar el cálculo de ciclos de vida útil del resorte, se toma como consideración que el resorte va a tener una vida útil de 1 año, entonces:

$$N_{c_vida} = 2 * 10^9 \text{ ciclos} \quad (15)$$

4.3.18 Peso total del resorte helicoidal a extensión

$$W_t = \frac{\pi^2 * d^2 * D * N_t * \gamma}{4 * g} = 33,77 \text{ g} \quad (16)$$

4.3.19 Factor de seguridad del resorte helicoidal a extensión

4.3.19.1 Resistencia máxima a la tensión del resorte helicoidal a extensión

Según [23], para realizar el cálculo de la resistencia máxima a la tensión de una manera más cómoda presenta una función empírica, donde los coeficientes y exponentes para la aplicación de esta se detallan en el ANEXO E.

$$S_{ut} = A * d^b = 5701,38 \text{ MPa} \quad (17)$$

4.3.19.2 Cálculo de la fluencia cortante – cuerpo del resorte

$$S_{y_{sc}} = 0,45 * S_{ut} = 2565,62 \text{ MPa} \quad (18)$$

4.3.19.3 Cálculo de la fluencia cortante – extremo del resorte a torsión

$$S_{yse} = 0,40 * S_{ut} = 2280,55 \text{ MPa} \quad (19)$$

4.3.19.4 Cálculo de la fluencia cortante – extremo del resorte a flexión

$$S_y = 0,75 * S_{ut} = 4276,03 \text{ MPa} \quad (20)$$

4.3.19.5 Factor de seguridad para el cuerpo del resorte helicoidal a extensión

$$N_c = \frac{S_{ytc} * \pi * d^2}{8 * F * k_w * C} = 5,67 \quad (21)$$

Donde:

k_w = Factor de wahl – fatiga

4.3.19.6 Factor de seguridad para el gancho del resorte a torsión

$$N_{gt} = \frac{S_{yse} * \pi * d^3}{16 * F * R_2 * k_b} = 5,56 \quad (22)$$

Donde:

R_2 = Radio de doblez lateral

k_b = Factor de concentración de esfuerzos wahl

4.3.19.7 Factor de seguridad para el gancho del resorte a flexión

$$N_{gf} = \frac{S_y}{\frac{32 * F * R_1 * k_a}{\pi * d^3} + \frac{4 * F}{\pi * d^2}} = 5,06 \quad (23)$$

Donde:

R_1 = Radio medio del aro = Radio de la espira

k_a = Factor de concentración de esfuerzos wahl

4.4 DISEÑO DEL RESORTE HELICOIDAL A TORSIÓN

De acuerdo con [23], para el diseño de un resorte helicoidal a torsión, el diseñador deberá según su criterio suponer algunos parámetros como datos fijos, para este caso de diseño se considerarán los siguientes datos:

- Deflexión del resorte requerida (θ) = 120°

- Diámetro medio de espira requerido (D) = 13 mm
- Número de espiras activas (Na) = 8
- Longitud de extremos del resorte (L₁ y L₂) = 13 mm

Al igual que el anterior caso de diseño del resorte helicoidal a extensión, se toma en consideración el mismo procedimiento para la selección del índice y del material para la fabricación del resorte helicoidal a torsión. Entonces, para próximos cálculos se toma como datos un índice de resorte (C) igual a 5, y el material para resortes ASTM #228.

4.4.1 Diámetro del alambre para el resorte helicoidal a torsión

En referencia con la ecuación (5), despejamos “d”, con lo cual se obtiene que el diámetro de alambre para el resorte helicoidal a torsión es de aproximadamente 1,1mm.

4.4.2 Número equivalente de espiras del resorte helicoidal a torsión

$$N_e = \frac{L_1 + L_2}{3 * \pi * D} = 0,21 \quad (24)$$

4.4.3 Número total de espiras del resorte helicoidal a torsión

$$N_b = N_a - N_e = 7,79 \quad (25)$$

4.4.4 Momento en las espiras del resorte helicoidal a torsión

$$M = \frac{\theta * d^4 * E}{10,8 * D * N_a} = 0,53 \text{ Nm} \quad (26)$$

4.4.5 Constante del resorte helicoidal a torsión

$$k = \frac{M}{\theta} = 0,25 \text{ Nm} \quad (27)$$

4.4.6 Fuerza del resorte helicoidal a torsión

$$F = \frac{M}{L} = 40,87 \text{ N} \quad (28)$$

Donde:

L = Longitud de los extremos del resorte

4.4.7 Longitud del cuerpo del resorte helicoidal a torsión

$$L_{max} = d * \left(N_b + \frac{\theta}{1 \text{ rev}} \right) = 8,8 \text{ mm} \quad (29)$$

4.4.8 Oscilación del resorte helicoidal a torsión

Al igual que en el anterior caso, se toma en consideración la aplicación de la ecuación (13), con lo cual obtenemos que la frecuencia natural es de 285,79 Hz o 17147,39 rpm.

4.4.9 Ciclos de vida útil del resorte helicoidal a torsión

Al igual que en anterior caso, se toma en consideración la misma vida útil del resorte helicoidal a extensión, es decir un año, y aplicando la ecuación (14) obtenemos $2.1 * 10^9$ ciclos.

4.4.10 Peso total del resorte helicoidal a torsión

Al igual que en el anterior caso de diseño de resorte helicoidal a extensión, aplicamos la ecuación (15), y obtenemos que el peso del resorte a torsión es de 2,31 g.

4.4.11 Factor de seguridad del resorte helicoidal a torsión

4.4.11.1 Resistencia máxima a la tensión del resorte helicoidal a torsión

Al igual que en el anterior caso de diseño de resorte helicoidal a extensión, aplicamos la ecuación (16), y obtenemos que la resistencia máxima a la tensión es de 6531,25 MPa.

4.4.11.2 Cálculo de la resistencia cortante – cuerpo del resorte

$$S_y = 1,0 * S_{ut} = 6531,25 \text{ MPa} \quad (30)$$

4.4.11.3 Factor de seguridad del resorte helicoidal a torsión

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_{imax}} = 1,45 \quad (31)$$

Donde:

σ_{imax} = Esfuerzo máximo a la flexión por compresión

4.5 DISEÑO DEL MECANISMO FRENO – EMBRAGUE

4.5.1 Evolución del mecanismo freno – embrague

Para llegar al diseño final del mecanismo freno – embrague se realizó tres prototipos diferentes detallados a continuación.

4.5.1.1 Primer prototipo

Como se puede observar en la *figura 4.3* el mecanismo freno – embrague está manufacturado con dos tipos de materiales, cartón prensado para las piezas sometidas a menor esfuerzo como cubiertas, topes freno – embrague, topes de control de posición; y madera haya para las piezas sometidas a mayor esfuerzo tales como la uñeta, tope freno, ejes y polea, esta última con una estructura especial, ya que en su interior alberga un muelle tipo espiral con el cual se desarrollaba la función de embrague del mecanismo y pequeñas ranuras en su canal que sirven de sujeción para la cuerda que se conecta con el resorte helicoidal a extensión.



Figura 4.3 Primer prototipo del mecanismo freno – embrague, material mixto (cartón prensado y madera)

4.5.1.2 Segundo prototipo

Como se puede observar en la *figura 4.4* el mecanismo freno – embrague presenta cambios en su estructura tales como: presencia de una rueda tipo trinquete con dientes a 15°

con su respectiva uñeta tipo hoja, topes para alineación y sujeción por medio de pernos en una cubierta, perforaciones para paso de pernos en la otra cubierta, cambio estructurales en el diseño de la polea ya que en su interior alberga un resorte helicoidal a torsión y presencia de perforaciones en su canal para sujeción de la cuerda que se conecta al resorte helicoidal a extensión; además del material de manufactura de todos los subconjuntos del mecanismo realizado por medio de una impresión 3D a base de ácido poliláctico (PLA).



Figura 4.4 Segundo prototipo del mecanismo freno – embrague, material PLA color blanco

4.5.1.3 Tercer prototipo

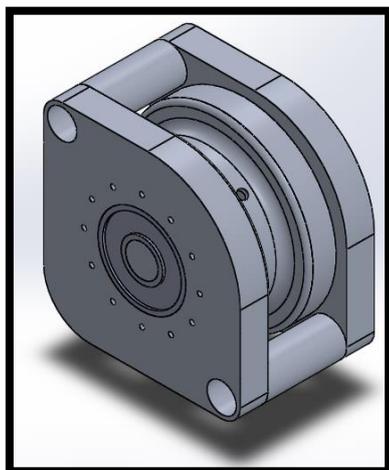
Como se puede observar en la *figura 4.5* el mecanismo freno – embrague presenta cambios físicos en su estructura tales como: eliminación de la rueda tipo trinquete y su uñeta por un rueda freno, presencia de un tope freno con forma característica en una cubierta junto con los topes de alineación y sujeción, eliminación y presencia de un solo eje, rodela de separación para eliminación de fricción con las cubiertas del mecanismo tanto para la rueda freno y polea embrague; además, la presencia de una reducción significativa en su tamaño. En referente a la manufactura de todos los subconjuntos del mecanismo se lo realiza por medio de una impresión 3D a base de ácido poliláctico (PLA).



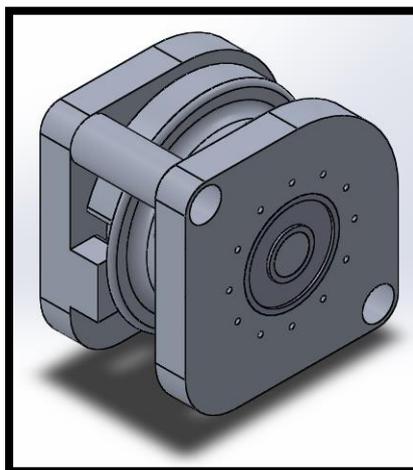
Figura 4.5 Tercer prototipo del mecanismo freno – embrague, material PLA color negro

4.5.2 Diseño final del mecanismo freno - embrague

El mecanismo de freno – embrague está comprendido por tres subconjuntos: el marco del mecanismo, la rueda freno y la polea embrague; los cuales interactúan entre sí durante un ciclo correspondiente a la marcha humana.



(a) Vista isométrica posterior



(b) Vista isométrica frontal

Figura 4.6 Vistas del mecanismo freno – embrague

4.5.3 Diseño del marco del mecanismo

El marco del mecanismo está constituido por dos cubiertas como se puede observar en la *figura 4.7 (a) Cubierta con topes* y *(b) Cubierta de cierre*, buscando así una mayor facilidad de fabricación y ensamblaje. Las dos partes constan de tres perforaciones, dos a los bordes

(paso de tornillos) y una en el medio (incrustación rodamiento de bolas); como adicional, la *figura 4.7 (a)* consta de un tope freno que interactúa directamente con la rueda freno y dos topes tipo puente cilíndricos que ayudan a la alineación de las subconjuntos del mecanismo.

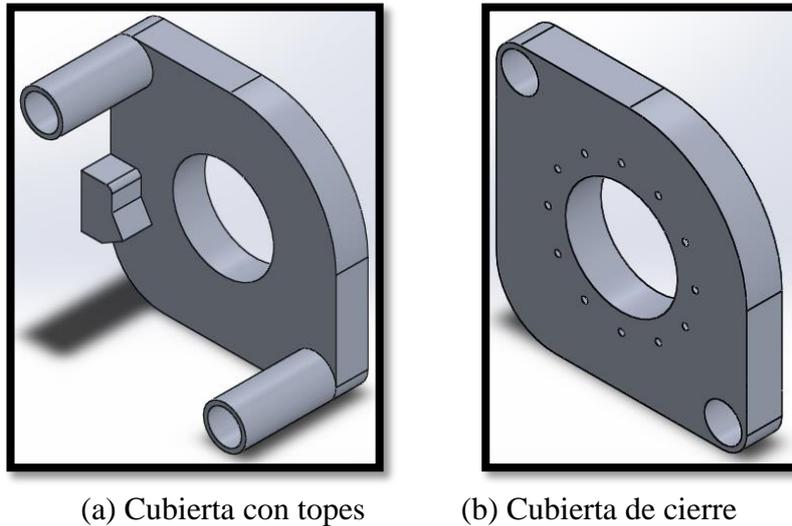


Figura 4.7 Cubiertas del mecanismo freno - embrague

El marco del mecanismo se conecta entre sí y al acople de sujeción mediante tornillos de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal que ayudan a proporcionar un grado de autoalineación de las cargas que se generan por el resorte helicoidal a extensión.

4.5.4 Diseño de la rueda – freno del mecanismo

La rueda freno consta de tres perforaciones, dos en paralelo (pasadores, juntas rueda – polea) y una en el centro (eje), además, cumple con un corte parcial que proporciona la formación de dos topes que realizan la función de freno actuación y desactivación del resorte helicoidal a extensión y torsión.

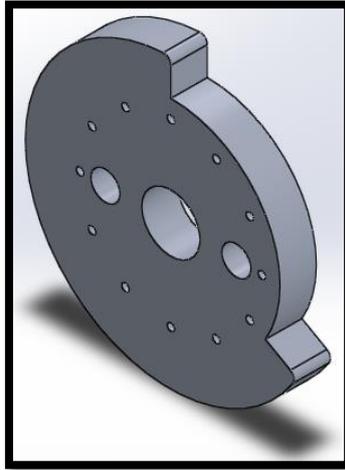


Figura 4.8 Rueda freno del mecanismo

4.5.5 Diseño de la polea – embrague del mecanismo

La polea consta de dos lados característicos: uno plano, el cual consta de tres perforaciones, dos en paralelo (pasadores, juntas rueda – polea) y una en el centro (eje) y uno hueco o de devastado parcial del cuerpo, donde se ubica un pequeño muelle helicoidal a torsión; además, en su canal se encuentra una perforación que sirve para unir la cuerda que se enrolla en la polea, la cual interactúa directamente con la activación y desactivación del resorte helicoidal a extensión.

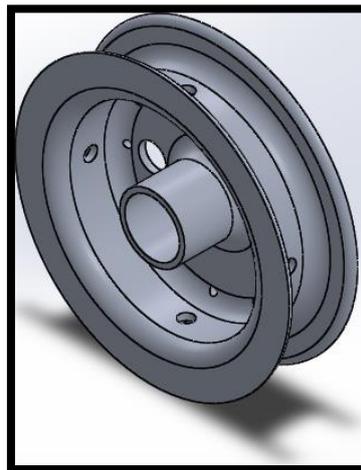


Figura 4.9 Polea embrague del mecanismo

4.5.6 Selección de rodamientos

La selección de rodamientos se realiza por catálogo, tomando como consideraciones el diámetro exterior (perforación central del marco del mecanismo), diámetro interior (diámetro del eje del mecanismo) y grosor (espesor del marco del mecanismo); llegando a seleccionar el rodamiento marca Koyo 6072.

4.5.7 Selección del material

El material para la fabricación del mecanismo es elegido en base a ciertos criterios de ingeniería específicos, entre los más destacados para este proyecto se buscan: dureza, menor peso, menor densidad, facilidad de maquinabilidad y disponibilidad inmediata. Para lo cual, se realiza una comparación entre algunos materiales que sirven para fabricar de este mecanismo, tales como:

- Acero AISI 1045.
- Acero AISI 4340.
- Acero AISI 4140.
- Duraluminio AW-7075.
- Nylon PA6.
- Madera Haya.

Tabla 4.1

Comparación de materiales

Fuente: [25]

Material	Dureza [HV]	Densidad [kg/m³]	Precio [USD/kg]	Maquinabilidad
Acero AISI 1045	207	7870	1,28	2
Acero AISI 4340	248	7850	1,74	1
Acero AISI 4140	241	7850	1,43	2

Duraluminio				
AW-7075	160	2800	5,25	4
Nylon PA6	80	1140	3,17	4
Madera Haya	9	800	1,15	5

Es importante aclarar que en maquinabilidad, 1 corresponde malo y 5 a excelente.

Como se puede apreciar en la *tabla 4.1* el material que mejores prestaciones presenta para la fabricación del mecanismo embrague – freno de acuerdo a los requerimientos ya antes mencionados es el duraluminio AW-7075; debido a su densidad, menor peso, facilidad en la maquinabilidad y disponibilidad inmediata en relación a los demás materiales con los que se lo comparó; aunque con la pequeña desventaja en relación al precio con un 4,57% más caro en relación al más económico la madera haya. **ANEXO F**

4.6 ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS

En términos matemáticos, el método de elementos finitos (MEF) es una técnica numérica para la resolución de problemas descritos como un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales; se puede analizar cualquier forma, buscando y utilizando una variedad métodos para idealizar la geometría y obtener resultados con la precisión deseada. [26]

4.6.1 Condiciones de frontera

Inicialmente se realizó un diagrama de cuerpo libre (DCL) de cada uno de los subconjuntos que comprenden el mecanismo freno – embrague, con lo cual, posteriormente se analizó cada una de las geometrías de los subconjuntos para así poder ubicar las coordenadas de las articulaciones y proceder a realizar el análisis de elementos finitos.

Posteriormente para el análisis de elementos finitos se toma en consideración las articulaciones del sistemas (representadas con flechas de color verde) y la fuerza de acción del

resorte helicoidal a extensión (representada por flechas de color violeta); con lo cual se procede a realizar las distintas simulaciones en cada una de las piezas del subconjunto aplicando un análisis de convergencia, el cual se lo realizó en varias iteraciones, es decir, cambiando el número de elementos con la finalidad de encontrar el mejor resultado que se adapte y establezca al modelo presente. [27]

4.6.2 Cubierta del mecanismo freno – embrague.

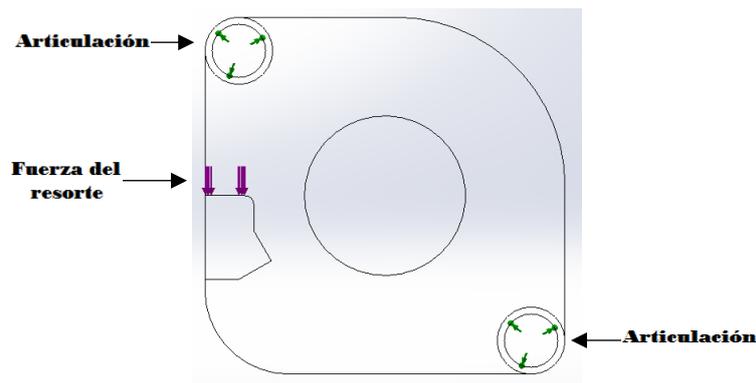


Figura 4.10 DCL del marco cubierta

4.6.2.1 Análisis de convergencia de tensión Von Mises

Tabla 4.2

Análisis de convergencia marco cubierta del mecanismo freno – embrague

Iteración	N. de Elementos	Esfuerzo [MPa]	Error [%]
1	8291	43,942	
2	8305	43,548	0,90%
3	8541	44,893	3,00%
4	9171	45,341	0,99%
5	9335	45,136	0,45%
6	9232	45,459	0,71%
7	9270	44,83	1,40%

Como se puede observar en la *figura 4.11*, de acuerdo al análisis de convergencia es recomendable trabajar dentro de un rango de número de elementos oscilantes entre los 8541 a 9270, llegando a obtener resultados más concretos gracias a una estabilización del método numérico.

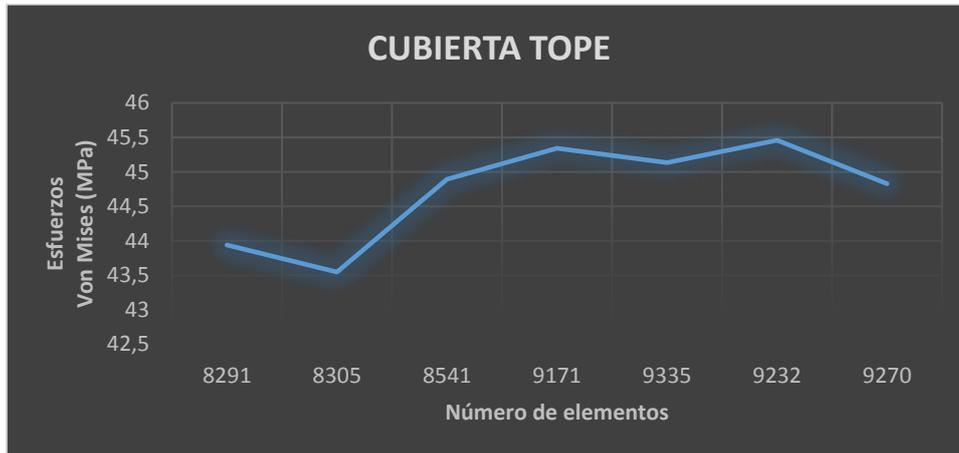


Figura 4.11 Análisis de convergencia marco cubierta del mecanismo freno – embrague

Una vez llegado a la estabilización del método numérico gracias al análisis de convergencia, podemos apreciar que en la *figura 4.12* el esfuerzo mínimo de 0.00 MPa se encuentra en el extremo tipo tope cilíndrico de la cubierta y el esfuerzo máximo de 45.14 MPa en la parte superior entre la junta del tope freno y la cubierta.

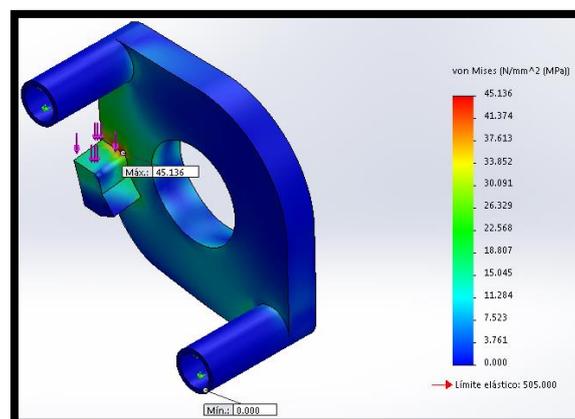


Figura 4.12 Análisis de von Mises del marco cubierta del mecanismo freno – embrague

En la *figura 4.13* se puede apreciar que el factor de seguridad mínimo es de 11,19 con el cual esta pieza va interactuar y soportar las diferentes condiciones de entorno.

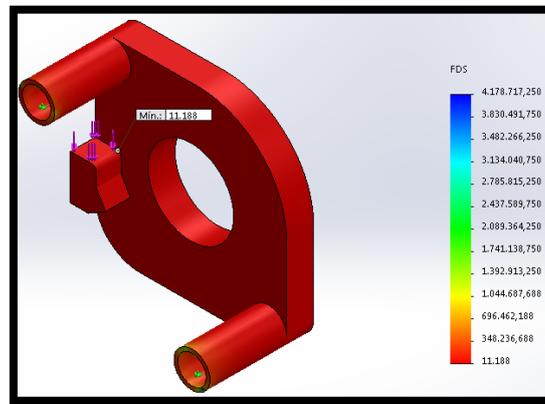


Figura 4.13 Factor de seguridad del marco cubierta del mecanismo freno – embrague

4.6.3 Eje del mecanismo freno – embrague.

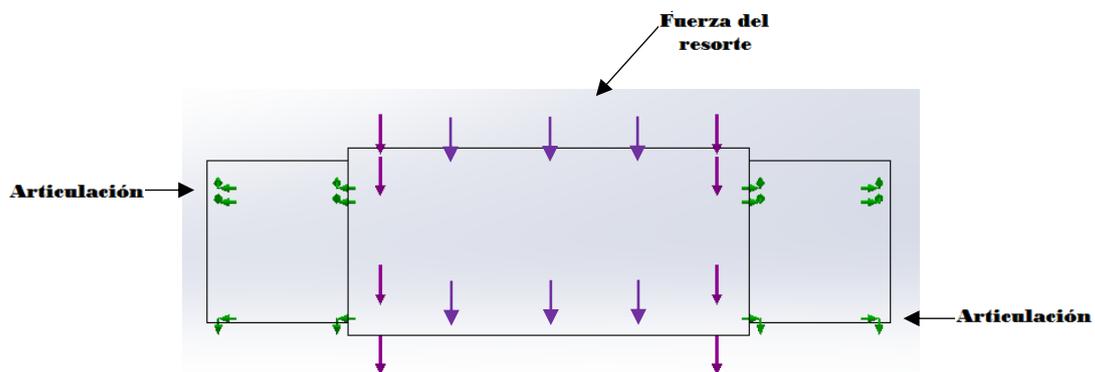


Figura 4.14 DCL del eje del mecanismo

4.6.3.1 Análisis de convergencia de tensión Von Mises

Tabla 4.3

Análisis de convergencia del eje del mecanismo freno – embrague

Iteración	N. de Elementos	Esfuerzo [MPa]	Error [%]
1	7184	20,227	

2	7184	20,331	0,51%
3	7672	21,017	3,26%
4	8827	20,921	0,46%
5	8702	21,104	0,87%
6	8988	20,906	0,95%

Como se puede observar en la *figura 4.15*, de acuerdo al análisis de convergencia es recomendable trabajar dentro de un rango de número de elementos oscilantes entre los 7672 a 8988, llegando a obtener resultados más concretos gracias a una estabilización del método numérico.

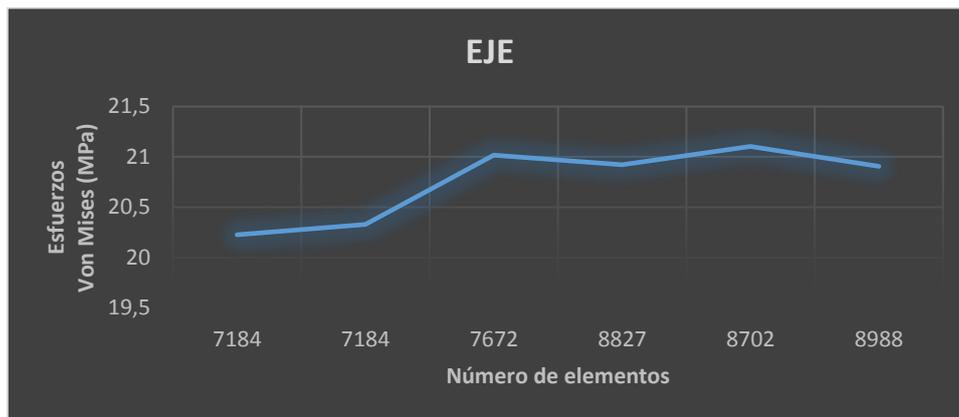


Figura 4.15 Análisis de convergencia del eje del mecanismo freno – embrague

Una vez llegado a la estabilización del método numérico gracias al análisis de convergencia, podemos apreciar que en la *figura 4.16* el esfuerzo mínimo de 0.01 MPa se encuentra en el extremo del eje y el esfuerzo máximo de 20.92 MPa en el cambio de diámetro del eje.

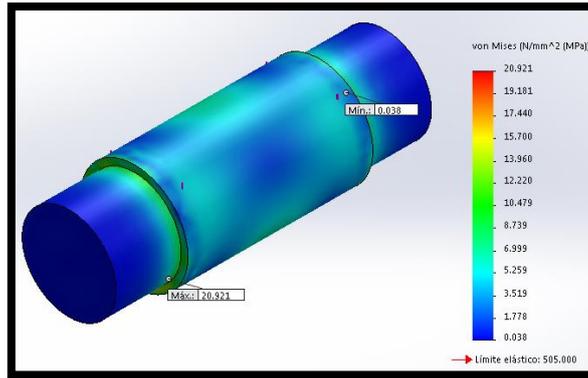


Figura 4.16 Análisis de Von Mises del eje del mecanismo freno – embrague

En la *figura 4.17* se puede apreciar que el factor de seguridad mínimo es de 24.14 con el cual esta pieza va a interactuar y soportar las diferentes condiciones de entorno.

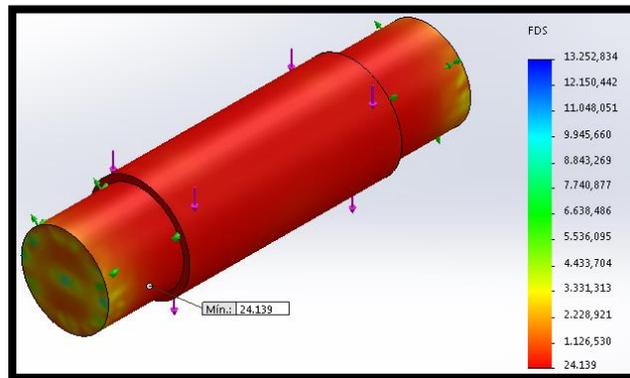


Figura 4.17 Factor de seguridad del eje del mecanismo freno – embrague

4.6.4 Rueda – freno del mecanismo

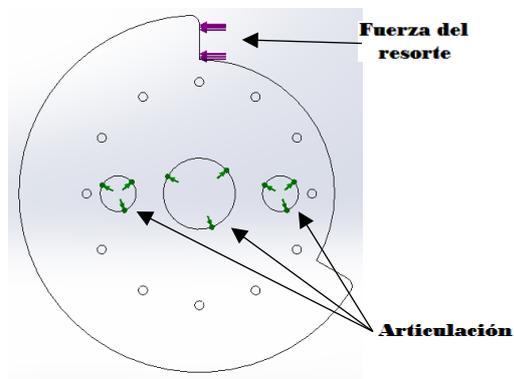


Figura 4.18 DCL de la rueda - freno del mecanismo

4.6.4.1 Análisis de convergencia de tensión Von Mises

Tabla 4.4

Análisis de convergencia de la rueda - freno del mecanismo

Iteración	N. de Elementos	Esfuerzo [MPa]	Error [%]
1	13402	36,597	
2	13573	38,434	4,78%
3	13907	39,199	1,95%
4	14266	39,235	0,09%
5	15872	38,843	1,01%
6	16021	39,054	0,54%
7	16349	40,012	2,39%

Como se puede observar en la *figura 4.19*, de acuerdo al análisis de convergencia es recomendable trabajar dentro de un rango de número de elementos oscilantes entre los 13907 a 16021, llegando a obtener resultados más concretos gracias a una estabilización del método numérico.

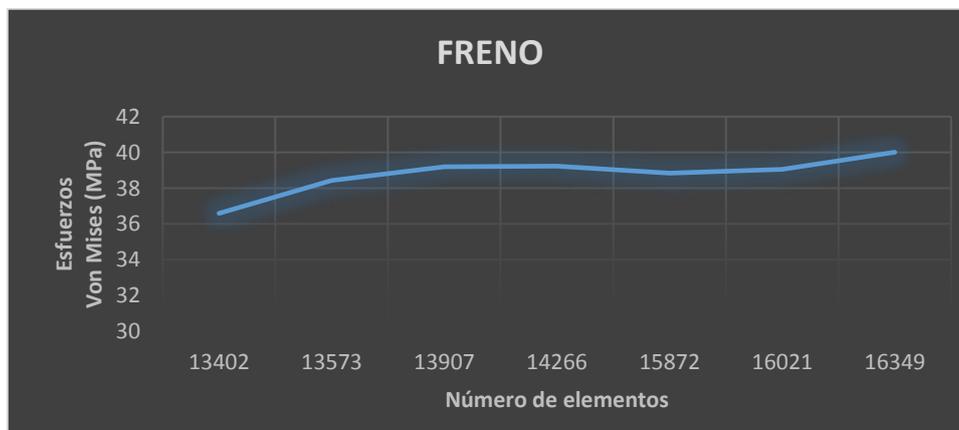


Figura 4.19 Análisis de convergencia de la rueda - freno del mecanismo

Una vez llegado a la estabilización del método numérico gracias al análisis de convergencia, podemos apreciar que en la *figura 4.20* el esfuerzo mínimo de 0.00 MPa se encuentra en el extremo de la rueda – freno y el esfuerzo máximo de 39.24 MPa en el tope, parte interior de la rueda – freno.

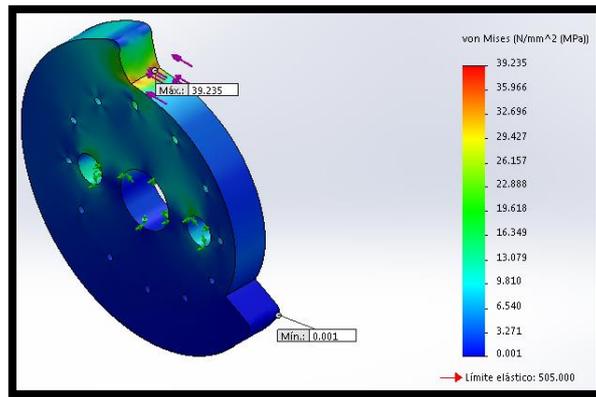


Figura 4.20 Análisis de Von Mises de la rueda - freno del mecanismo

En la *figura 4.21* se puede apreciar que el factor de seguridad mínimo es de 12.87 con el cual esta pieza va interactuar y soportas las diferentes condiciones de entorno.

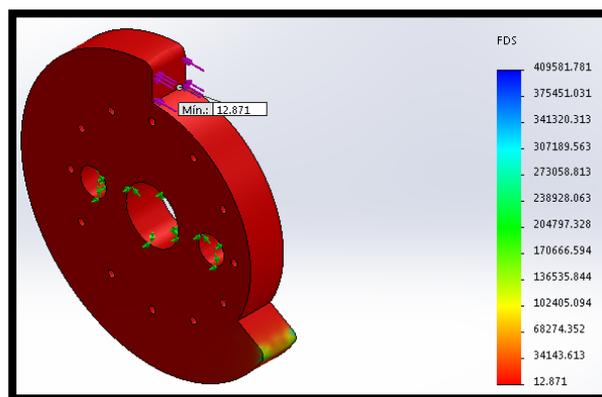


Figura 4.21 Factor de seguridad de la rueda - freno del mecanismo

4.6.5 Pasador – junta del mecanismo freno – embrague

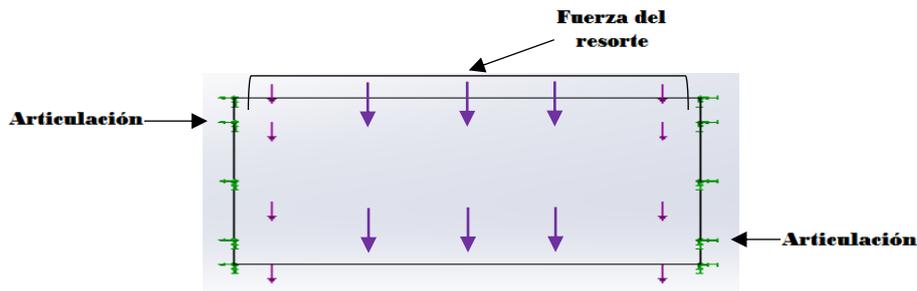


Figura 4.22 DCL del pasador – junta del mecanismo

4.6.5.1 Análisis de convergencia de tensión Von Mises

Tabla 4.5

Análisis de convergencia del pasador – junta del mecanismo freno – embrague

Iteración	N. de Elementos	Esfuerzo [MPa]	Error [%]
1	6184	66,778	
2	6796	68,54	2,57%
3	7051	67,149	2,07%
4	8455	65,987	1,76%
5	8647	66,278	0,44%
6	10583	65,041	1,90%
7	13583	65,275	0,36%

Como se puede observar en la figura 4.23, de acuerdo al análisis de convergencia es recomendable trabajar dentro de un rango de número de elementos oscilantes entre los 8455 a 13583, llegando a obtener resultados más concretos gracias a una estabilización del método numérico.

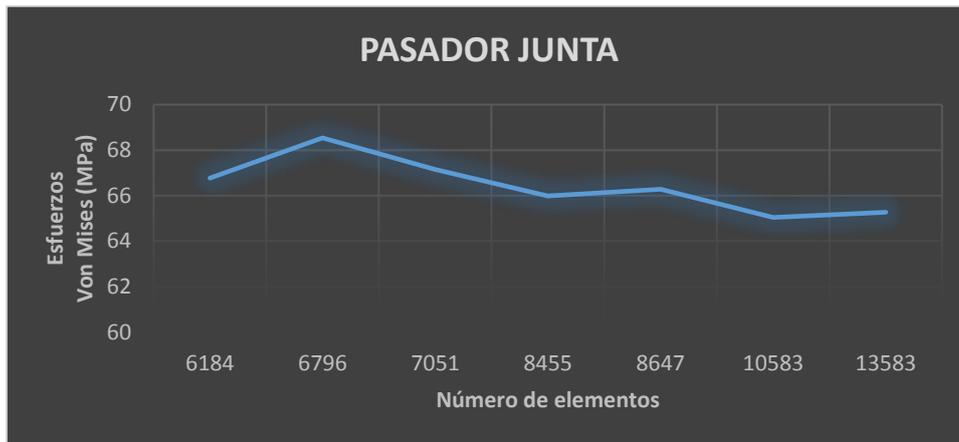


Figura 4.23 Análisis de convergencia del pasador – junta del mecanismo freno – embrague

Una vez llegado a la estabilización del método numérico gracias al análisis de convergencia, podemos apreciar que en la *figura 4.24* el esfuerzo mínimo de 1.05 MPa se encuentra en la mayor parte del cuerpo del pasador y el esfuerzo máximo de 66.28 MPa en el extremo del pasador.

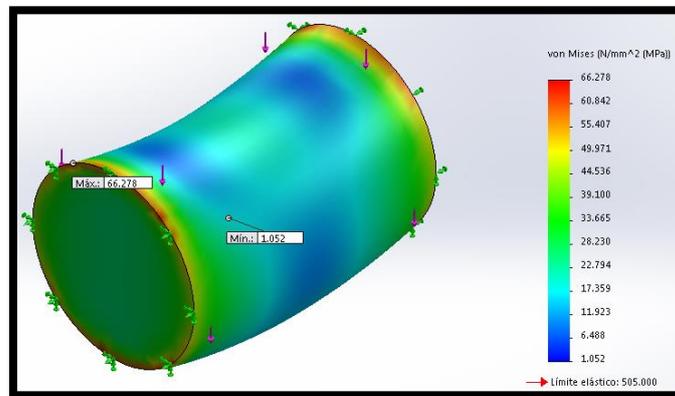


Figura 4.24 Análisis de Von Mises del pasador – junta del mecanismo freno – embrague

En la *figura 4.25* se puede apreciar que el factor de seguridad mínimo es de 7,62 con el cual esta pieza va interactuar y soportar las diferentes condiciones de entorno.

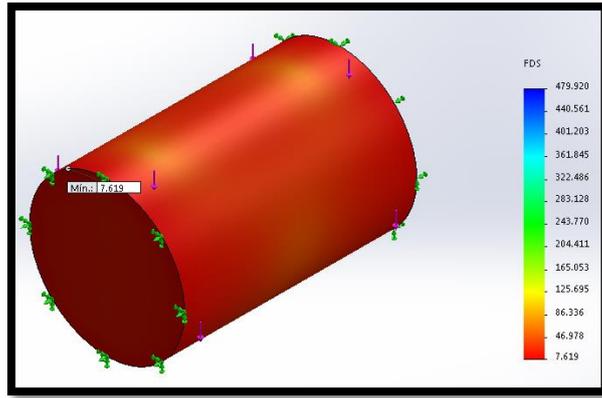


Figura 4.25 Factor de seguridad del pasador – junta del mecanismo freno – embrague

4.6.6 Polea – embrague del mecanismo

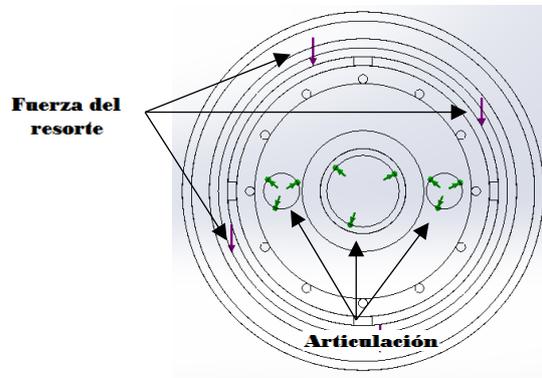


Figura 4.26 DCL de la polea – embrague

4.6.6.1 Análisis de convergencia de tensión Von Mises

Tabla 4.6

Análisis de convergencia de la polea - embrague del mecanismo

Iteración	N. de Elementos	Esfuerzo [MPa]	Error [%]
1	9321	154,548	
2	9508	154,964	0,27%
3	9529	160,401	3,39%
4	9520	160,338	0,04%
5	9568	159,574	0,48%

6	9726	160,603	0,64%
7	9760	160,579	0,01%

Como se puede observar en la *figura 4.27*, de acuerdo al análisis de convergencia es recomendable trabajar dentro de un rango de número de elementos oscilantes entre los 9529 a 9760, llegando a obtener resultados más concretos gracias a una estabilización del método numérico.

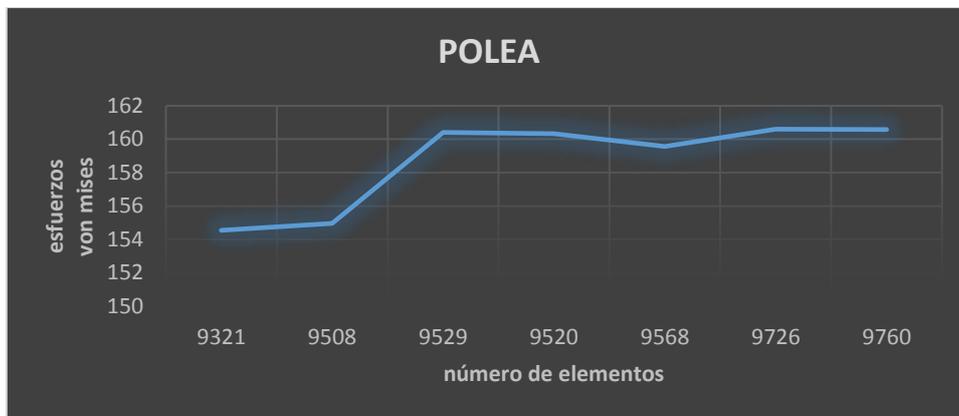


Figura 4.27 Análisis de convergencia de la polea - embrague del mecanismo

Una vez llegado a la estabilización del método numérico gracias al análisis de convergencia, podemos apreciar que en la *figura 4.28* el esfuerzo mínimo de 0.00 MPa se encuentra en la perforación por la cual conecta el eje, y el esfuerzo máximo de 80.17 MPa en el canal de la polea.

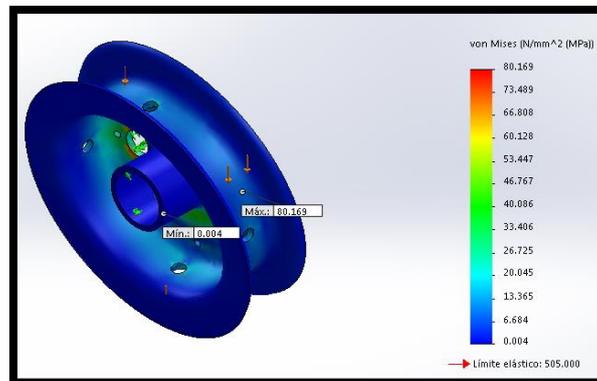


Figura 4.28 Análisis de Von Mises de la polea - embrague del mecanismo

En la *figura 4.29* se puede apreciar que el factor de seguridad mínimo es de 6.29 con el cual esta pieza va interactuar y soportas las diferentes condiciones de entorno.

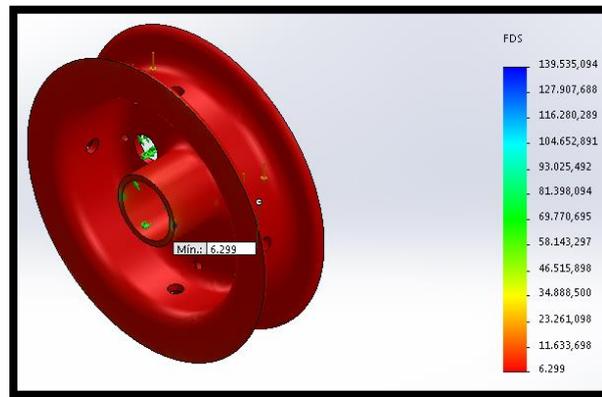


Figura 4.29 Factor de seguridad de la polea - embrague del mecanismo

CAPÍTULO V

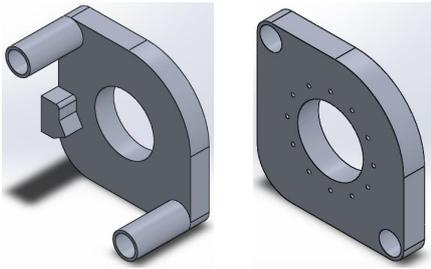
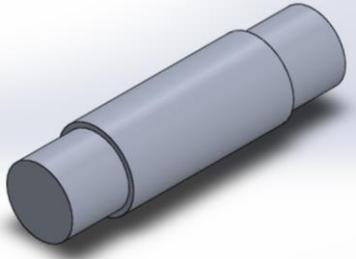
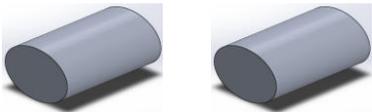
5.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS

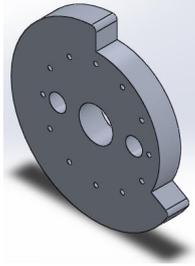
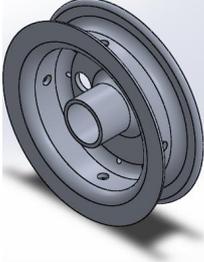
5.1.1 MANUFACTURA

A continuación, en la *tabla 5.1* se detallan los principales procesos de manufactura que se realizaron para el desarrollo del mecanismo recuperador de energía.

Tabla 5.1

Procesos de manufactura para el mecanismo freno – embrague

COMPONENTE	PROCESO DE FABRICACIÓN	IMAGEN
MARCOS O CUBIERTAS	<p>Corte: Se realizó un corte por plasma a una plancha de aluminio de acuerdo al diseño preestablecido por software.</p> <p>Taladrado: Se realizó perforaciones de acuerdo al diseño de cada cubierta.</p>	
EJE	<p>Torneado: Se realizó el torneado del eje hasta obtener las medidas deseadas.</p>	
PASADORES	<p>Torneado: Se realizó el torneado de los pasadores hasta obtener las medidas deseadas.</p>	

<p>RUEDA FRENO</p>	<p>Corte: Se realizó un corte por plasma a una plancha de aluminio de acuerdo al diseño preestablecido por software.</p> <p>Taladrado: Se realizó perforaciones de acuerdo al diseño de la rueda – freno.</p>	
<p>POLEA EMBRAGUE</p>	<p>Torneado: Se realizó el torneado a partir de una barra redonda de aluminio de acuerdo al diseño de la polea hasta obtener las medidas deseadas.</p> <p>Taladrado: Se realizó perforaciones de acuerdo al diseño de la polea – embrague.</p>	
<p>RESORTES HELICOIDALES</p>	<p>Enrollado en caliente: La barra de alambre de piano toma la forma de espiral.</p> <p>Templado y revenido: Se enfría o solidifica el alambre para proceder a la eliminación de tensiones y buscar elasticidad.</p> <p>Rectificado: Se rectifica los extremos del resorte según su funcionabilidad.</p>	

	<p>Pintura: Se pinta los resortes como protección contra la oxidación.</p>	
<p>BASES DE SUJECIÓN</p>	<p>Trazado: Se realizó el trazado del diseño sobre la plancha latón.</p> <p>Corte: Se realizaron los cortes de la plancha de acuerdo a las dimensiones requeridas en el diseño.</p> <p>Doblado: Se realizó el doblado de la pieza de acuerdo al diseño</p> <p>Taladrado: Se realizaron perforaciones para eliminación de peso.</p> <p>Soldadura: Se soldaron los componentes que así lo requerían.</p>	

5.1.2 ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS

A continuación en la *tabla 5.2* se detalla un breve resumen de los resultados obtenidos mediante el análisis de convergencia por medio de elementos finitos gracias a software.

Tabla 5.2

Resumen del análisis de elementos finitos del mecanismo freno – embrague

Piezas	Esfuerzo Máximo Von Mises (MPa)	Factor de Seguridad
Marco - Cubierta	45,14	11,18
Eje del Mecanismo	20,92	24,14
Rueda - Freno	39,24	12,87
Pasador - Junta	62,28	7,61
Polea - Embrague	80,17	6,29

5.1.3 RECUPERACIÓN DE ENERGÍA DEL MECANISMO

A continuación, en la *tabla 5.3* se detallan los resultados de las pruebas realizadas en relación a la recuperación de energía obtenida gracias al mecanismo recuperador de energía.

Tabla 5.3

Pruebas de funcionamiento del mecanismo recuperador de energía

Personas	Peso (kg)	Estatura (m)	Contante del resorte (N/m)	L.C.R en reposo (mm)	L.C.R. en trabajo (mm)	Deflexión (mm)	Energía (J)
P1	86	1,71	9353,74	55,63	74,11	18,48	1,60
P2	78	1,67	9353,74	55,63	73,86	18,23	1,55
P3	72	1,68	9353,74	55,63	73,63	18	1,52
P4	65	1,7	9353,74	55,63	73,41	17,78	1,48
P5	59	1,69	9353,74	55,63	73,58	17,95	1,51
Energía de recuperación promedio							1,53

5.1.4 DESCRIPCIÓN DE LOS RESULTADOS

Los resultados que se observa en esta investigación son:

- Se desarrolla un mecanismo de freno – embrague con un diseño llamativo, compacto y de alta resistencia con un factor de seguridad mínimo de 6,29 en relación a la polea – embrague y uno de 24,14 en relación al eje del mecanismo.
- El funcionamiento del mecanismo recuperador de energía funciono tal y como se esperaba en el proceso de frenado y embrague, aunque con el inconveniente que no pudo ser probado en una prótesis biomecánica de pie – tobillo. **ANEXO G**
- Presencia de daños por oxidación en pernos, rodamientos y sistemas de bases de sujeción superior e inferior.

- Desgaste excesivo de la cuerda que conecta el resorte helicoidal a extensión con la polea – embrague.
- Se obtiene una gran factibilidad en los diseños y manufactura de los resortes helicoidales, manejando un factor de seguridad mínimo de 1,25 para el resorte helicoidal a torsión y un máximo de 6,61 para el resorte helicoidal a extensión; con los cuales se logra cumplir explícitamente las funciones deseadas para este proyecto de investigación.
- En general se puede decir que se logró desarrollar y alcanzar una recuperación de energía netamente elástica promedio de 1,53J a través de un determinado ciclo de la marcha humana sobre una superficie plana gracias a este mecanismo de recuperación de energía, que gracias a su diseño compacto y llamativo no provoca malestar alguno en sus usuarios.

CAPÍTULO VI

6.1 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1.1 CONCLUSIONES

- En base al estudio cinemático y cinético de la articulación del tobillo usada por el hombre en la marcha, se puede afirmar que el almacenamiento de energía se realiza explícitamente en la fase de “Control Dorsiflexión Plantar”, mientras que la recuperación se la realiza en la fase de “Potencia Flexión Plantar”.
- Considerando los análisis aplicados en los subconjuntos que conforman el mecanismo freno – embrague, tales como: Von Mises con un esfuerzo mínimo de 0.00 MPa y un esfuerzo máximo de 80.17 MPa y un factor de seguridad mínimo de 6.29 y un máximo de 24.14; se puede afirmar que la estructura diseñada es buena para los propósitos de funcionamiento freno y embrague que se requerían para la función de recuperación de energía durante la marcha.
- Se puede afirmar que el funcionamiento del mecanismo recuperador de energía es eficiente, considerando que en el proceso de la marcha humana se logró obtener una recuperación de energía promedio de 1,53 J a una velocidad de zancada no superior de 1,1 m/s, ejecutándose de una forma adecuada y sin ningún tipo de inconveniente en las pocas pruebas realizadas.
- En referencia a la manufactura de sujeciones se podría decir que cumplen con su función, en especial la sujeción superior, a la cual va conectado el mecanismo freno – embrague cumpliendo la función de fijación y alineación para el correcto funcionamiento de este durante la fase de recuperación de energía en la marcha humana.
- Los resultados que presentó este mecanismo de recuperación de energía para prótesis biomecánicas de tobillo pie para usuarios con una amputación transtibial permitirán seguir avanzando con la investigación para trabajos de diseños posteriores, en donde se

pretende aprovechar al máximo y no desechar hacia el medio la energía producida durante la marcha humana.

6.1.2 RECOMENDACIONES

- Analizar el cambio del sistema netamente mecánico por sistemas electromecánicos, magnéticos; con los cuales se podrán realizar un mejor diseño y buscar un funcionamiento para diferentes tipos de marcha y terrenos con el mínimo error posible.
- Se recomienda llevar a cabo pruebas de nuevos materiales de mayor resistencia para el marco del mecanismo (cubiertas) que garanticen un mayor rendimiento frente al desgaste por la utilización del dispositivo en distintos ambiente y varios escenarios.
- Se recomienda que los pasadores de unión para la rueda freno y polea embrague sean de una manera más accesible para la facilidad al momento de realizar un mantenimiento o cambio por desgaste.
- Se recomienda llevar a cabo un estudio pertinente en busca de nuevos materiales que sirvan para reemplazar la cuerda que sirve de unión entre el resorte helicoidal a extensión con la polea embrague.
- Profundizar en el análisis estructural de las sujeciones del mecanismo freno – embrague, tomando en cuenta la musculatura de las personas para distintas edades y sexo.
- Se recomienda buscar un sustituto para el alambre de piano ASTM 228 que sirve para fabricación de resortes, debido a que su disponibilidad se encuentra solo bajo pedido y a espera de un determinado periodo de tiempo.
- Se recomienda analizar y buscar soluciones alternativas de protección para el mecanismo recuperador de energía, tales como: estructuras de recubrimiento, cubiertas tipo férulas, pinturas especializadas, etc.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] L. Martínez, «Salud 180,» [En línea]. Available: <http://www.salud180.com/salud-z/amputacion-de-extremidades-inferiores>. [Último acceso: 15 Noviembre 2017].
- [2] F. Villamarín, «Tableau Public,» 30 Enero 2018. [En línea]. Available: <http://www.consejodiscapacidades.gob.ec/estadistica/index.html>.
- [3] J. Müller, «Prótesis de miembro inferior,» Socializa.me, [En línea]. Available: <http://ortopediajensmuller.com/servicio-de-fabricacion/protesis-de-miembro-inferior/>. [Último acceso: 5 Diciembre 2017].
- [4] K. Norton, «A Brief History of Prosthetics,» *inMOtion*, p. 5, 2007.
- [5] P. Arroyo Pichara, «Ingeniería,» 12 Octubre 2012. [En línea]. Available: <http://picharra1.blogspot.com/2012/10/antecedentes-de-las-protesis-roboticas.html>.
- [6] Tecnología, «Tecnología2011,» 25 Septiembre 2011. [En línea]. Available: <http://tecnologia2011organos.blogspot.com/>.
- [7] S. Desing, «Núcleo Ortopédico,» Junio 1999. [En línea]. Available: <http://nucleo-ortopedico.com.ar/inicio/>.
- [8] Ossur, «Ossur Soluciones Protésicas,» *Catalogo 2015/2016 Ossur Iberia*, p. 276, 2015.
- [9] Ottobock, «Prótesis miembro inferior,» 2014. [En línea]. Available: <http://www.ottobock.es/protesis/miembro-inferior/pies-protesicos/>.
- [10] L. Pulido, *Lecciones elementales de electricidad*, Buenos Aires: HOBBY, 2012.
- [11] L. U. Yvonne, «Algunos efectos de la energía en el medio ambiente,» *FACES*, 2008.
- [12] J. Maxwel, V. Naing y O. Li, «Biomechanical Energy Harvesting,» *IEEE*, 2009.
- [13] M. Nordin, *Biomecánica Básica Del Sistema musculoesquelético*, España: McGraw-HILL, 2004.
- [14] M. W. Whittle, *Gait Analysis*, Philadelphia: Elsevier Ltd, 2007.
- [15] B. L. D. J. C. O. Christopher L Vaughan, *DYNAMICS OF HUMAN GAIT*, South Africa: Kiboho, 1992.
- [16] A. V. Voegeli, *Lesiones Básicas de biomecánica del aparato locomotor*, Springer, 2004.
- [17] H. J. R. F. T. Inman, *Human Walking*, Baltimore, London: Williams & Wilkins, 1981.
- [18] S. K.-W. Au, «Powered ankle-foot prosthesis for the improvement of amputee walking economy,» 2007.
- [19] S. a. B. M. a. H. H. Au, «Powered ankle-foot prosthesis to assist level-ground and stair-descent gaits,» *Neural Networks*, 2008.

- [20] D. A. Winter, «Biomechanical motor patterns in normal walking,» *Journal of motor behavior*, vol. 15, pp. 302--330, 1983.
- [21] Ottobock, «Ottobock,» 15 Diciembre 2015. [En línea]. Available: http://professionals.ottobock.es/cps/rde/xchg/ob_es_es/hs.xsl/24272.html?id=8417#t8417.
- [22] R. Seymour, *Prosthetics and orthotics : lower limb and spinal*, Filadelfia: Lippincott Williams & amp, 2002.
- [23] R. L. Norton, *Diseño de Máquinas*, México: Prentice Hall, 1999.
- [24] R. Barnett, *Geometría Plana*, Sifón México: McGraw-Hill, 1997.
- [25] C. Riba Romera, *Selección de materiales en el diseño de máquinas*, Barcelona: Ediciones UPC, 2008.
- [26] R. Budynas y K. Nisbett, *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley*, México: McGraw'Hill, 2008.
- [27] U. Lanza, C. Müller Karger y C. Graciano, *Análisis por elementos finitos de adaptadotes modulares para prótesis ortopédica transtibial*, Santa Fe: Asociación Argentina de Mecánica Computacional, 2006.
- [28] I. Bohman, «Ivan Bohman CA,» 2017. [En línea]. Available: <http://www.ivanbohman.com.ec/wp-content/uploads/2016/02/prodax.pdf>.
- [29] J. Péres Porto y M. Merino, «Definición de Resorte,» 2010. [En línea]. Available: <https://definicion.de/resorte/>. [Último acceso: 2 Febrero 2018].
- [30] A. Pérez González, «Resorte de compresión,» 28 Enero 2008. [En línea]. Available: http://www.mecapedia.uji.es/resorte_de_compresion.htm. [Último acceso: 2 Febrero 2018].
- [31] E. Martínez López, *Cálculo de Resortes Helicoidales*, Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, 2013.

ANEXOS

ANEXO A: TABLA DE ESPECIFICACIONES DE DISEÑO REFERENCIAL

Fuente: [18]

Weight (kg)	2.5
Max. Allowable Dorsiflexion (deg)	15
Max. Allowable Plantarflexion (deg)	25
Peak Torque (Nm)	140
Peak Velocity (rad/s)	5.2
Peak Power (W)	350
Torque Bandwidth (Hz)	3.5
Net Work Done (J)	10J at 1.3m/s
Offset Stiffness During CD (Nm/rad)	550

ANEXO B: MATERIALES COMUNES PARA ALAMBRE DE RESORTE

Fuente: [23]

ASTM #	Material	SAE #	Descripción
A227	Alambre estirado en frío ("estirado duro")	1066	Alambre para resorte para uso general de menor costo. Adecuado para cargas estáticas pero no es bueno para la fatiga o impacto. Rango de temperatura de 0°C a 120°C (250°F).
A228	Alambre de piano	1085	Material muy tenaz de muy amplio uso para resortes de espiras pequeñas. Tiene la resistencia más elevada a la tensión y a la fatiga de todos los alambres para resorte. Rango de temperatura 0°C a 120°C (250°F).
A229	Alambre revenido al aceite	1065	Acero para resorte de uso general. Menos costoso y disponible en tamaños mayores del alambre para piano. Adecuado para cargas estáticas pero no bueno para la fatiga o el impacto. Rango de temperatura 0°C a 180°C (350°F).
A230	Alambre revenido en aceite	1070	Calidad de resorte de válvulas. Adecuada para carga a la fatiga.
A232	Cromo vanadio	6150	Acero para resorte de aleación de mayor popularidad. Calidad de resorte de válvulas. Adecuado para cargas a la fatiga. También bueno para cargas de impacto y de golpe. Para temperaturas de hasta 220°C (425°F). Disponible recocido y prerrevenido.
A313 (302)	Acero inoxidable	30302	Adecuado para aplicaciones de fatiga.
A401	Al cromo silicio	9254	Calidad de resorte de válvula: adecuada para cargas a la fatiga. Resistencia apenas inferior a la del alambre de piano y tiene una más elevada resistencia a la temperatura hasta 220°C (425°F).
B134, #260	Latón para resorte	CA-260	Baja resistencia, pero resistente a la corrosión.
B159	Bronce fosforado	CA-510	Resistencia superior al latón, mejor resistencia a la fatiga. Resistente a la corrosión. No debe tratarse térmicamente ni doblarse a lo largo del grano.
B197	Cobre al berilio	CA-172	Resistencia superior al latón. Mejor resistencia a la fatiga. Bastante resistente a la corrosión. Puede tratarse térmicamente y doblarse a lo largo del grano.
-	Inconel X-750	-	Resistente a la corrosión.

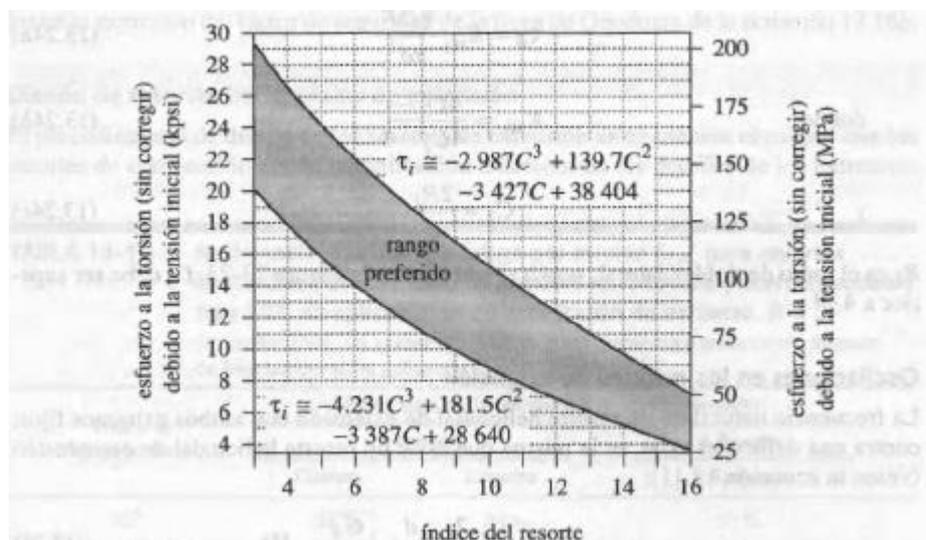
ANEXO C: DIÁMETROS DE ALAMBRES PREFERIDOS

Fuente: [23]

U.S. (in)	SI (mm)
0.004	0.10
0.005	0.12
0.006	0.16
0.008	0.20
0.010	0.25
0.012	0.30
0.014	0.35
0.016	0.40
0.018	0.45
0.020	0.50
0.022	0.55
0.024	0.60
0.026	0.65
0.028	0.70
0.030	0.80
0.035	0.90
0.038	1.00
0.042	1.10
0.045	
0.048	1.20
0.051	
0.055	1.40
0.059	
0.063	1.60
0.067	
0.072	1.80
0.076	
0.081	2.00
0.085	2.20
0.092	
0.098	2.50
0.105	
0.112	2.80
0.125	3.00
0.135	3.50
0.148	
0.162	4.00
0.177	4.50
0.192	5.00
0.207	5.50
0.225	6.00
0.250	6.50
0.281	7.00
0.312	8.00
0.343	9.00
0.362	
0.375	
0.406	10.0
0.437	11.0
0.469	12.0
0.500	13.0
0.531	14.0
0.562	15.0
0.625	16.0

ANEXO D: RANGO PREFERIDO DEL ESFUERZO INICIAL EN RESORTE HELICOIDALES

Fuente: [23]



ANEXO E: COEFICIENTE Y EXPOINENTE PARA LA ECUACIÓN (16)

Fuente: [23]

ASTM #	Material	Rango		Exponente b	Coeficiente A		Factor de correlación
		mm	in		MPa	psi	
A227	Estirado en frío	0.5-16	0.020-0.625	-0.182 2	1 753.3	141 040	0.998
A228	Alambre de piano	0.3-6	0.010-0.250	-0.1625	2 153.5	184 649	0.9997
A229	Revenido en aceite	0.5-16	0.020-0.625	-0.183 3	1 831.2	146 780	0.999
A232	Cromo vanadio	0.5-12	0.020-0.500	-0.145 3	1 909.9	173 128	0.998
A401	Cromo silicio	0.8-11	0.031-0.437	-0.093 4	2 059.2	220 779	0.991

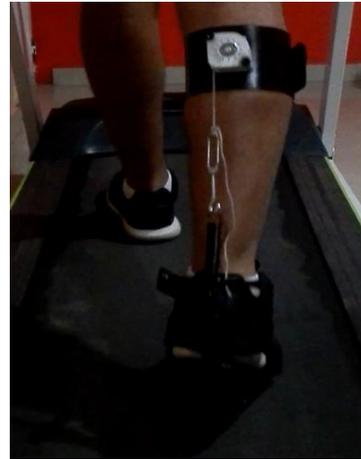
ANEXO F: CARACTERISTICAS DEL DURALUMINIO AW-7075

Fuente: [28]

Información general	Propiedades																																								
<p>Prodax es una aleación de aluminio de alta resistencia, laminado en caliente, que se entrega en barras redondas y placas, tratadas térmicamente. Las mismas son sometidas a una operación especial de estiramiento en frío para el máximo alivio de tensiones. Dado su alta resistencia y buena estabilidad, Prodax se ha convertido en un material ampliamente utilizado en la industria de moldes y matices. Condición de entrega: Tratado térmicamente a 146 - 180 Brinell.</p> <p>Prodax posee las siguientes características, que lo hacen apropiado para distintos tipos de herramientas, especialmente moldes para plásticos:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Excelente mecanizado Altas velocidades de corte, tiempos de mecanizado reducidos, menos costo de herramienta, entregas más rápidas. • Bajo Peso Su bajo peso (aproximadamente la tercera parte del peso del acero), hace el manejo del herramienta más fácil y sencillo. Su baja inercia hace posible acelerar el tiempo de cierre y apertura de los moldes. • Alta Conductividad térmica Se reduce el tiempo de los ciclos y se pueden utilizar sistemas de enfriamiento menos complicados. • Buena estabilidad La operación especial de alivio de tensiones garantiza una deformación mínima durante y luego del mecanizado. • Buena resistencia a la corrosión Buena resistencia contra ataques corrosivos en los plásticos habitualmente usados. • Apropiado para tratamientos superficiales Prodax es adecuado para realizar anodizado duro, cromado duro o niquelado, para incrementar su dureza, resistencia al desgaste y resistencia a la corrosión. 	<p style="text-align: center;">Propiedades Físicas</p> <p>Valores a temperatura ambiente, salvo donde se indique específicamente lo contrario.</p> <table border="1" style="width: 100%;"> <tbody> <tr> <td>Densidad kg/m³ lbs/pulg³</td> <td>2830 0,102</td> </tr> <tr> <td>Módulo de elasticidad N/mm² PSI</td> <td>71 500 10,3 x 10⁴</td> </tr> <tr> <td>Coefficiente de expansión térmica por °C de 20 °C a 100 °C por °F (68 - 212 °F)</td> <td>23 x 10⁻⁶ 12,8 x 10⁻⁶</td> </tr> <tr> <td>Conductibilidad térmica W/m °C Btu pulg/pie °F</td> <td>165 1 144</td> </tr> <tr> <td>Calor específico J/Kg °C Btu/lb °F</td> <td>890 0,20</td> </tr> </tbody> </table> <p style="text-align: center;">Propiedades Mecánicas</p> <p>Resistencia a la tracción a temperatura ambiente</p> <p>Los valores de resistencia a la tracción, que por motivos prácticos se pueden comparar con los valores de resistencia a la compresión, deben tomarse como típicos.</p> <p>Valores a temperatura ambiente para distintos espesores de placa.</p> <table border="1" style="width: 100%;"> <thead> <tr> <th>Placas (espesor) mm</th> <th>Resistencia a la tracción N/mm²</th> <th>Límite de fluencia N/mm²</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>>10 - 50</td> <td>590</td> <td>550</td> </tr> <tr> <td>>50 - 100</td> <td>570</td> <td>520</td> </tr> <tr> <td>>100 - 150</td> <td>550</td> <td>500</td> </tr> <tr> <td>>150 - 200</td> <td>535</td> <td>485</td> </tr> <tr> <td>>200 - 300</td> <td>430</td> <td>365</td> </tr> <tr> <td colspan="3">barras redondas (diámetro) mm</td> </tr> <tr> <td>40</td> <td>680</td> <td>630</td> </tr> <tr> <td>100</td> <td>680</td> <td>620</td> </tr> <tr> <td>200</td> <td>670</td> <td>610</td> </tr> </tbody> </table> <p>Debe hacerse notar que las placas han sido testeadas transversalmente, mientras que las barras redondas lo han sido en forma longitudinal.</p>	Densidad kg/m ³ lbs/pulg ³	2830 0,102	Módulo de elasticidad N/mm ² PSI	71 500 10,3 x 10 ⁴	Coefficiente de expansión térmica por °C de 20 °C a 100 °C por °F (68 - 212 °F)	23 x 10 ⁻⁶ 12,8 x 10 ⁻⁶	Conductibilidad térmica W/m °C Btu pulg/pie °F	165 1 144	Calor específico J/Kg °C Btu/lb °F	890 0,20	Placas (espesor) mm	Resistencia a la tracción N/mm ²	Límite de fluencia N/mm ²	>10 - 50	590	550	>50 - 100	570	520	>100 - 150	550	500	>150 - 200	535	485	>200 - 300	430	365	barras redondas (diámetro) mm			40	680	630	100	680	620	200	670	610
Densidad kg/m ³ lbs/pulg ³	2830 0,102																																								
Módulo de elasticidad N/mm ² PSI	71 500 10,3 x 10 ⁴																																								
Coefficiente de expansión térmica por °C de 20 °C a 100 °C por °F (68 - 212 °F)	23 x 10 ⁻⁶ 12,8 x 10 ⁻⁶																																								
Conductibilidad térmica W/m °C Btu pulg/pie °F	165 1 144																																								
Calor específico J/Kg °C Btu/lb °F	890 0,20																																								
Placas (espesor) mm	Resistencia a la tracción N/mm ²	Límite de fluencia N/mm ²																																							
>10 - 50	590	550																																							
>50 - 100	570	520																																							
>100 - 150	550	500																																							
>150 - 200	535	485																																							
>200 - 300	430	365																																							
barras redondas (diámetro) mm																																									
40	680	630																																							
100	680	620																																							
200	670	610																																							

ANEXO G: PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL MECANISMO DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA

PERSONA (a)



PERSONA (b)

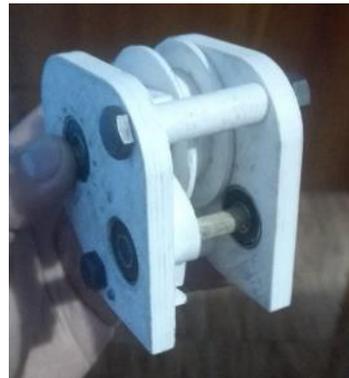


ANEXO H: PROTOTIPOS DE MECANISMO FRENO – EMBRAGUE

PROTOTIPO (a)



PROTOTIPO (b)



PROTOTIPO (c)



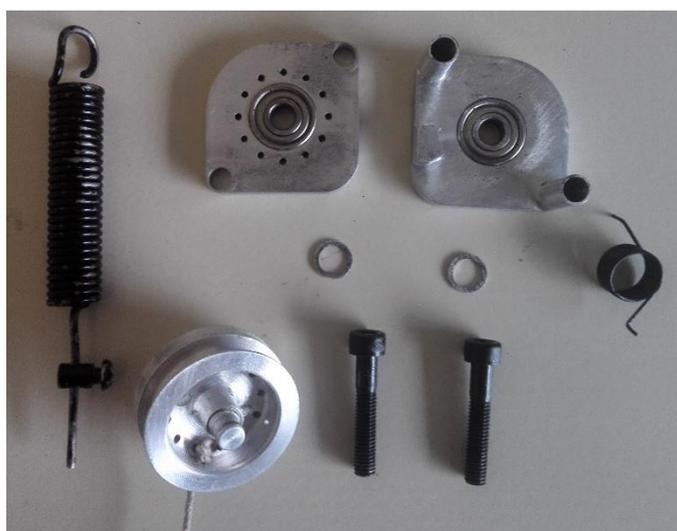
ANEXO I: SUBCONJUNTOS DEL MECANISMO RECUPERADOR DE ENERGÍA



(a) SUBCONJUNTOS ENSAMBLADOS



(b) SUBCONJUNTOS POR SEPARADO



(c) PARTES DEL MECANISMO FRENO – EMBRAGUE

ANEXO J: TABULACIÓN DE PRUEBAS (%ERROR) DE LA CONSTANTE DEL RESORTE HELICOIDAL A EXTENSIÓN

Díámetro del alambre	2,5 mm
# vueltas	22,25
L.C reposo	55,63 mm
Constante	9353,74 N/m

Masa (kg)	LC trabajo	Deflexión (mm)	Kp (N/m)	Error (%)
1,25	56,9	1,3	9607,84	2,72%
2,5	58,2	2,6	9514,56	1,72%
3,75	59,5	3,9	9483,87	1,39%
5	60,8	5,2	9468,60	1,23%
6,25	62,1	6,5	9459,46	1,13%
7,5	63,4	7,8	9453,38	1,07%
10	66,2	10,6	9267,14	0,93%
12,5	68,6	13,0	9441,23	0,94%
14,77	71	15,4	9414,37	0,65%
26,1	83,1	27,5	9309,55	0,47%
Error promedio			1,22%	

PLANOS MECÁNICOS

ÍNCIDE DE ILUSTRACIONES

<i>Figura 2.1</i> Evolución de las prótesis	23
<i>Figura 2.2</i> Representación edad media	24
<i>Figura 2.3</i> Prótesis en el renacimiento	25
<i>Figura 2.4</i> Pierna Selpho.....	26
<i>Figura 2.5</i> Prótesis semi-moderna	26
<i>Figura 2.6</i> Prótesis moderna especializada	27
<i>Figura 2.7</i> Pie Elation	27
<i>Figura 2.8</i> Triton Smart Ankle.....	28
<i>Figura 2.9</i> Vista superior huesos del pie.....	30
<i>Figura 2.10</i> Huesos del lado medial del pie.....	31
<i>Figura 2.11</i> Vista lateral huesos del pie.....	31
<i>Figura 2.12</i> Biomecánica del movimiento del cuerpo y tobillo humano.....	32
<i>Figura 2.13</i> Distribución de fuerzas sobre el pie	32
<i>Figura 2.14</i> Movimiento angular vs tiempo	33
<i>Figura 2.15</i> Fases del ciclo de marcha del tobillo.....	33
<i>Figura 2.16</i> Nivel 1 del grado de movilidad en la marcha con prótesis	35
<i>Figura 2.17</i> Nivel 2 del grado de movilidad en la marcha con prótesis	36
<i>Figura 2.18</i> Nivel 3 del grado de movilidad en la marcha con prótesis	36
<i>Figura 2.19</i> Nivel 4 del grado de movilidad en la marcha con prótesis	36
<i>Figura 4.1</i> Representación de la K_{sg} en relación a la movilización en radianes	41
<i>Figura 4.2</i> Deflexión del resorte en la fase de acumulación de energía	42
<i>Figura 4.3</i> Primer prototipo del mecanismo freno – embrague, material mixto (cartón prensado y madera).....	48
<i>Figura 4.4</i> Segundo prototipo del mecanismo freno – embrague, material PLA color blanco	49
<i>Figura 4.5</i> Tercer prototipo del mecanismo freno – embrague, material PLA color negro....	50
<i>Figura 4.6</i> Vistas del mecanismo freno – embrague.....	50
<i>Figura 4.7</i> Cubiertas del mecanismo freno - embrague	51
<i>Figura 4.8</i> Rueda freno del mecanismo	52
<i>Figura 4.9</i> Polea embrague del mecanismo	52
<i>Figura 4.10</i> DCL del marco cubierta	55
<i>Figura 4.11</i> Análisis de convergencia marco cubierta del mecanismo freno – embrague.....	56
<i>Figura 4.12</i> Análisis de von Mises del marco cubierta del mecanismo freno – embrague	56
<i>Figura 4.13</i> Factor de seguridad del marco cubierta del mecanismo freno – embrague.....	57
<i>Figura 4.14</i> DCL del eje del mecanismo	57
<i>Figura 4.15</i> Análisis de convergencia del eje del mecanismo freno – embrague.....	58
<i>Figura 4.16</i> Análisis de Von Mises del eje del mecanismo freno – embrague.....	59
<i>Figura 4.17</i> Factor de seguridad del eje del mecanismo freno – embrague.....	59
<i>Figura 4.18</i> DCL de la rueda - freno del mecanismo.....	59
<i>Figura 4.19</i> Análisis de convergencia de la rueda - freno del mecanismo	60
<i>Figura 4.20</i> Análisis de Von Mises de la rueda - freno del mecanismo	61
<i>Figura 4.21</i> Factor de seguridad de la rueda - freno del mecanismo	61
<i>Figura 4.22</i> DCL del pasador – junta del mecanismo	62

Figura 4.23 Análisis de convergencia del pasador – junta del mecanismo freno – embrague	63
Figura 4.24 Análisis de Von Mises del pasador – junta del mecanismo freno – embrague	63
Figura 4.25 Factor de seguridad del pasador – junta del mecanismo freno – embrague	64
Figura 4.26 DCL de la polea – embrague	64
Figura 4.27 Análisis de convergencia de la polea - embrague del mecanismo	65
Figura 4.28 Análisis de Von Mises de la polea - embrague del mecanismo	65
Figura 4.29 Factor de seguridad de la polea - embrague del mecanismo	66

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4.1 Comparación de materiales	53
Tabla 4.2 Análisis de convergencia marco cubierta del mecanismo freno – embrague	55
Tabla 4.3 Análisis de convergencia del eje del mecanismo freno – embrague	57
Tabla 4.4 Análisis de convergencia de la rueda - freno del mecanismo	60
Tabla 4.5 Análisis de convergencia del pasador – junta del mecanismo freno – embrague	62
Tabla 4.6 Análisis de convergencia de la polea - embrague del mecanismo	64
Tabla 5.1 Procesos de manufactura para el mecanismo freno – embrague	67
Tabla 5.2 Resumen del análisis de elementos finitos del mecanismo freno – embrague	69
Tabla 5.3 Pruebas de funcionamiento del mecanismo recuperador de energía	70

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A: TABLA DE ESPECIFICACIONES DE DISEÑO REFERENCIAL	78
ANEXO B: MATERIALES COMUNES PARA ALAMBRE DE RESORTE	78
ANEXO C: DIÁMETROS DE ALAMBRES PREFERIDOS	79
ANEXO D: RANGO PREFERIDO DEL ESFUERZO INICIAL EN RESORTE HELICOIDALES	79
ANEXO E: COEFICIENTE Y EXPOONENTE PARA LA ECUACIÓN (16)	80
ANEXO F: CARACTERISTICAS DEL DURALUMINIO AW-7075	80
ANEXO G: PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL MECANISMO DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA	81
ANEXO H: PROTOTIPOS DE MECANISMO FRENO – EMBRAGUE	82
ANEXO I: SUBCONJUTOS DEL MECANISMO RECUPERADOR DE ENERGÍA	83
ANEXO J: TABULACIÓN DE PRUEBAS (%ERROR) DE LA CONSTANTE DEL RESORTE HELICOIDAL A EXTENSIÓN	83