

UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE MOGROVEJO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA



**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN PROTOTIPO DE EXOESQUELETO
DE MIEMBRO INFERIOR EN LA ASISTENCIA DE LA MARCHA
PARA PACIENTES CON PARAPLEJIA**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE:
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

Sánchez Tapia, Carlos Alonso

Chiclayo 10 de Julio del 2018

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN PROTOTIPO DE
EXOESQUELETO DE MIEMBRO INFERIOR EN LA
ASISTENCIA DE LA MARCHA PARA PACIENTES CON
PARAPLEJIA**

PRESENTADA POR:

SÁNCHEZ TAPIA, CARLOS ALONSO

A la Facultad de Ingeniería de la
Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo
para optar el título de

INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO

APROBADA POR:

Mg. Alejandro Vera Lázaro
PRESIDENTE

Ing. Alexander Querevalú Morante
SECRETARIO

Ing. Iván Dante Sipión Muñoz
ASESOR

DEDICATORIA

La presente tesis está dedicada a mi padre, Juvenal Domingo Sánchez Roque y a mi madre María Gladys Tapia Bejarano, quienes siempre me han dado su apoyo en todos estos años.

AGRADECIMIENTOS

A Dios por bendecirme la vida, por guiarme a lo largo de mi existencia, ser el apoyo y fortaleza en aquellos momentos de dificultad y de debilidad.

A mi casa de estudios, la Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo, a los ingenieros y a mis compañeros que me apoyaron en todos estos años de estudio.

A mi asesor de Tesis Ing. Ivan Dante Sipión Muñoz por el apoyo brindado. Y mi jurado por el aporte otorgado.

ÍNDICE

I.	INTRODUCCIÓN	12
II.	OBJETIVO.....	13
2.1.	Objetivo general	13
2.2.	Objetivos específicos.....	13
III.	JUSTIFICACIÓN.....	14
IV.	MARCO TEÓRICO.....	15
4.1.	Estado del arte	15
4.1.1.	Productos similares existentes.....	15
4.1.2.	Problemática actual de los productos similares existentes.....	17
4.1.3.	Planteamiento del problema	18
4.1.4.	Requerimientos del diseño	18
4.2.	Bases teóricas científicas	20
V.	DISEÑO	22
5.1.	Metodología.....	22
5.1.1.	Diseño de la investigación.....	22
5.1.2.	Variables.....	22
5.1.3.	Plan de procesamiento de datos.....	24
5.2.	Diseño conceptual de elementos o partes	24
5.2.1.	Ciclo de marcha.....	24
5.2.2.	Análisis Cinemático de la Marcha Humana	25
5.2.3.	Modelo cinemático estacionario.....	26
5.2.4.	Construcción del modelo cinemático	27
5.3.	Modelo matemático de ecuaciones de desplazamiento y longitud de paso.....	29
5.3.1.	Diagrama de trayectorias.....	29
5.3.2.	Longitud de paso	32
5.4.	Diseño del mecanismo.....	32
5.4.1.	Carrera del pistón	32
5.4.2.	Cálculo de fuerzas	35
5.4.3.	Diseño de la sección del eslabón.....	40
5.4.4.	Factor de diseño	41
5.4.5.	Rigidez y estabilidad	42
VI.	MODELAMIENTO CAD.....	44
6.1.	Eslabones	44
6.2.	Soporte cadera	45
6.3.	Soporte espalda.....	45

6.4.	Plataforma de apoyo	46
6.5.	Juntas	46
6.6.	Pines de unión.....	47
VII.	SISTEMA DE ACCIONAMIENTO.....	48
7.1.	Comparación de actuadores.....	48
7.1.1.	Servomotor	48
7.1.2.	Cilindro hidráulico	49
7.1.3.	Cilindro Neumático	49
7.1.4.	Motor lineal o actuador lineal	50
7.2.	Selección de Actuador	50
7.3.	Análisis de actuador.....	50
7.3.1.	Carrera del actuador	50
7.3.2.	Fuerza del actuador	52
7.4.	Criterio de selección de actuador.....	56
7.5.	Cálculo energético	58
VIII.	SIMULACIÓN Y RESULTADOS EXPERIMENTALES	59
8.1.	Verificación del cumplimiento de los parámetros de diseño.....	59
8.1.1.	Selección del material	59
8.1.2.	Diseño de sección de eslabón.....	62
8.1.3.	Bocinas de unión	66
8.1.4.	Pines de unión de actuadores.....	68
8.2.	Cálculo y simulación de Resistencia y Estabilidad	70
8.2.1.	Radio de giro	70
8.2.2.	Fijación de los extremos y longitud efectiva.....	70
8.2.3.	Relación de esbeltez	71
8.2.4.	Esbeltez de tracción y cargas críticas.....	71
8.2.5.	Análisis de columnas.....	72
8.3.	Análisis completo del mecanismo	77
8.3.1.	Esfuerzos	78
8.3.2.	Deformaciones unitarias.....	79
8.3.3.	Factor de seguridad	80
8.3.4.	Trazo de desplazamientos	81
8.3.5.	Calculo de longitud de paso	84
IX.	COSTOS.....	86
9.1.	Costo de eslabones.....	86
9.1.1.	Eslabón cadera.....	86
9.1.2.	Eslabón muslo	87

9.1.3.	Eslabón pierna	88
9.1.4.	Soporte Espalda.....	89
9.2.	Costo Uniones.....	90
9.2.1.	Bocina 1.....	90
9.2.2.	Bocina 2.....	91
9.2.3.	Pines de unión	92
9.3.	Análisis del costo total de elementos de máquinas.....	93
9.4.	Análisis del costo de diseño.....	93
9.5.	Comparación de precios con el mercado.....	94
X.	CONCLUSIONES	95
XI.	RECOMENDACIONES	96
XII.	BIBLIOGRAFÍA.....	97
XIII.	ANEXOS	98

LISTA DE TABLAS

Tabla 1	Variables peso y edad.....	22
Tabla 2	Tipo de lesión.....	23
Tabla 3	Variables.....	23
Tabla 4	Variable longitud.....	28
Tabla 5	Variable ángulo.....	28
Tabla 6	Valores para diagrama de trayectorias muslo.....	29
Tabla 7	Valores para diagrama de trayectorias pierna.....	30
Tabla 8	Valores para diagrama de trayectorias Tobillo.....	31
Tabla 9	Reacciones de contactos.....	40
Tabla 10	Materiales sugeridos.....	41
Tabla 11	Matriz de decisión Actuadores.....	50
Tabla 12	Porcentaje de peso corporal correspondiente a partes específicas del cuerpo.....	53
Tabla 13	Características del actuador.....	58
Tabla 14	Calculo de tiempo de descarga.....	59
Tabla 15	Materiales para diseño.....	59
Tabla 16	Factores de seguridad de materiales.....	60
Tabla 17	Tipo de Fabricación.....	61
Tabla 18	Costo y suministro.....	61
Tabla 19	Facilidad de Reciclaje.....	62
Tabla 20	Estudio de diseño Acero al Carbono.....	63
Tabla 21	Estudio de diseño Nailon.....	64
Tabla 22	Estudio de diseño Aluminio 1060.....	65
Tabla 23	Resultados de material estado 1.....	66
Tabla 24	Comparación de materiales para juntas.....	68
Tabla 25	Datos del análisis de los pines de unión.....	70
Tabla 26	Tipo de columna y carga crítica.....	72
Tabla 27	Cálculo de trayectorias.....	82
Tabla 28	Costos Eslabón Muslo.....	86
Tabla 29	Costo Eslabón Muslo.....	87
Tabla 30	Costos Eslabón Pierna.....	88
Tabla 31	Costo del Soporte Espalda.....	89
Tabla 32	Costo Bocina 1.....	90
Tabla 33	Costo Bocina 2.....	91
Tabla 34	Costo total de elementos de maquinas.....	93
Tabla 35	Costo del diseño.....	93
Tabla 36	Lista de Precios en el Mercado.....	94

LISTA DE IMÁGENES

Figura 1	Hayden Allen, de Nueva Zelanda, es uno de los primeros usuarios de Rex	15
Figura 2	Exoesqueleto de la Universidad de Vaderbilt.....	16
Figura 3	Exoesqueleto Phoenix de SuitX.....	17
Figura 4	Ciclo de marcha humana.....	25
Figura 5	Secuencia de las etapas de apoyo balanceo durante la marcha.....	25
Figura 6	Diagrama cinético 1	27
Figura 7	Diagrama cinético 2	27
Figura 8	Diagrama de mecanismos	32
Figura 9	Prototipo dimensionado del mecanismo	35
Figura 10	Pasadores de unión	36
Figura 11	Sujeciones fijas	37
Figura 12	Contacto entre caras planas.....	37
Figura 13	Carga remota.....	38
Figura 14	Reacciones en contactos	39
Figura 15	Valores de K para diferente tipo de columna	43
Figura 16	Columna doblemente articulada	43
Figura 17	Eslabón	44
Figura 18	Eslabón cadera	45
Figura 19	Soporte espalda.....	45
Figura 20	Plataforma de apoyo	46
Figura 21	Bocina 1	46
Figura 22	Bocina 2	47
Figura 23	Pin de unión	47
Figura 24	Cilindro pistón y diagrama cinemático.....	48
Figura 25	Posición inicial de marcha	51
Figura 26	Posición final de la marcha.....	51
Figura 27	Diagrama de desplazamiento eslabón 1	52
Figura 28	Diagrama de desplazamiento eslabón 2.....	52
Figura 29	Cetro de masa del eslabón 1	53
Figura 30	Grafica de fuerza para acción de elevación	54
Figura 31	Desplazamiento en marcha	55
Figura 32	Diagrama de fuerzas Actuador 1	55
Figura 33	Diagrama de fuerzas Actuador 2	56
Figura 34	Características de actuador lineal NAKIN.....	57
Figura 35	Carga, velocidad y dimensiones	57
Figura 36	Características y descripción Batería de litio.....	58
Figura 37	Comparación de factores de seguridad	60
Figura 38	Optimización de diseño	62
Figura 39	Grafico F.S vs Ancho de eslabón	63
Figura 40	Grafico F.S vs Ancho de eslabón	64
Figura 41	Grafico F.S vs Ancho de eslabón	65
Figura 42	Bocinas de unión.....	66
Figura 43	Factor de seguridad en las bocinas	67
Figura 44	Energía de deformación en bocinas	67
Figura 45	Pin de unión de actuadores	68
Figura 46	Factor de seguridad de pines de unión.....	69

Figura 47	Energía de deformación de los pines de unión	69
Figura 48	Sujeciones y fuerzas.....	73
Figura 49	Análisis de viga 30cm.....	74
Figura 50	Análisis de viga 40cm.....	75
Figura 51	Análisis de viga 50cm.....	76
Figura 52	Mecanismo ensamblado.....	77
Figura 53	Esfuerzos normales	78
Figura 54	Deformación unitaria	79
Figura 55	Energía de deformación	80
Figura 56	Factor de seguridad.....	81
Figura 57	Trayectoria de desplazamiento rodilla.....	83
Figura 58	Trayectoria de desplazamiento tobillo.....	83
Figura 59	Diagrama de trayectoria de SolidWorks	83
Figura 60	Longitud de paso.....	84
Figura 61	Costos Pin de unión	92

RESUMEN

La paraplejia es una enfermedad que ocasiona parálisis en la parte inferior del cuerpo de una persona, careciendo de funcionalidad, normalmente es ocasionada por una lesión medular o una enfermedad congénita, también se puede dar como resultado de accidentes de tránsito. En el Perú, el índice de accidentes de tránsito ha ido en aumento, el 45% de ellos ocasionan estos daños a la médula ósea causando así, la condición llamada paraplejia.

Los avances tecnológicos han llevado a facilitar la condición de vida de los pacientes que sufren este tipo de lesiones, siendo uno de los más innovadores, el uso de exoesqueletos, que vienen siendo herramientas biomecánicas que facilitan al apoyo en la rehabilitación de la marcha de los pacientes.

No obstante, al ser herramientas sofisticadas, tienen un elevado costo, por lo que en la presente tesis, se realizó un diseño mecánico de un prototipo de exoesqueleto para extremidades inferiores, se seleccionó el tipo de actuador para el accionamiento de la marcha y se procedió a hacer una simulación, mediante el software SolidWorks-Simulation, tanto estática como cinemático para ver su comportamiento estructural y así poder seleccionar el material óptimo que cumpla los requisitos para un buen funcionamiento, además de tener un bajo costo para el fácil acceso de pacientes que lo necesiten.

Palabras clave: Paraplejia, rehabilitación de la marcha, exoesqueleto, diseño mecánico, SolidWorks-Simulation.

ABSTRACT

Paraplegia is a disease that causes paralysis in the lower part of the body of a person, lacking functionality, is usually caused by a spinal cord injury or a congenital disease, paraplegia is also a disease that causes paralysis in the lower part of the body of a person. Person, lacking functionality, is usually caused by a spinal cord injury or a congenital disease, it can also occur as a result of traffic accidents. In Peru, the rate of traffic accidents has been increasing, 45% of them cause these damages to the bone marrow causing, thus, the condition called paraplegia.

Technological advances have led to facilitate the living conditions of patients suffering from this type of injury, being one of the most innovative, the use of exoskeletons, which are biomechanical tools that facilitate support in the rehabilitation of the progress of patients

However, as they are sophisticated tools, they have a high cost, so in this thesis, a mechanical design of an exoskeleton prototype for lower extremities was made, the type of actuator was selected for the drive of the march and proceeded to do a simulation, using the SolidWorks-Simulation software, both static and kinematic to see its structural behavior and thus be able to select the optimal material that meets the requirements for a good operation, as well as having a low cost for the easy access of patients who they need it.

Keywords: Paraplegia, rehabilitation of the march, exoskeleton, mechanical design, SolidWorks-Simulation.

I. INTRODUCCIÓN

Según la OMS, en el mundo, cada año, cerca de 1,3 millones de personas fallecen a causa de accidente de tránsito, más de 3000 defunciones diarias, y más de la mitad de ellas, no se encontraba viajando en automóvil. Entre 20 y 50 millones de personas, sufren traumatismos no mortales provocados por los accidentes de tránsito, y tales traumatismos constituyen una causa importante de discapacidad en todo el mundo [1] .

En el Perú, un reporte del MINSA, nos dice que los accidentes de tránsito se encuentran considerados entre las tres principales causas de lesiones traumáticas para el país. Los traumatismos ocasionados por accidentes de tránsito vienen ocasionando un promedio de 3190 muertes y 48558 en promedio en los últimos 13 años, siendo la población más afectada, el público entre 15 a 29 años de edad [2].

Las lesiones medulares más frecuentes son las que producen en la persona la paraplejia, inhabilitando las funciones de movilidad y desplazamiento de los miembros inferiores de su cuerpo.

Por eso, la presente investigación se centrará en el diseño de un dispositivo de ayuda para la marcha en pacientes que estén en proceso de rehabilitación. Un exoesqueleto, que sostenga y sea capaz de mantener en pie al paciente, para que así vaya retomando poco a poco la movilidad. Nos apoyaremos en los softwares de diseño, tanto para el diseño CAD, como la validación de datos mediante análisis iterativo.

Se tendrá como finalidad diseñar el prototipo computarizado, que cumpla todos los requisitos para un buen funcionamiento y un buen desempeño de este. Principalmente se basará en la optimización de diseño para que tenga un costo relativamente bajo para que no sea un impedimento la adquisición de este, además, si se llegara a dar, que esta investigación sirva como modelo para siguientes investigaciones y promover el desarrollo tecnológico en esta rama de investigación que viene siendo la biomecánica y la bioingeniería.

II. OBJETIVO

2.1.Objetivo general

Diseñar y simular un prototipo de exoesqueleto de miembro inferior en la asistencia de la marcha para pacientes con paraplejia.

2.2.Objetivos específicos

- Recopilar información sobre la paraplejia; sus causas, características y el tratamiento al que se somete para pacientes de 20 a 50 años.
- Dimensionar los componentes y elementos del exoesqueleto teniendo en cuenta la rigidez, estabilidad.
- Seleccionar el sistema de actuación adecuado para accionar la marcha horizontal.
- Seleccionar tipo material para la construcción del exoesqueleto que cumpla con las características requeridas para su óptimo funcionamiento.
- Diseñar y simular el exoesqueleto usando software SolidWorks-Simulation

III. JUSTIFICACIÓN

La presente investigación trata del diseño de un mecanismo de accionamiento por actuadores de pistón para el apoyo en la rehabilitación de la marcha en pacientes que sufren paraplejía, además de que sirva como guía de estudio y desarrollo para futuros proyectos relacionados a esta rama.

El exoesqueleto es un sistema mecánico eléctrico, por lo que no generará residuos, emisiones o efluentes. Su manufactura tendrá una baja producción de contaminación, puesto que solo se trata de un ensamblaje de piezas. La fuente de alimentación para el mecanismo sería la energía eléctrica, la cual influye poco en lo que concierne a impacto ambiental.

En la actualidad, muchas de las personas que sufren lesiones medulares y carencias de movilidad en la zona inferior de su cuerpo usan silla de ruedas para moverse, por eso la tecnología y medicina se han fusionado para desarrollar nuevos dispositivos que ayuden a las personas a desplazarse sin necesidad de ejercer algún tipo de esfuerzo. El desarrollo de los exoesqueletos se ha venido mejorando con el tiempo, y mediante la siguiente investigación, se espera incentivar al desarrollo de estos dispositivos, a utilizar los softwares CAD/CAE para su validación y que se puedan obtener referencias para futuras investigaciones.

Dado que el precio en el mercado de diferentes tipos de exoesqueletos para rehabilitación, rodean un valor estimado de 40 000 dólares, se enfocó la investigación para beneficiar a los pacientes de bajos recursos económicos que sufren paraplejía, fase de rehabilitación, y no tienen una estabilidad económica para costear dichas órtesis.

IV. MARCO TEÓRICO

4.1.Estado del arte

4.1.1. Productos similares existentes

- Exoesqueleto robótico de Rex Bionics:

Rex es un aparato electromecánico de gran complejidad: cada exoesqueleto contiene miles de piezas de precisión, incluyendo las extremidades, las cuales están accionadas por 29 microcontroladores. La especial disposición de los microcontroladores en Rex le permite moverse y reaccionar en segundos. Al hacerlo, los movimientos de Rex transmiten siempre al usuario una sensación de uniformidad. Gracias a los motores maxon, los movimientos se desarrollan sin sacudidas. Son los responsables de todos los movimientos de las extremidades, las cuales se mueven exactamente como lo hacen las piernas humanas. En cada exoesqueleto se emplean diez motores de continua, maxon RE 40. El RE 40 dispone de una gran potencia de 150 W y un rendimiento de más del 90 por ciento.

Figura 1 Hayden Allen, de Nueva Zelanda, es uno de los primeros usuarios de Rex



Fuente: <https://www.maxonmotor.es/maxon/view/application/Exoesqueleto-robotico-para-una-mejor-calidad-de-vida>

- Vanderbilt:

En la Universidad de Vanderbilt han desarrollado su propio exoesqueleto robótico para facilitar la marcha a personas con parálisis de sus extremidades inferiores.

Además, tiene un sistema de electroestimulación funcional para los músculos paralizados según la fase de la marcha. De esta manera no solo es una ortesis que ayuda a caminar, sino que en sí mismo podría tener más efectos terapéuticos que los derivados de la bipedestación y el movimiento: los músculos paralizados también trabajan.

Figura 2 Exoesqueleto de la Universidad de Vanderbilt



Fuente: <http://www.rehabilitacionblog.com/2012/11/mas-exoesqueletos-roboticos-vanderbilt.html>

- Phoenix de la compañía SuitX

Este exoesqueleto es completamente desarmable y permite al usuario ajustarlo según sus necesidades utilizando herramientas básicas. Es totalmente ajustable a los diferentes tamaños de cuerpos y se puede configurar fácilmente para adaptarse a cualquier condición individual. Con un peso de sólo 12.25 kilogramos, Phoenix puede alcanzar una velocidad de 0,5 m/s, pero siempre depende de cada usuario. Con una sola carga, se puede caminar durante cuatro horas sin parar, u ocho horas a intervalos irregulares.

Figura 3 Exoesqueleto Phoenix de SuitX



Fuente: <http://www.disup.com/phoenix-exoesqueleto-para-d discapitados-suitx/>

4.1.2. Problemática actual de los productos similares existentes

- Exoesqueleto robótico de Rex Bionics:
A pesar de ser un exoesqueleto altamente sofisticado y con un diseño adaptable para los pacientes, al tener una gran cantidad de dispositivos electrónicos para su funcionamiento, su precio se dispararía considerablemente, lo cual sería un impedimento si es que lo enfocamos en el ámbito socio-económico de nuestro país.

- Vanderbilt:
A pesar de que este exoesqueleto diseñado por la Universidad de Vanderbilt tiene un alto nivel de ingeniería aplicado a su diseño, el acceso a este sería un poco complicado, ya que al ser de procedencia extranjera (estadounidense), el costo del producto aumentaría.

- Phoenix de la compañía SuitX
El exoesqueleto fabricado por la compañía SuitX, es considerado, de los más sofisticados en el mundo, siendo este adaptable a la morfología del cuerpo del paciente, la cual es muy beneficioso. Sin embargo, el costo de este viene siendo de 40 000\$, siendo este poco accesible para una población de nivel sociocultural media o baja.

4.1.3. Planteamiento del problema

En el Perú, un aumento significativo en lo que respecta a los accidentes de tránsito y a la elevada inseguridad ciudadana, ocasionando un aumento en pacientes que sufren paraplejía. Las personas afectadas, al tener estas lesiones, sufren limitaciones a la hora de hacer ciertas actividades.

En el mundo, diversas empresas tecnológicas fabrican exoesqueletos para el apoyo en rehabilitación de la marcha, pero la desventaja de ellos es que tienen un elevado costo, de entre \$5 000 a \$150 000. Lamentablemente por la situación económica del país, la mayoría de personas con esta lesión no pueden costear dichos aparatos para poder apoyarse en su etapa de rehabilitación.

En nuestro país es poco el enfoque que se le da a la investigación de estos temas, pocas son las universidades que han desarrollado estos sistemas y los que llegan a desarrollarlos, se hacen con un sistema de desplazamiento utilizando servomotores para accionar el desplazamiento, lo cual en parte es una ventaja por el fácil manejo de ellos, pero su desventaja es el elevado costo para adquirirlos.

4.1.4. Requerimientos del diseño

- Paraplejía y sus causas

La paraplejía es una enfermedad que ocasiona que la parte inferior del cuerpo de la persona quede paralizada, careciendo de funcionalidad. Normalmente es ocasionada por una lesión medular o una enfermedad congénita. También es muy común que se de como resultado de accidentes de tránsito. No suele tener cura. Es una enfermedad permanente y no progresiva en las que hay pérdidas de sensibilidad en los miembros paralizados.

Las causas de la lesión medular que desembocan en la paraplejía pueden ser varias:

Traumática:

- ✓ Seccionamiento o compresión de la médula espinal
- ✓ Causados por fragmentos de hueso de una fractura vertebral o un traumatismo obstétrico en los niños.

Tumores:

- ✓ Compresión crónica de la médula

Enfermedades que afectan la médula

- ✓ Mielitis transversa
- ✓ Esclerosis múltiple
- ✓ Mal de Pott

Lesiones:

- ✓ Lesiones deportivas
- ✓ Caídas

Accidentes

- ✓ De tránsito Provocan el 35% de los casos.
- ✓ Accidentes al saltar al agua de cabeza.
- ✓ Accidentes en un trampolín

- **Datos estadísticos**

Los accidentes de tránsito son las principales causas que provocan lesiones medulares ocasionando un seccionamiento de estas y por ende provocando una parálisis parcial del cuerpo enfocado en las extremidades inferiores.

Una base de datos obtenidos por el INEI nos informa que:

En el año 2015, el número de accidentes letales registrados en el Perú es de 2965 (fallecidos), mientras que las víctimas no letales registradas fueron de 2863 (heridos).

Anexo 1

- **Software**

Para el diseño, análisis y optimización del mecanismo, nos apoyaremos en el software SolidWorks.

SolidWorks es un software CAD (diseño asistido por computadora), la cual nos ayudará a realizar los bosquejos y prototipos del mecanismo a diseñar. Este software también brinda herramientas de simulación, donde podremos analizar las diferentes piezas y mecanismos para lograr tener un mayor enfoque de cómo es su comportamiento en condiciones reales a su previa ejecución.

4.2. Bases teóricas científicas

La marcha humana es una de las acciones más complicadas que efectúa el cuerpo, por lo que es importante realizar estudios que permitan comprender mejor el mecanismo de desplazamiento. Este conocimiento es la base del tratamiento sistemático de algunas enfermedades, así como del manejo de la marcha humano con patologías, especialmente cuando se manejan prótesis y órtesis, en este campo puede ser muy utilizado en diversas aplicaciones en el país, debido a diversas causas como son: los accidentes y la violencia.

En la mayoría de los casos acceder a una prótesis trae una serie de problemas asociados. Los diseños generalmente, por su procedencia, son fabricados con relaciones antropométricas muy diferentes a las de la población en distintas partes del mundo, lo que ocasiona una dificultad de poder encontrar una prótesis de una buena calidad y que se adapte a la morfología de la persona. Es importante entonces trabajar en la investigación y desarrollo de elementos mecánicos que puedan suplir con mejor eficiencia los miembros perdidos, buscado que éstos sean fabricados en nuestro país [3].

La ingeniería de factores humanos, que viene siendo el estudio de la interacción hombre-máquina, es una ciencia aplicada que coordina el diseño de dispositivos, sistemas, y condiciones de trabajo físicas con las capacidades y requerimientos del trabajador. Se busca que los dispositivos tengan una buena ergonomía, es decir, que se adapten al hombre en lugar que este se adapte a la máquina.

El tipo de información que podría requerirse en un problema de diseño de máquina va desde las dimensiones del cuerpo humano y su distribución entre la población por edad y género, la habilidad del cuerpo humano de soportar aceleraciones en varias direcciones, hasta resistencias y fuerzas típicas que generan habilidad en varias posiciones. Muchos de ellos fueron desarrollados por el gobierno, que con regularidad prueba la capacidad del personal militar de soportar condiciones ambientales extremas. Parte de la investigación de fondo de cualquier diseño de máquina deberá incluir algo de investigación de factores humanos [4].

La biomecánica se considera una de la rama de la ingeniería mecánica y de la ingeniería biomédica. Por parte de la bioingeniería, esta se desempeña en estudiar los principios y métodos de la ingeniería, las ciencias básicas y la tecnología para diseñar, evaluar y manufacturar dispositivos para el uso de la medicina con el fin de solventar problemas en la fisiología.

Por otro lado, la biomecánica utiliza las aplicaciones de la mecánica clásica para el análisis de los sistemas biológicos y fisiológicos.

La biomecánica utiliza diferentes partes de la mecánica aplicada, como los principios de estática, para analizar la magnitud de las fuerzas implicadas en varias articulaciones y músculos de los sistemas musculoesquelético. También se usa los principios de la dinámica para la descripción de movimiento, el análisis de la marcha, el análisis del sistema del movimiento segmentario [5].

Para apoyarnos con los principios estáticos para el diseño nos basamos en los principios de la mecánica de materiales, esta viene siendo una rama de la mecánica, se centra en estudiar los efectos internos del esfuerzo y la deformación en un cuerpo sólido sometido a cargas externas. El esfuerzo se encuentra asociado con la resistencia del material del que está hecho el cuerpo, mientras que la deformación es una medida de la elongación (cambio en tamaño y forma) que experimenta este. Además, la mecánica de materiales incluye el estudio de estabilidad de los

cuerpos, como es el caso de los eslabones del mecanismo a diseñar, viéndose sometidos a fuerzas de compresión. Por ello se estarán usando estos principios para diseñar un mecanismo que sea rígido, y que no falle a la hora de ser sometido a los esfuerzos [6].

Para los estudios dinámicos y cinemáticos del mecanismo a diseñar, analizaremos la cinemática de un cuerpo rígido, se aplicarán ecuaciones de movimiento, las cuales se relacionarán con las fuerzas que actuarán sobre el mecanismo en su movimiento. Además, por el tamaño y las formas del mecanismo se utilizarán las fórmulas tanto de momentos como de aceleraciones incluyendo en ellas la inercia de los eslabones del mecanismo. Posteriormente se utilizarán los métodos de trabajo y energía para el cálculo de datos que impliquen fuerza, velocidad y desplazamientos [7].

El diseño del exoesqueleto se basa prácticamente en un mecanismo bípedo, y para la construcción del modelo de mecanismo seguiremos una serie de pasos que nos explicará cómo hacer un análisis cinemático del mecanismo, para obtener los movimientos deseados. Posteriormente llegar a la identificación de los componentes de este (juntas y eslabones) para luego graficar un correcto diagrama cinemático con el que se podrá calcular los grados de libertad del mecanismo.

Se aprovechan los resultados médicos que aseguran que las terapias con repetición de movimientos permiten establecer más rápidamente las conexiones entre las neuronas que se encuentran afectadas. Errores de alineamiento o dimensiones del exoesqueleto respecto al miembro que emula, pueden causar molestias en el usuario y hasta lesiones debido a fuerzas de reacción inducidas por desajustes geométricos. Es necesario incluir en la etapa de diseño a un profesional de la medicina para que plantee los parámetros importantes a tener en cuenta de acuerdo al funcionamiento correcto de las partes del cuerpo y de las patologías de la marcha, que pueden afectar la concepción de la estructura. Los sistemas exoesqueléticos hoy en día aún son muy robustos, se hace necesario el desarrollo de actuadores de gran potencia y bajas dimensiones [8].

V. DISEÑO

5.1. Metodología

5.1.1. Diseño de la investigación

Tipo de investigación

- Según su finalidad: Aplicada
- Según su objetivo: Experimental

Área de investigación: Diseño mecánico

Población y muestra de estudio

- Población: Pacientes entre 20 y 50 años que sufren paraplejia
- Muestra: Pacientes entre 20 y 50 años que sufran paraplejia que ejerzan labores estudiantiles o que tengan trabajos de rutina no muy exigentes.

Métodos, Técnicas e Instrumentación

Se usará un método analítico, ya que se tomará como base la paraplejia porque de ahí partirá nuestra investigación. Por eso, la designación de variables se basará en las variables recolectadas y en variables procesadas

5.1.2. Variables

- a) Peso y edad de pacientes: Tomados de las encuestas a hospitales con centro de rehabilitación.

Tabla 1 Variables peso y edad

Variable	Instrumento	Método	Unidad
Peso	Bibliográfica	Recolección	Kg
Edad	Bibliografía	Recolección	Años

Fuente: Autor propio

- b) Tipo de lesión: Tomado de información bibliográfica para conocer el porqué de la paraplejia

Tabla 2 Tipo de lesión

Variable	Tipo	Zona afectada	carácter
Tipo de lesión	Traumática	Médula espinal	Parálisis de miembros inferiores
	Tumores	Médula metastásica	Parálisis de miembros inferiores

Fuente: Autor propio

- c) Lugar de Lesión: Zona afectada en la paraplejia siempre vendrá siendo en la médula espinal. En este estudio sólo se centrará en los miembros inferiores.
- d) Grados de Libertad, tipos de Juntas y Eslabones: La parte fundamental de esta investigación, se debe tomar el criterio de mecanismos que tenga el diseñador, en cuanto al tipo de movimiento que se desea obtener. Se utilizarán fórmulas del tema.
- e) Mecánica de Materiales: con los datos de los eslabones se podrá calcular la geometría del diseño, así como seleccionar el material de los mismos.

Tabla 3 Variables

Variable independiente		
DISEÑO DEL EXOESQUELETO	MECÁNICA	Grados de libertad
		Dimensión de elementos
		Esfuerzo de material
		Sistema de acción de marcha
	SALUD	Edad
		Peso
		Morfología
Variable dependiente		
MECANISMO DE APOYO EN MARCHA		

Fuente: autor propio

5.1.3. Plan de procesamiento de datos

Se recolectarán datos a través de la bibliografía obtenida. Después de eso se procede a dimensionar el mecanismo para poder hacer los cálculos necesarios de trayectorias y velocidades. Cuando se obtenga los datos anteriores se procederá al cálculo de fuerzas y esfuerzos para poder diseñar los eslabones y juntas del mecanismo. Una vez obtenidos los datos pasamos a hacer una selección del dispositivo de accionamiento para la marcha y del material por el que estará conformado el mecanismo. Se finalizará la investigación con la validación de los cálculos usando el software SolidWorks para análisis Motion y CAE y así poder optimizar el diseño.

5.2. Diseño conceptual de elementos o partes

5.2.1. Ciclo de marcha

Durante un ciclo de marcha completo cada pierna pasa por una fase de apoyo durante la cual el pie se encuentra en contacto total o parcialmente con el suelo, seguido por una fase de oscilación, en la cual el pie se encuentra en el aire, al tiempo que avanza. La fase de apoyo comienza cuando el talón está en contacto con el suelo y finaliza cuando los dedos pierden el contacto con él; la fase de oscilación transcurre desde cuando el ante pie se despegue del suelo hasta cuando el pie se apoya en el talón nuevamente.

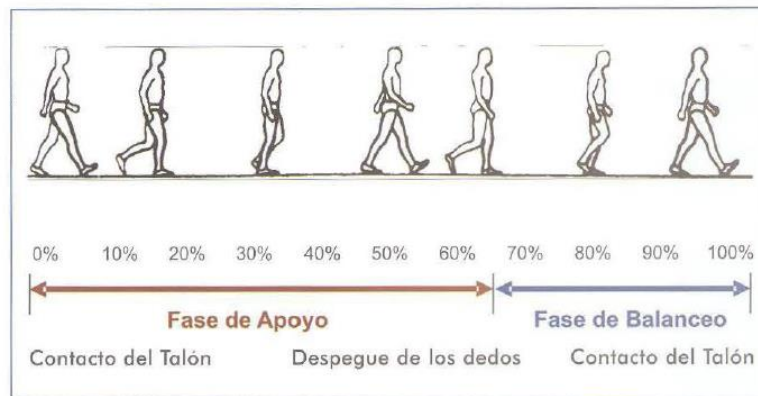
El desarrollo del ciclo de marcha está marcado por una serie de etapas:

- Contacto talón suelo
- Apoyo completo de la planta del pie
- Despegue del talón
- Despegue de los dedos
- Contacto talón suelo

En general las duraciones de las fases son tomadas por la mayoría de la literatura consultada como un porcentaje del ciclo total; para la fase de apoyo también conocida como fase ortástica se tiene un valor estándar de 60%, y 40% restante para la fase de oscilación como se muestra en la Figura [8].

Figura: Ciclo de marcha, se aprecia que el ciclo inicia y finaliza con el contacto del talón.

Figura 4 Ciclo de marcha humana



Fuente: C. Bohórquez Ávila, «Estudio sobre la marcha humana,» *Ingenio Libre*, nº 5

En la Figura se muestra como en la marcha normal existe un periodo de tiempo en el cual ambas extremidades se encuentran apoyadas; este apoyo doble hace la diferencia entre el correr y el andar, la fase de la que las dos extremidades están en contacto con el suelo es de un 10% del ciclo total de la marcha [8].

Figura 5 Secuencia de las etapas de apoyo balanceo durante la marcha



Fuente: C. Bohórquez Ávila, «Estudio sobre la marcha humana,» *Ingenio Libre*, nº 5

5.2.2. Análisis Cinemático de la Marcha Humana

Un análisis de este tipo describe los movimientos del cuerpo en conjunto y los movimientos relativos de las partes del cuerpo durante las diferentes fases de la marcha humana independiente de las fuerzas que se causan durante el ciclo, con este análisis es posible encontrar la posición, velocidad y aceleraciones de cada uno de los elementos que componen el sistema para cada instante de tiempo.

Para describir el sistema de movimiento existen dos tipos de ecuaciones:

- Las ecuaciones de restricción que denotan la relación entre los eslabones y son representadas por $\Phi^k(q,t)$; también conocida como restricciones de posición y que dan la definición geométrica de los movimientos permisibles por el sistema,

si las unimos con las de accionamiento tenemos un sistema de restricciones que viene dado por el vector:

$$\Phi(q, t) = \begin{bmatrix} \Phi^K(q, t) \\ \Phi^D(q, t) \end{bmatrix} \quad (1)$$

Donde Φ es el vector posición, q es la coordenada del punto, t es el tiempo, K es el índice que representa las restricciones de posición y D el que representa el ímpetu para que el mecanismo se mueva.

Al diferenciar esas ecuaciones respecto al tiempo con lleva a obtener las ecuaciones de velocidad de la forma:

$$\Phi_q \dot{q} = -\Phi_t = v \quad (2)$$

Y la diferenciación respecto al tiempo de la velocidad sería:

$$\Phi_q \ddot{q} = -(\Phi_{qt} \dot{q} - 2\Phi_{qt} \dot{q} - \Phi_u = \gamma \quad (3)$$

Para la solución de este sistema de ecuaciones se presume que Φ_q llamada Matriz Jacobina es no singular, lo cual implica que el determinante de este arreglo tiene que ser diferente de cero. El análisis de la cinemática de sistemas mecánicos conlleva a solucionar sistemas no lineales, entonces se hace necesario emplear métodos numéricos para la solución de estos sistemas de ecuaciones [8].

5.2.3. Modelo cinemático estacionario

Para el desarrollo del modelo se supone que los huesos son elementos rígidos, siendo posible el aislamiento del sistema esquelético, si suponemos que los componentes del miembro inferior son los componentes de una máquina adaptada para realizar unos movimientos establecidos para una actividad predeterminada obteniendo un modelo de eslabones y juntas mecánicas. Para tratarlo como tal es necesario hacer las siguientes suposiciones [3]:

1. Cada segmento se tomará como un elemento rígido para el cual las deformaciones serán despreciables y no tendrá en cuenta la masa.
2. El mecanismo adoptado sigue la línea del eje mecánico del miembro inferior.
3. Las articulaciones serán consideradas como miembros cinemáticos sin fricción, y cada una será sintetizada de tal forma que se generen los movimientos principales.
4. La articulación de la rodilla será simplificada de tal forma que se supondrá que tiene su centro de rotación fijo en un punto durante todo el movimiento.
5. El movimiento de la rodilla está restringido a realizar hiperextensiones.
6. Los miembros superiores, la cabeza y el tronco se ignoran.
7. El ciclo de marcha se considera simétrico por esta razón solo se tiene en cuenta el miembro derecho.
8. El tiempo de cada fase se asumirá en porcentajes
9. La marcha que se realiza ocurre en una superficie plana horizontal.

5.2.4. Construcción del modelo cinemático

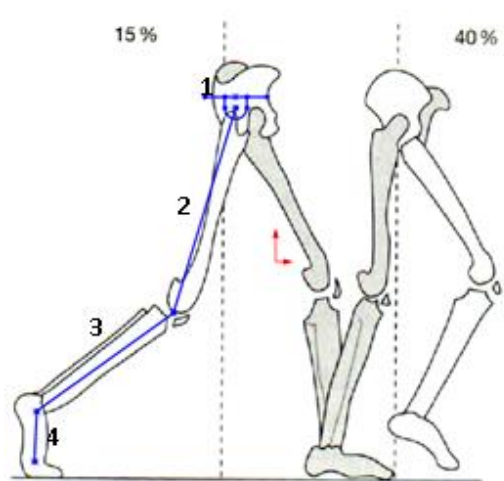
En primer lugar, se define la posición de los eslabones y las juntas utilizando como referencia las zonas articulares de los miembros inferiores.

Se toma como bancada a la cadera, ya que es ahí donde se va a fijar todo el mecanismo (1).

Para los eslabones, tomamos como referencias al muslo (2), la pierna (3) y el pie (4).

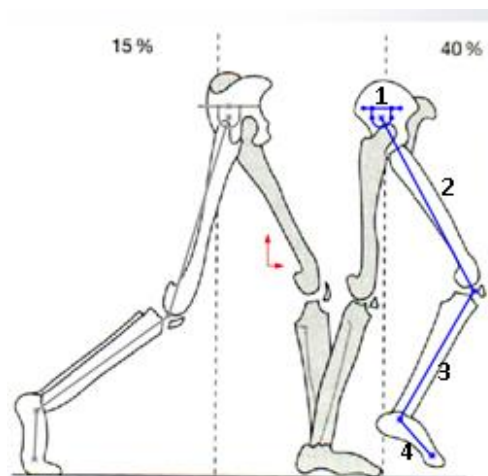
Las uniones de los eslabones está dada justo en la zona articular, tanto de la cadera , rodilla y tobillo.

Figura 6 Diagrama cinético 1



Fuente: Autor propio

Figura 7 Diagrama cinético 2



Fuente: Autor propio

Utilizando la ecuación de Grubler determinamos los grados de libertad del mecanismo simple, tomando como referencia el miembro inferior derecho:

$$n = 4$$

$$j_p = 3$$

$$j_n = 0$$

$$M = \text{grados de libertad} = 3(4 - 1) - 2(3) = 3$$

Los grados de libertad calculados en el mecanismo simple vienen siendo 3.

Dimensionamiento del mecanismo simple (mecanismo de extremidades)

ESLABONES PRINCIPALES:

Tabla 4 Variable longitud

ESLABÓN	LONGITUD	SECCIÓN
Muslo	a	S
Pierna	b	S

Fuente: Autor propio

PESO DEL PACIENTE:

Considerando a un paciente de aproximadamente de 70kg como referencia para el dimensionamiento del mecanismo.

$$\text{Masa} = 70\text{kg}$$

$$\text{Gravedad} = 9,81\text{m/s}^2$$

$$\text{Peso} = 70\text{Kg} \times 9,81\text{m/s}^2 = 686,7\text{N}$$

ÁNGULOS DE DESPLAZAMIENTO:

Tabla 5 Variable ángulo

ESLABONES	Ángulo de marcha
Muslo	Θ_1
Pierna	Θ_2

Fuente: Autor propio

5.3. Modelo matemático de ecuaciones de desplazamiento y longitud de paso

5.3.1. Diagrama de trayectorias

Para realizar el diagrama de trayectorias, considerando el momento en que una de las extremidades empieza la marcha, despegando la punta de los dedos del pie, hasta que termina la primera mitad del ciclo de marcha, cuando el talón del mismo pie llega a hacer contacto con el suelo, se calculará la posición de la rodilla y el tobillo cuando los ángulos, tanto del muslo y de la pierna se desplacen en el intervalo indicado.

Ángulo del muslo = Θa

Longitud del muslo = a

Tomando como punto inicial, la zona articular de la cadera con del muslo, empezaremos a construir el diagrama de trayectoria de la rodilla.

Posición inicial (0,0)

$$\text{Posicion } X = (a)x \cos \Theta a$$

$$\text{Posicion } Y = (a)x \sin \Theta a$$

Los valores que tomará Θa serán los intervalos entre Θa_i inicial y Θa_f final

Tabla 6 Valores para diagrama de trayectorias muslo

Ángulo	Longitud	Posición X	Posición Y
Θa_1	a	$(a)x \cos \Theta a_1$	$(a)x \sin \Theta a_1$
Θa_2	a	$(a)x \cos \Theta a_2$	$(a)x \sin \Theta a_2$
Θa_3	a	$(a)x \cos \Theta a_3$	$(a)x \sin \Theta a_3$
Θa_4	a	$(a)x \cos \Theta a_4$	$(a)x \sin \Theta a_4$
Θa_5	a	$(a)x \cos \Theta a_5$	$(a)x \sin \Theta a_5$
Θa_6	a	$(a)x \cos \Theta a_6$	$(a)x \sin \Theta a_6$
Θa_7	a	$(a)x \cos \Theta a_7$	$(a)x \sin \Theta a_7$
Θa_8	a	$(a)x \cos \Theta a_8$	$(a)x \sin \Theta a_8$
Θa_9	a	$(a)x \cos \Theta a_9$	$(a)x \sin \Theta a_9$
Θa_{10}	a	$(a)x \cos \Theta a_{10}$	$(a)x \sin \Theta a_{10}$
Θa_{11}	a	$(a)x \cos \Theta a_{11}$	$(a)x \sin \Theta a_{11}$
Θa_{12}	a	$(a)x \cos \Theta a_{12}$	$(a)x \sin \Theta a_{12}$
Θa_{13}	a	$(a)x \cos \Theta a_{13}$	$(a)x \sin \Theta a_{13}$
Θa_{14}	a	$(a)x \cos \Theta a_{14}$	$(a)x \sin \Theta a_{14}$
Θa_{15}	a	$(a)x \cos \Theta a_{15}$	$(a)x \sin \Theta a_{15}$
Θa_{16}	a	$(a)x \cos \Theta a_{16}$	$(a)x \sin \Theta a_{16}$
Θa_{17}	a	$(a)x \cos \Theta a_{17}$	$(a)x \sin \Theta a_{17}$
Θa_{18}	a	$(a)x \cos \Theta a_{18}$	$(a)x \sin \Theta a_{18}$
Θa_{19}	a	$(a)x \cos \Theta a_{19}$	$(a)x \sin \Theta a_{19}$
Θa_{20}	a	$(a)x \cos \Theta a_{20}$	$(a)x \sin \Theta a_{20}$

Fuente: Autor propio

Posteriormente al análisis de lo que vendría siendo la trayectoria de la rodilla, se pasará a hacer el análisis de la trayectoria del tobillo.

Ángulo de la pierna= Θ_b

Longitud del pierna= b

Tomando como punto inicial, la zona articular del muslo con de la pierna (rodilla), empezaremos a construir el diagrama de trayectoria del tobillo.

Posición inicial (0,0)

$$\text{Posicion } X = (b)x \cos \Theta_b$$

$$\text{Posicion } Y = (b)x \sin \Theta_b$$

Los valores que tomará Θ_b serán los intervalos entre Θ_{bi} inicial y Θ_{bf} final

Tabla 7 Valores para diagrama de trayectorias pierna

Ángulo	Longitud	Posición X	Posición Y
Θ_{b_1}	b	$(b)x \cos \Theta_{b_1}$	$(b)x \sin \Theta_{b_1}$
Θ_{b_2}	b	$(b)x \cos \Theta_{b_2}$	$(b)x \sin \Theta_{b_2}$
Θ_{b_3}	b	$(b)x \cos \Theta_{b_3}$	$(b)x \sin \Theta_{b_3}$
Θ_{b_4}	b	$(b)x \cos \Theta_{b_4}$	$(b)x \sin \Theta_{b_4}$
Θ_{b_5}	b	$(b)x \cos \Theta_{b_5}$	$(b)x \sin \Theta_{b_5}$
Θ_{b_6}	b	$(b)x \cos \Theta_{b_6}$	$(b)x \sin \Theta_{b_6}$
Θ_{b_7}	b	$(b)x \cos \Theta_{b_7}$	$(b)x \sin \Theta_{b_7}$
Θ_{b_8}	b	$(b)x \cos \Theta_{b_8}$	$(b)x \sin \Theta_{b_8}$
Θ_{b_9}	b	$(b)x \cos \Theta_{b_9}$	$(b)x \sin \Theta_{b_9}$
$\Theta_{b_{10}}$	b	$(b)x \cos \Theta_{b_{10}}$	$(b)x \sin \Theta_{b_{10}}$
$\Theta_{b_{11}}$	b	$(b)x \cos \Theta_{b_{11}}$	$(b)x \sin \Theta_{b_{11}}$
$\Theta_{b_{12}}$	b	$(b)x \cos \Theta_{b_{12}}$	$(b)x \sin \Theta_{b_{12}}$
$\Theta_{b_{13}}$	b	$(b)x \cos \Theta_{b_{13}}$	$(b)x \sin \Theta_{b_{13}}$
$\Theta_{b_{14}}$	b	$(b)x \cos \Theta_{b_{14}}$	$(b)x \sin \Theta_{b_{14}}$
$\Theta_{b_{15}}$	b	$(b)x \cos \Theta_{b_{15}}$	$(b)x \sin \Theta_{b_{15}}$
$\Theta_{b_{16}}$	b	$(b)x \cos \Theta_{b_{16}}$	$(b)x \sin \Theta_{b_{16}}$
$\Theta_{b_{17}}$	b	$(b)x \cos \Theta_{b_{17}}$	$(b)x \sin \Theta_{b_{17}}$
$\Theta_{b_{18}}$	b	$(b)x \cos \Theta_{b_{18}}$	$(b)x \sin \Theta_{b_{18}}$
$\Theta_{b_{19}}$	b	$(b)x \cos \Theta_{b_{19}}$	$(b)x \sin \Theta_{b_{19}}$
$\Theta_{b_{20}}$	b	$(b)x \cos \Theta_{b_{20}}$	$(b)x \sin \Theta_{b_{20}}$

Fuente: Autor propio

Una vez hallados los puntos cartesianos del tobillo tomando como referencia el punto inicial de (0,0), se pasa a hallar los puntos cartesianos del tobillo cuando pasamos a unir los eslabones del muslo y de la pierna, para ello se suma cartesianamente cada punto tomado de la posición de la rodilla y del tobillo para hallar la trayectoria verdadera.

$$POSICIÓN\ TOBILLO = POSICIÓN\ DE\ ROBILLA + POSICIÓN\ TOBILLO\ EN\ (0,0)$$

Tabla 8 Valores para diagrama de trayectorias Tobillo

Posición final X	Posición final Y
$(a)x \cos \theta_{a_1} + (b)x \cos \theta_{b_1}$	$(a)x \sin \theta_{a_1} + (b)x \sin \theta_{b_1}$
$(a)x \cos \theta_{a_2} + (b)x \cos \theta_{b_2}$	$(a)x \sin \theta_{a_2} + (b)x \sin \theta_{b_2}$
$(a)x \cos \theta_{a_3} + (b)x \cos \theta_{b_3}$	$(a)x \sin \theta_{a_3} + (b)x \sin \theta_{b_3}$
$(a)x \cos \theta_{a_4} + (b)x \cos \theta_{b_4}$	$(a)x \sin \theta_{a_4} + (b)x \sin \theta_{b_4}$
$(a)x \cos \theta_{a_5} + (b)x \cos \theta_{b_5}$	$(a)x \sin \theta_{a_5} + (b)x \sin \theta_{b_5}$
$(a)x \cos \theta_{a_6} + (b)x \cos \theta_{b_6}$	$(a)x \sin \theta_{a_6} + (b)x \sin \theta_{b_6}$
$(a)x \cos \theta_{a_7} + (b)x \cos \theta_{b_7}$	$(a)x \sin \theta_{a_7} + (b)x \sin \theta_{b_7}$
$(a)x \cos \theta_{a_8} + (b)x \cos \theta_{b_8}$	$(a)x \sin \theta_{a_8} + (b)x \sin \theta_{b_8}$
$(a)x \cos \theta_{a_9} + (b)x \cos \theta_{b_9}$	$(a)x \sin \theta_{a_9} + (b)x \sin \theta_{b_9}$
$(a)x \cos \theta_{a_{10}} + (b)x \cos \theta_{b_{10}}$	$(a)x \sin \theta_{a_{10}} + (b)x \sin \theta_{b_{10}}$
$(a)x \cos \theta_{a_{11}} + (b)x \cos \theta_{b_{11}}$	$(a)x \sin \theta_{a_{11}} + (b)x \sin \theta_{b_{11}}$
$(a)x \cos \theta_{a_{12}} + (b)x \cos \theta_{b_{12}}$	$(a)x \sin \theta_{a_{12}} + (b)x \sin \theta_{b_{12}}$
$(a)x \cos \theta_{a_{13}} + (b)x \cos \theta_{b_{13}}$	$(a)x \sin \theta_{a_{13}} + (b)x \sin \theta_{b_{13}}$
$(a)x \cos \theta_{a_{14}} + (b)x \cos \theta_{b_{14}}$	$(a)x \sin \theta_{a_{14}} + (b)x \sin \theta_{b_{14}}$
$(a)x \cos \theta_{a_{15}} + (b)x \cos \theta_{b_{15}}$	$(a)x \sin \theta_{a_{15}} + (b)x \sin \theta_{b_{15}}$
$(a)x \cos \theta_{a_{16}} + (b)x \cos \theta_{b_{16}}$	$(a)x \sin \theta_{a_{16}} + (b)x \sin \theta_{b_{16}}$
$(a)x \cos \theta_{a_{17}} + (b)x \cos \theta_{b_{17}}$	$(a)x \sin \theta_{a_{17}} + (b)x \sin \theta_{b_{17}}$
$(a)x \cos \theta_{a_{18}} + (b)x \cos \theta_{b_{18}}$	$(a)x \sin \theta_{a_{18}} + (b)x \sin \theta_{b_{18}}$
$(a)x \cos \theta_{a_{19}} + (b)x \cos \theta_{b_{19}}$	$(a)x \sin \theta_{a_{19}} + (b)x \sin \theta_{b_{19}}$
$(a)x \cos \theta_{a_{20}} + (b)x \cos \theta_{b_{20}}$	$(a)x \sin \theta_{a_{20}} + (b)x \sin \theta_{b_{20}}$

Fuente: Autor propio

5.3.2. Longitud de paso

La longitud de paso viene siendo todo el desplazamiento lineal que hace una de las extremidades inferiores, desde que los dedos del pie se despegan del suelo, hasta que el tobillo haga contacto con el suelo.

Para hallar la longitud de paso, se utilizan las trayectorias tomadas anteriormente.

Tomando como referencia datos de los puntos anteriores el tobillo:

$$\text{Posición final } X - \text{Posición inicial } X = \text{Desplazamiento (cm)}$$

$$[(a)x \cos \theta_{a_{20}} + (b)x \cos \theta_{b_{20}}] - [(a)x \cos \theta_{a_1} + (b)x \cos \theta_{b_1}] = \text{Desplazamiento (cm)}$$

Después de ello se reemplazarán los datos en la ecuación del desplazamiento y así poder determinar la distancia que recorre paso por paso.

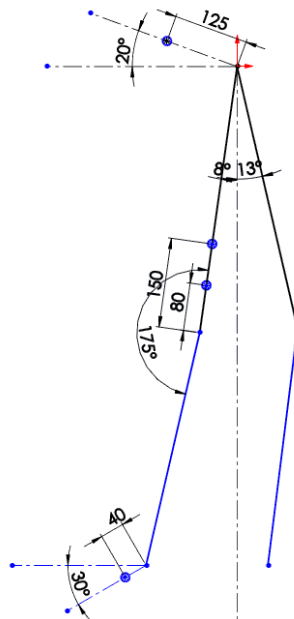
5.4. Diseño del mecanismo

5.4.1. Carrera del pistón

Se determinará la carrera del pistón como parte de su diseño para determinar la longitud en la que se desplazará al accionar la marcha lineal del mecanismo.

Para el cálculo se utilizará como referencia el diagrama de mecanismos del exoesqueleto.

Figura 8 Diagrama de mecanismos



Fuente: Autor propio

PISTÓN 1: PUNTOS CARTESIANOS

LONGITUD MÍNIMA

Punto a

$$\begin{aligned}x_a &= 125 * \cos 160 = -117,5mm \\y_a &= 125 * \sin 160 = 42,8mm\end{aligned}$$

Punto b

$$\begin{aligned}x_b &= (b - 150) * \cos 262 \\y_b &= (b - 150) * \sin 262\end{aligned}$$

Longitud de pistón 1

$$\begin{aligned}x_a - x_b &= (-117,5) - ((b - 150) * \cos 262) = x_{p1} \\y_a - y_b &= (42,8) - ((b - 150) * \sin 262) = y_{p1} \\Longitud_{p1} &= \sqrt{(x_{p1})^2 + (y_{p1})^2}\end{aligned}\tag{4}$$

LONGITUD MÁXIMA

Punto a

$$\begin{aligned}x_a &= 125 * \cos 160 = -117,5mm \\y_a &= 125 * \sin 160 = 42,8mm\end{aligned}$$

Punto b

$$\begin{aligned}x'_b &= (b - 150) * \cos 283 \\y'_b &= (b - 150) * \sin 283\end{aligned}$$

Longitud de pistón 1

$$\begin{aligned}x_a - x'_b &= (-117,5) - ((b - 150) * \cos 283) = x'_{p1} \\y_a - y'_b &= (42,8) - ((b - 150) * \sin 283) = y'_{p1} \\Longitud_{p'1} &= \sqrt{(x'_{p1})^2 + (y'_{p1})^2}\end{aligned}\tag{5}$$

CARRERA DEL PISTÓN

$$Longitud_{p'1} - Longitud_{p1} = Carrera P1\tag{6}$$

PISTÓN 2: PUNTOS CARTESIANOS

LONGITUD MÍNIMA

Punto a

$$\begin{aligned}x_a &= (a - 80) * \cos 262 \\y_a &= (a - 80) * \sin 262\end{aligned}$$

Punto b

$$x_b = a * \cos 262 + b * \cos 257 + 40 * \cos 210$$

$$x_b = a * \cos 262 + b * \cos 257 - 34,64$$

$$y_b = a * \sin 262 + b * \sin 257 + 40 * \sin 210$$

$$y_b = a * \sin 262 + b * \sin 257 - 20$$

Longitud de pistón 2

$$x_a - x_b = (a - 80) * \cos 262 - (a * \cos 262 + b * \cos 257 - 34,64) = x_{p2}$$

$$y_a - y_b = (a - 80) * \sin 262 - (a * \sin 262 + b * \sin 257 - 20) = y_{p2}$$

$$Longitud_{p2} = \sqrt{(x_{p2})^2 + (y_{p2})^2} \quad (7)$$

LONGITUD MÁXIMA

Punto a

$$x'_a = (a - 80) * \cos 283$$

$$y'_a = (a - 80) * \sin 283$$

Punto b

$$x'_b = a * \cos 283 + b * \cos 263 + 40 * \cos 210$$

$$x'_b = a * \cos 283 + b * \cos 263 - 34,64$$

$$y'_b = a * \sin 283 + b * \sin 263 + 40 * \sin 210$$

$$y'_b = a * \sin 283 + b * \sin 263 - 20$$

Longitud de pistón 2

$$x'_a - x'_b = (a - 80) * \cos 283 - (a * \cos 283 + b * \cos 263 - 34,64) = x'_{p2}$$

$$y'_a - y'_b = (a - 80) * \sin 283 - (a * \sin 283 + b * \sin 263 - 20) = y'_{p2}$$

$$Longitud_{p'2} = \sqrt{(x'_{p2})^2 + (y'_{p2})^2} \quad (8)$$

CARRERA DEL PISTÓN

$$Longitud_{p'2} - Longitud_{p2} = Carrera P2 \quad (9)$$

5.4.2. Cálculo de fuerzas

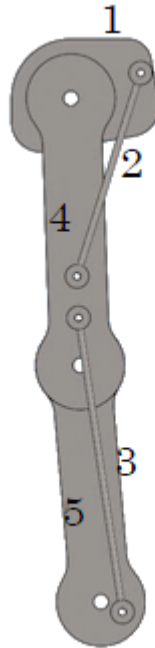
Se hará un análisis de fuerzas en el mecanismo, para así poder determinar las fuerzas que soportaría cada eslabón y la fuerza que ejercería el actuador para accionar el mecanismo, así como la presión que se ejercerá en el cilindro al realizar el movimiento y así poder diseñar el actuador.

Cuando una persona ejerce la marcha, llega a un punto en que un solo pie se apoya en el suelo, soportando todo el peso sobre este. Para el cálculo de fuerzas, nos basaremos en ese preciso instante donde todo el peso del paciente será soportado por los eslabones y el actuador de la extremidad que está pisando suelo.

Para el análisis de fuerzas, se considerará un peso promedio de 70kg, obtenido de la “TABLA DE VALORACIÓN NUTRICIONAL SEGÚN IMC ADULTAS/OS” (MINSA).

Apoyándonos con el software SolidWorks, dimensionamos un prototipo del mecanismo para poder hacer un cálculo de reacciones en los eslabones y los actuadores y así poder determinar la fuerza axial que pasa a través de ellos.

Figura 9 Prototipo dimensionado del mecanismo



Fuente: SolidWorks

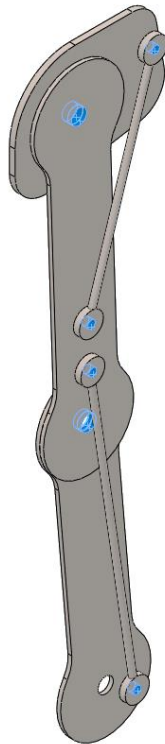
- (1) Cadera
- (2) Actuador 1
- (3) Actuador 2
- (4) Eslabón muslo
- (5) Eslabón pierna

Al desconocer las características del actuador, se ha optado por sustituirlo por un estabón solo para hacer el cálculo de reacciones y posteriormente poder diseñarlo.

Para el análisis por software, debemos considerar las siguientes condiciones en el mecanismo:

- **Conectores:** Se considera como conector, a las uniones entre dos eslabones a través de un pin de unión, en esta casa usaremos el contacto pasador que nos ofrece el software.

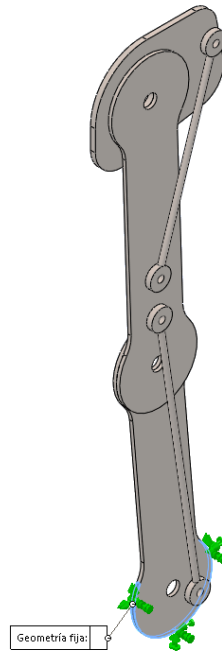
Figura 10 Pasadores de unión



Fuente: SolidWorks

- **Sujeciones:** para el análisis se está considerando dos tipos de sujeciones: Uno que viene siendo una sujeción fija, que inmoviliza al mecanismo, simulando una posición erguida en un solo pie.

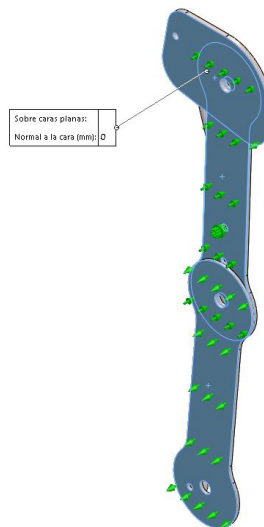
Figura 11 Sujeciones fijas



Fuente: SolidWorks

La segunda sujeción que se utilizará será, la sujeción sobre caras planas, la cual supondrá que el mecanismo está apoyado sobre la pierna del paciente, la cual restringirá sus reacciones en el plano paralelo a su cara plana.

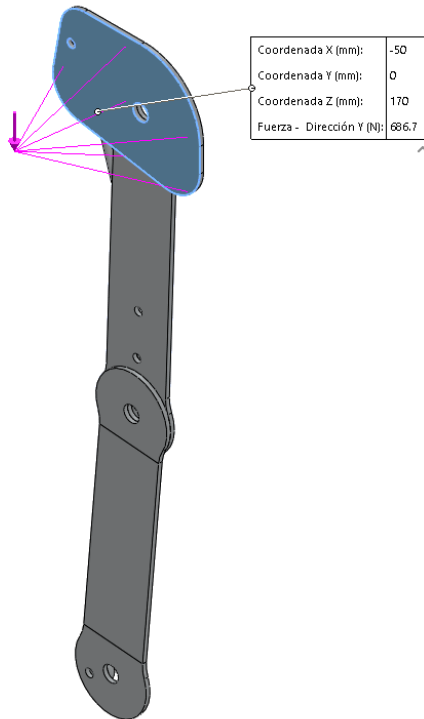
Figura 12 Contacto entre caras planas



Fuente: SolidWorks

- **Fuerzas:** Para la aplicación de fuerzas se usará la opción de carga remota, identificando el centroide de la cadera en la cual se aplicará una fuerza proporcional al peso promedio de un adulto.

Figura 13 Carga remota

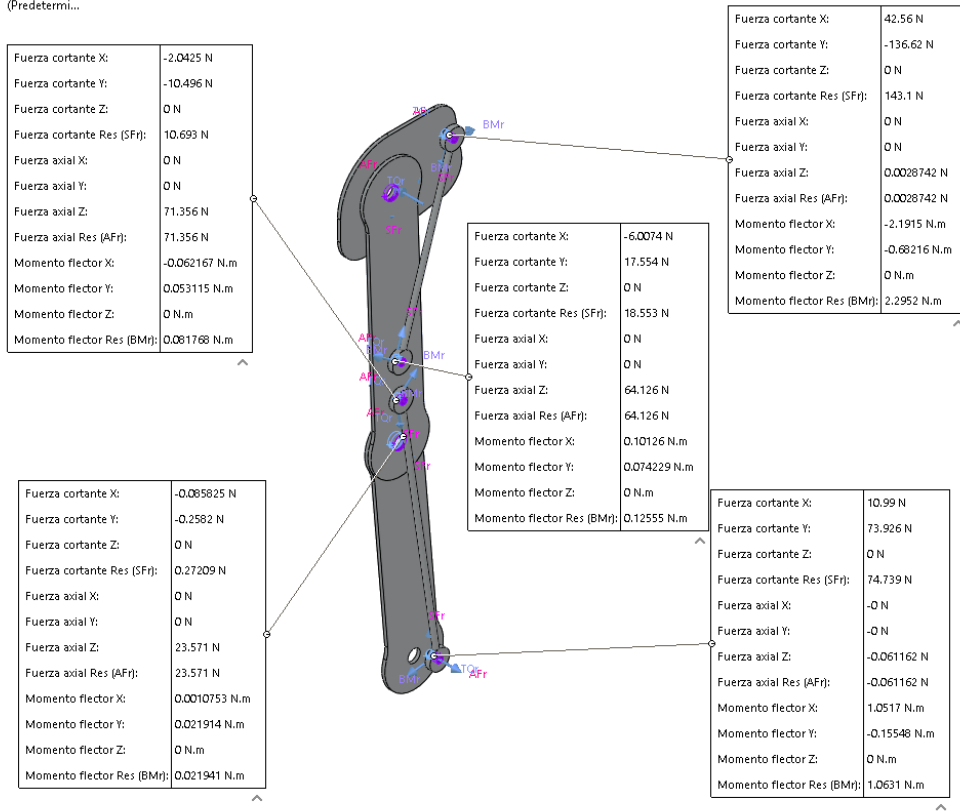


Fuente: SolidWorks

Después de haber dado las respectivas condiciones para el diseño, se procede a la simulación estática, utilizando SolidWorks, se identificará las diferentes reacciones a las cuales está sometido el mecanismo y poder partir con el diseño de los elementos que conforman el mecanismo.

Figura 14 Reacciones en contactos

Ensamblaje1 (Predetermi...



Fuente: SolidWorks

Tabla 9 Reacciones de contactos

Conector	Tipo	Resultante	Componente X	Componente Y	Componente Z
Pasador 1	Fuerza cortante (N)	2,5703	0,72416	-2,4662	0
	Fuerza axial (N)	3,6171	4,624e-013	0	3,6171
	Torsión (N.m)	1,1823e-012	4,78e-026	0	1,1823e-012
Pasador 2	Fuerza cortante (N)	143,1	42,56	-136,62	0
	Fuerza axial (N)	0,0028742	0	0	0,0028742
	Torsión (N.m)	1,189e-012	0	0	1,189e-012
Pasador 3	Fuerza cortante (N)	18,553	-6,0074	17,554	0
	Fuerza axial (N)	64,126	0	0	64,126
	Torsión (N.m)	6,2766e-013	0	0	6,2766e-013
Pasador 4	Fuerza cortante (N)	10,693	-2,0425	10,496	0
	Fuerza axial (N)	71,356	0	0	71,356
	Torsión (N.m)	4,518e-013	0	0	4,518e-013
Pasador 5	Fuerza cortante (N)	0,27209	-0,085825	-0,2582	0
	Fuerza axial (N)	23,571	0	0	23,571
	Torsión (N.m)	3,2853e-013	0	0	3,2853e-013
Pasador 6	Fuerza cortante (N)	74,739	10,99	73,926	0
	Fuerza axial (N)	-0,061162	-0	-0	-0,061162
	Torsión (N.m)	-7,1856e-015	-0	-0	-7,1856e-015

Fuente: SolidWorks

5.4.3. Diseño de la sección del eslabón

Se diseñará el eslabón basándose en los datos calculados anteriormente, para así obtener la sección ideal con la que el mecanismo pueda soportar el peso del paciente sin que esta sufra algún tipo de deformación o que tienda a ceder su estructura.

$$F_b = \text{Fuerza axial del eslabon}$$

La sección a hallar tendrá será la variable “S”

S=sección del eslabón

Para determinar la sección del eslabón, la derivaremos de la siguiente fórmula:

$$\frac{F}{S} = \sigma$$

El cual σ_b viene siendo el esfuerzo axial del eslabón, para al final reemplazar y despejar la fórmula con los constantes ya obtenidas

$$\frac{F_b}{\sigma_b} = S_{eslabon}$$

El valor de σ_b se obtendrá mediante el cálculo del factor de seguridad y la selección de material que se dará posteriormente.

Con ayuda de SolidWorks, analizaremos los resultados mediante el estudio de diseño que nos brinda el software a utilizar. Con esto se podrá hacer una comparación entre las diferentes secciones y poder determinar el diseño más óptimo para el mecanismo.

5.4.4. Factor de diseño

El factor de diseño, representado por la letra N, es una medida de seguridad relativa bajo la acción de una carga.

Para el cálculo del factor de diseño se debe emplear el límite de ruptura del material con el que se trabajará, y así, poder hallar el esfuerzo real máximo que el material puede soportar sin que se generen deformaciones en su estructura.

Para ello se ha considerado una serie de materiales dúctiles que serán los posibles materiales que se considerarán para la construcción del mecanismo.

Tabla 10 Materiales sugeridos

Material Eslabones
ABS
Aluminio
Nailon
Acero al Carbono

Fuente: Autor propio

Después de identificar los posibles materiales que se usarán para el mecanismo, se procederá a calcular el esfuerzo real que podrá soportar el mecanismo cuando el paciente lo esté usando.

Para ello, debemos identificar el factor de diseño óptimo con el que trabajará el mecanismo.

El mecanismo trabajará con cargas dinámicas puesto que el mecanismo a la hora de desplazarse, tendrá tanto cambios de posición, como de intensidad en cargas, por el cual, se tomará un factor de diseño $N=2,0$ a $2,5$. [4, p. 186]

Se optará por un factor de seguridad de 2,5 para garantizar la rigidez del mecanismo al momento de ejercer sus funciones

$$F.S. = \frac{\sigma_{Admission}}{\sigma_{Real}} = 2,5 \quad (10)$$

5.4.5. Rigidez y estabilidad

Los eslabones que irán sujetos tanto en el muslo, como en la pierna, se verán sometidos a una carga axial de compresión. Estos miembros estructurales tendrán a falla por inestabilidad elástica o pandeo, más que por aplastamiento del material. Se pretenderá diseñar un mecanismo cuyos eslabones tengan la rigidez necesaria para evitar las fallas por inestabilidad elástica.

- **Propiedades de la sección transversal**

El pandeo depende de la forma y dimensiones de la sección transversal, de la longitud y la forma de fijar los apoyos.

Normalmente una columna tiende a pandearse con respecto al eje, el cual el radio de giro y el momento de inercia son mínimos.

$$r = \sqrt{I/A}$$

r = Radio de giro

I = Momento de inercia de la sección transversal

A = Área de la sección transversal

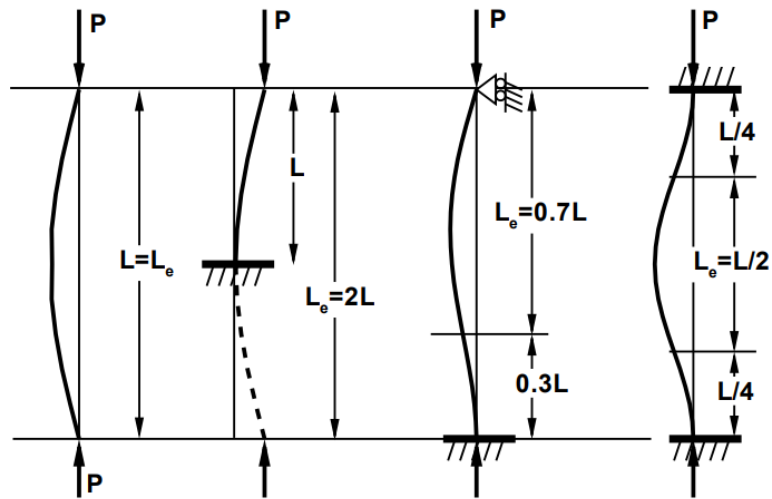
- **Fijación de un extremo y longitud efectiva**

La fijación de los extremos se refiere a la forma en que se soportarán los extremos de la columna.

La longitud efectiva es la longitud real de la columna multiplicada por un factor K (constante que depende de la fijación de los extremos)

$$L_e = KL$$

Figura 15 Valores de K para diferente tipo de columna



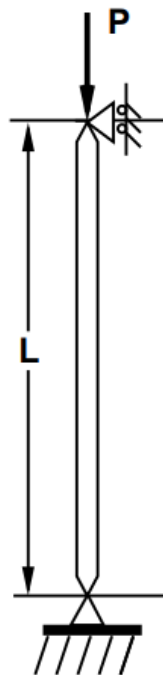
Fuente: R. L. Mott, DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS, Mexico: PEARSON Educación, 2006.

Como se diseñará un mecanismo articulado en sus eslabones, se utilizará la primera condición de una columna doblemente articulada.

$$K = 1$$

$$L_e = L$$

Figura 16 Columna doblemente articulada



Fuente: R. L. Mott, DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS, Mexico: PEARSON Educación, 2006.

- **Relación de esbeltez**

Es el coeficiente entre la longitud efectiva y su radio de giro mínimo

$$\text{Relación de esbeltez} = L_e/r_{min}$$

- **Relación de esbeltez de transición**

La relación de esbeltez de transmisión se define como:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$

E = módulo de elasticidad del material

S_y = resistencia de fluencia del material

Una vez obtenido C_c , se compara con KL/r , como C_c representa el valor de la relación de esbeltez que separa una columna larga de una corta, el resultado de la comparación indicará que clase de análisis se debe usar.

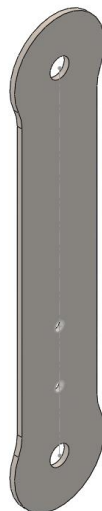
VI. MODELAMIENTO CAD

6.1. Eslabones

Son cuerpos rígidos que, al conectarse con otros eslabones y partes individuales del mecanismo a través de los nodos, transmiten movimiento y fuerza hacia ellos. Se caracterizan por poseer dos o más nodos.

En este caso, se usarán eslabones binarios (con dos nodos) para el apoyo tanto del muslo, como de la pierna.

Figura 17 Eslabón



Fuente: SolidWorks

Después de haberse dimensionado se generará tabla de diseño en la cual se podrá cambiar algunas de las dimensiones de los eslabones, que correspondan tanto a la longitud del muslo

como a longitud de la pierna, ya que estos varían de longitud para las diferentes morfologías de los cuerpos de los pacientes.

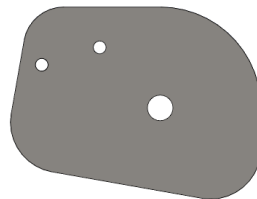
6.2. Soporte cadera

El soporte de la cadera es un eslabón ternario (con 3 nodos), cumple la función de eslabón principal, ya que en este se ensamblarán la mayoría de componentes.

Se fija a la altura de la cadera del paciente mediante correas, y este será una de los principales soportes del paciente para estabilizarlo al momento de accionar el mecanismo.

En ella irán acoplados los eslabones del muslo, los actuadores de elevación de piernas y el soporte para la espalda.

Figura 18 Eslabón cadera



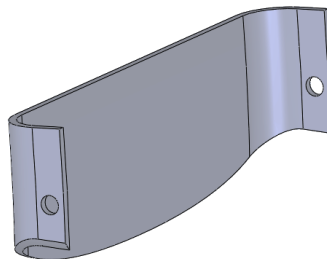
Fuente: SolidWorks

6.3. Soporte espalda

Este soporte cumple la función de apoyo para el paciente, evitando así que este tienda a irse hacia atrás. Este soporte estará acoplado a los eslabones de la cadera y al igual que los eslabones tanto de la pierna como del muslo, el soporte se diseñará a medida del paciente que la use.

Además, este soporte contará con correas las cuales sujetaran la espalda del paciente.

Figura 19 Soporte espalda

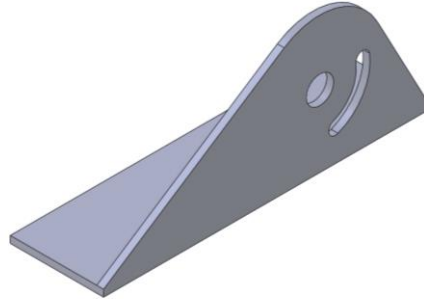


Fuente: SolidWorks

6.4. Plataforma de apoyo

La función de esta plataforma, es de apoyo para el pie del paciente. Al momento de accionar la marcha, la plataforma ayudará en la elevación y desplazamiento del paciente.

Figura 20 Plataforma de apoyo

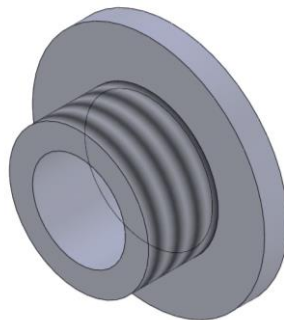


Fuente: SolidWorks

6.5. Juntas

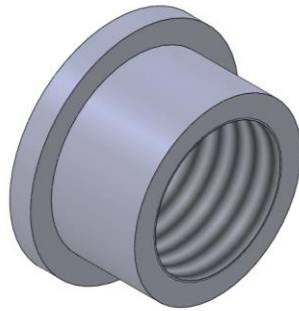
Juntas de unión, sellan la unión de dos o más elementos, en este caso, servirá de unión para la cadera, eslabones y la plataforma de apoyo. La característica de estas juntas es que son bocinas con rosca, la cual irá una dentro de la otra para evitar que sobresalga por los costados y evitar molestias al paciente.

Figura 21 Bocina 1



Fuente: SolidWorks

Figura 22 Bocina 2

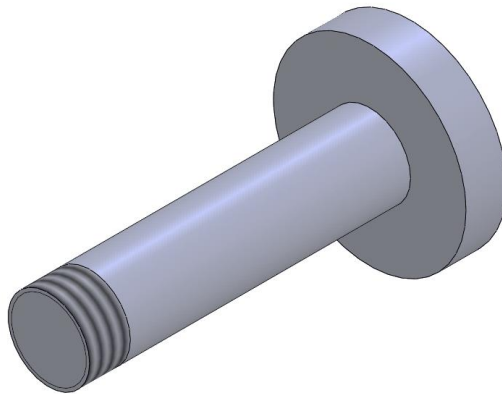


Fuente: SolidWorks

6.6. Pines de unión

Se usaron pines de unión para acoplar los actuadores con los eslabones. Estos se caracterizan por tener una arandela como tope y en su otro extremo una sección roscada para acoplarse a los eslabones y evitar que sobresalga de este, incomodando o dañando al paciente.

Figura 23 Pin de unión



Fuente: SolidWorks

VII. SISTEMA DE ACCIONAMIENTO

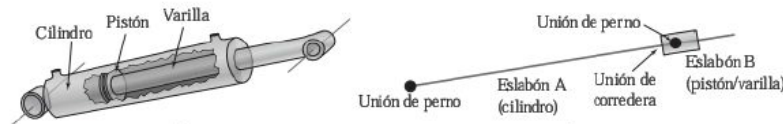
El sistema de accionamiento tendrá como objetivo el accionar del movimiento lineal del mecanismo.

El movimiento será accionado por un dispositivo actuador o impulsor. Al existir gran cantidad de actuadores e impulsores en el mercado, se analizarán los posibles dispositivos para seleccionar así al óptimo que cumpla con los requerimientos del sistema.

Entre los posibles dispositivos tenemos:

- **Servomotores:** Es fijo o con movimiento giratorio prolongado. Tienen menor capacidad de potencia, aparte de tener un elevado costo. Se utilizan para generar movimientos guiados y con precisión.
- **Cilindros hidráulicos o neumáticos:** Movimiento lineal limitado. Impulsan un mecanismo con una carrera lineal. Dentro del cilindro se encuentra un pistón y sujeto a ello una varilla que se desliza con relación al cilindro. Se representa por dos eslabones (Pistón/varilla y cilindro)

Figura 24 Cilindro pistón y diagrama cinemático



Fuente: D. H. Myszka, Máquinas y Mecanismos, México: Pearson, 2012.

- **Motor lineal:** Movimiento lineal limitado. Los motores lineales han sido diseñados para producir una gran fuerza a bajas velocidades e incluso estando parados, su diseño no se basa en la potencia sino puramente en la fuerza.

7.1.Comparación de actuadores

7.1.1. Servomotor

- **Ventajas:**
 - Es sumamente poderoso para su tamaño (mucho torque).
 - Potencia proporcional para cargas mecánicas.
 - No consume mucha energía.
 - Mayor precisión.
- **Desventajas:**
 - No es posible cambiar las características eléctricas del motor por tanto no se puede cambiar la velocidad del mismo.
 - Esta limitado por el circuito de control a únicamente variar de 0° a 180°.
 - Su construcción puede ser costosa.

Poder controlar varias secuencias de posiciones, es difícil sin utilizar sistemas basados con micros.

7.1.2. Cilindro hidráulico

- **Ventajas:**

Las fuerzas pueden regularse de manera continua.

Se puede llegar en los elementos hidráulicos de trabajo hasta su total parada, sin riesgos de sobrecarga o tendencia al calentamiento.

El aceite se adapta a las tuberías y transmite fuerza como si fuera una barra de acero.

Los elementos son REVERSIBLES además de que se pueden FRENAR en marcha.

Hay pocas piezas en movimiento como, por ejemplo: bombas, motores y cilindros.

- **Desventajas:**

Se obtienen velocidades bajas en los actuadores.

En la manipulación de los aceites, aparatos y tuberías, como el lugar de la ubicación de la máquina.

Exige un buen mantenimiento.

Las bombas, motores, válvulas proporcionales y servo válvulas son caras.

7.1.3. Cilindro Neumático

- **Ventajas:**

Se refiere principalmente al aire, el cual es ilimitado y se encuentra disponible gratuitamente en cualquier lugar. No precisa conductos de retorno; lo cual implica que el aire utilizado pasa de nuevo a la atmósfera.

El aire es almacenado y comprimido en acumuladores o tanques, puede ser transportado y utilizado donde y cuando se precise.

El aire está a prueba de explosiones. No hay riesgo de chispas en atmósferas explosivas y puede ocuparse en lugares húmedos sin riesgo de electricidad estática.

El aire es fiable, incluso a temperaturas extremas.

Cuando se produce escapes de aire no son perjudiciales y pueden colocarse en las líneas, en depuradores o extractores para mantener el aire limpio.

El diseño y constitución de los elementos es fácil y de simple conexión.

Se obtienen velocidades muy elevadas en aplicación de herramientas de montaje (atornilladores, llaves, etc.).

Las velocidades y las fuerzas pueden regularse de manera continua y escalonada.

Se puede llegar en los elementos neumáticos de trabajo hasta su total parada, sin riesgos de sobrecarga o tendencia al calentamiento.

- **Desventajas:**

Para la preparación del aire comprimido es necesario la eliminación de impurezas y humedades previas a su utilización.

La obtención del aire comprimido es costosa.

El aire que escapa a la atmósfera produce ruidos bastante molestos. Se superan mediante dispositivos silenciadores.

Debido a su gran compresibilidad, no se obtienen velocidades uniformes en, los elementos de trabajo.

Es una fuente de energía cara.

7.1.4. Motor lineal o actuador lineal

- **Ventajas:**

Un gran control de movimiento preciso y suave.

Se puede ajustar, inclinar, empujar, tirar y levantar grandes cantidades de masa.

En comparación con los sistemas hidráulicos y neumáticos, una solución con actuadores eléctricos es mucho más fácil de instalar. Se necesita menos espacio ya que no hay mangueras ni bombas que requieran un mantenimiento periódico que evite riesgos para la seguridad, tales como fugas de aceite sucio.

- **Desventajas:**

Marcha lenta, la señal de salida del regulador para el ejercicio respuesta de la válvula a un lugar determinado, a menudo mucho tiempo más y más en comparación con los actuadores neumáticos o hidráulicos.

7.2. Selección de Actuador

Para seleccionar el actuador más adecuado para el diseño, se utilizó una matriz de decisión entre los tres tipos de actuadores propuestos.

Los ítems que se tomaron para la matriz de decisión fueron: Fuerza con la que actúa en el mecanismo, el consumo de energía que conlleva el sistema, la facilidad de diseño y montaje para el mecanismo, la seguridad y confiabilidad del sistema, la facilidad de control, la precisión en la operación, y por último el costo del sistema.

Los valores dados son: Menos óptimo (1), óptimo (2), Más óptimo (3), Muy óptimo (4)

Tabla 11 Matriz de decisión Actuadores

Ítems	Servomotor	Actuador hidráulico	Actuador neumático	Motor lineal
Fuerza	1	4	2	3
Consumo de energía	2	1	3	4
Diseño y montaje	2	1	3	4
Seguridad	4	1	2	3
Control	3	2	1	4
Precisión	2	3	1	4
Costo	16	3	1	3
Puntuación total	14	15	13	25

Fuente: Autor propio

Después de realizar la matriz, se observó que el actuador más óptimo para acoplar al diseño del mecanismo, fue el actuador neumático. El cual tuvo el siguiente análisis para ser seleccionado.

7.3. Análisis de actuador

7.3.1. Carrera del actuador

La carrera del pistón es la distancia que recorre desde el punto muerto inferior hasta el punto muerto superior.

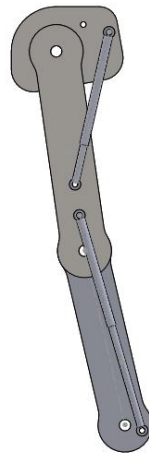
En el caso del mecanismo a diseñar, se calculará la distancia que recorrerá el pistón en el momento de que se den los pasos utilizado Ec. (6) y Ec.(9)

Utilizado el analizador Motion que nos ofrece el software SolidWorks, calcularemos los desplazamientos de los actuadores.

Al desconocer las características del actuador, se ha considerado dimensionar uno, con el fin de apoyarnos en el análisis y obtener los resultados para su selección.

El análisis considerará como posición inicial, desde que la punta del pie se despegó del piso.

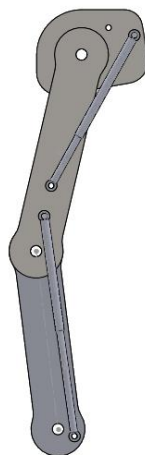
Figura 25 Posición inicial de marcha



Fuente: SolidWorks

Como posición final del análisis se considerará, cuando el talón del pie entra en contacto con el suelo.

Figura 26 Posición final de la marcha



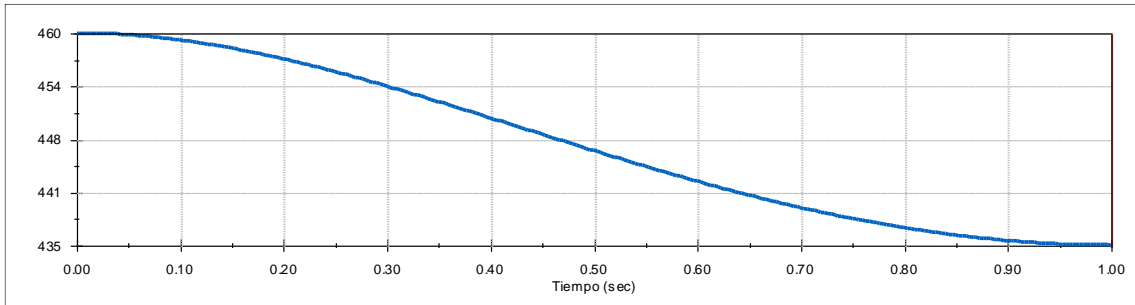
Fuente: SolidWorks

Una vez terminado el análisis, SolidWorks nos muestra las gráficas de resultados, en este caso, gráficas de desplazamiento de los actuadores.

- **Actuador Cadera-Muslo**

Según la gráfica de resultados, el desplazamiento lineal del actuador vendrá siendo de 25mm, lo cual es la diferencia entre la posición inicial y la final.

Figura 27 Diagrama de desplazamiento eslabón 1

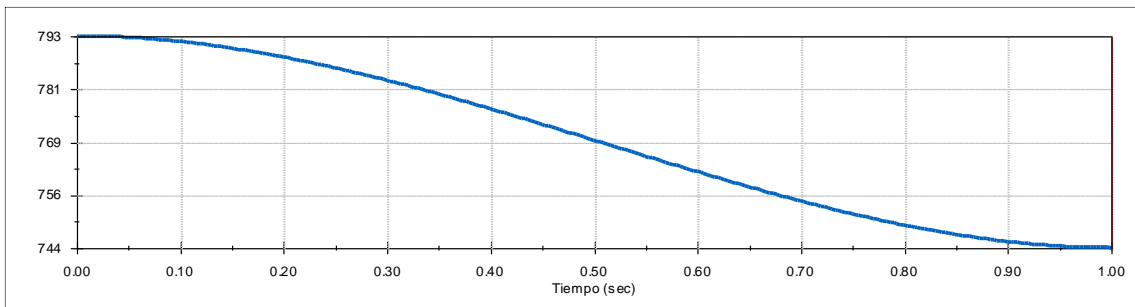


Fuente: SolidWorks

- **Actuador Muslo-Pierna**

Según la gráfica de resultados, el desplazamiento lineal del actuador vendrá siendo de 49mm, lo cual es la diferencia entre la posición inicial y la final.

Figura 28 Diagrama de desplazamiento eslabón 2



Fuente: SolidWorks

7.3.2. Fuerza del actuador

Para el cálculo de la fuerza con la que el actuador debe trabajar, utilizaremos la opción de análisis de movimiento de SolidWorks. Esto nos permitirá calcular las fuerzas ejercidas por el eslabón al momento de elevar una de las extremidades al momento de la marcha, como también, la fuerza que este soportará en el instante que una sola de las extremidades está apoyada en el suelo.

- **Elevación de una extremidad**

Las consideraciones que se tomó para el análisis fueron: Cálculo del centro de masa del eslabón y la distribución porcentual del peso de una de las extremidades inferiores.

Tabla 12 Porcentaje de peso corporal correspondiente a partes específicas del cuerpo

Partes del cuerpo	Porcentaje
Tronco sin miembros	50
Mano	0,7
Antebrazo con la mano	2,3
Antebrazo sin la mano	1,6
Parte superior del brazo	2,7
Brazo completo	5
Pie	1,5
Parte inferior de la pierna con el pie	5,9
Parte inferior de la pierna sin el pie	4,4
Muslo	10,1
Pierna completa	16

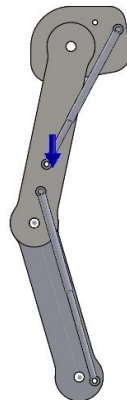
Fuente: <http://www.saludyalgomas.com/tablasnutricionales/peso-de-distintas-partes-del-cuerpo/>

Se identificó que el porcentaje de la pierna completa viene siendo, aproximadamente, del 16% del peso total de una persona.

$$W_{\text{pierna completa}} = 70 * 9,81 * 0,16 = 109,87N$$

El peso calculado de la pierna completa se traslada al centroide del eslabón muslo, para poder determinar la fuerza que requerirá el actuador para poder elevarla.

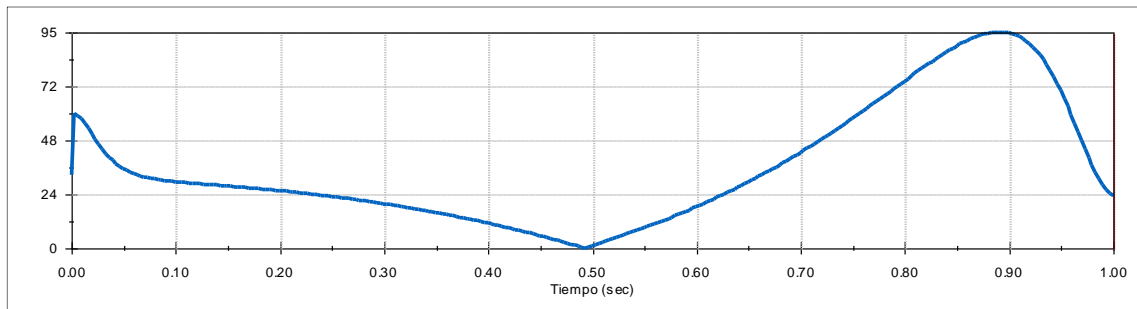
Figura 29 Centro de masa del eslabón 1



Fuente: SolidWorks

Posterior a ello, se realiza el análisis para obtener la gráfica de resultados, la cual nos indicará la fuerza que ejercer el actuador para realizar esta acción.

Figura 30 Grafica de fuerza para acción de elevación



Fuente: SolidWorks

Se observa que la máxima fuerza ejercida por el actuador para poder elevar una de las extremidades inferiores es de 96N.

- **Soporte del paciente**

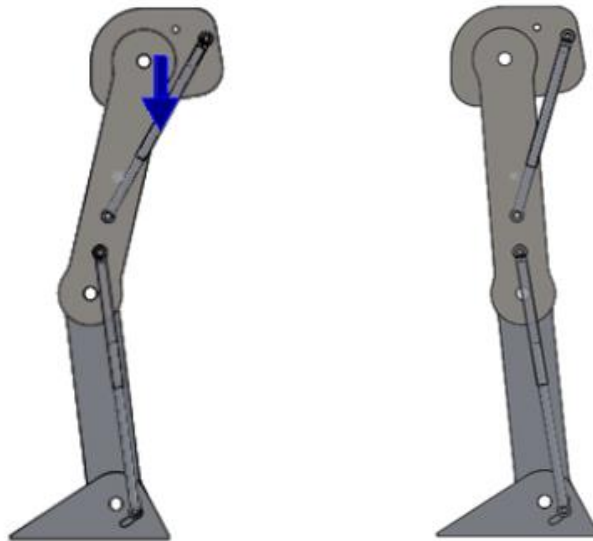
La máxima fuerza que soporta uno de los actuadores, será justo cuando el ciclo de marcha esté en la fase de despegue. Donde solo una de las extremidades esté apoyada en el piso y la otra esté haciendo el recorrido para completar el ciclo.

Las consideraciones que se tomó para el análisis fueron: cálculo del centro de masa del eslabón cadera y se colocó el peso de la persona, simulando el instante en que el mecanismo se soporta en un lado.

$$W_{\text{persona}} = 70\text{Kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = \mathbf{686,7 \text{ N}}$$

La simulación de movimiento para el cálculo de las fuerzas de los actuadores tomó como punto de partida, el instante en que solo una pierna está soportando todo el peso del paciente, y así, se pudo obtener la máxima carga que necesitan los pistones para soportar al mecanismo.

Figura 31 Desplazamiento en marcha

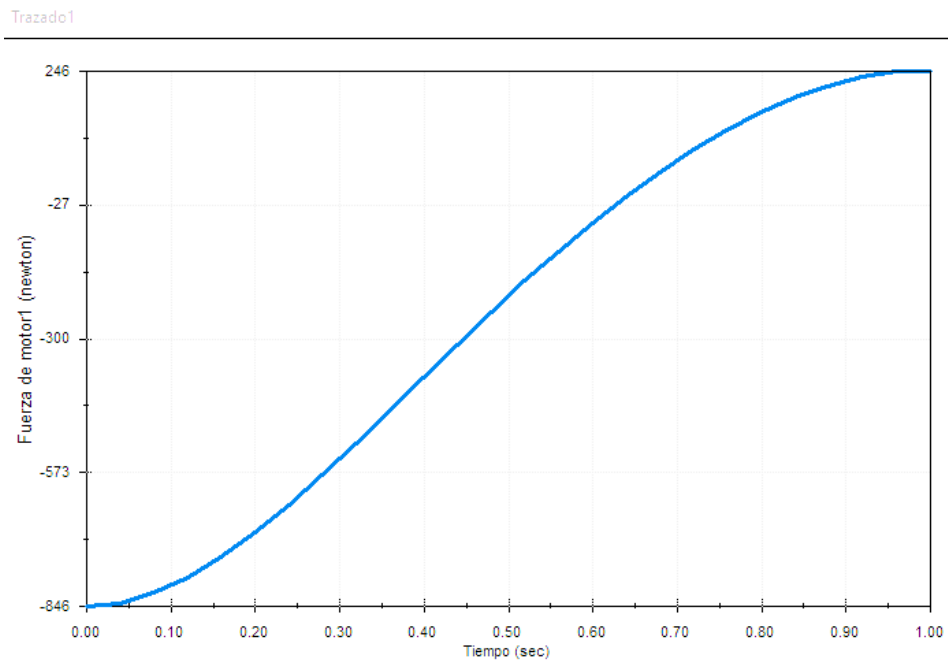


Fuente: SolidWorks

Una vez que finalizó el análisis, se obtuvo los siguientes cálculos:

Para el actuador que conecta al eslabón cadera con el eslabón muslo, se obtuvo una fuerza inicial y máxima fue de 846N.

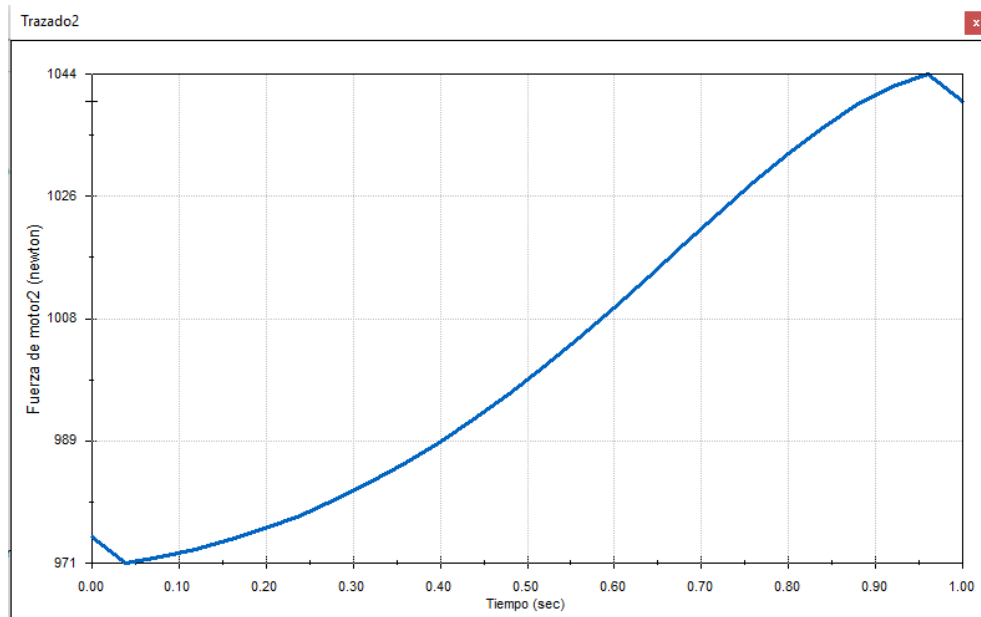
Figura 32 Diagrama de fuerzas Actuador 1



Fuente: SolidWorks

Para el actuador que conecta al eslabón muslo con el eslabón pierna, se obtuvo una fuerza inicial y máxima de 1044N.

Figura 33 Diagrama de fuerzas Actuador 2



Fuente: SolidWorks

7.4. Criterio de selección de actuador

Para la selección del motor lineal, la presente investigación se basó en las especificaciones técnicas de la empresa NAKIN.

Después del análisis se obtuvo que:

La fuerza máxima requerida por los actuadores fue de 1044N

La carrera máxima que recorren los actuadores 1 y 2 son de 25mm y 49mm respectivamente.

Finalmente se seleccionó el actuador que cumple con las características requeridas por el diseño, y posteriormente se cotizó su precio para su inclusión en la valorización total del mecanismo.

Figura 34 Características de actuador lineal NAKIN

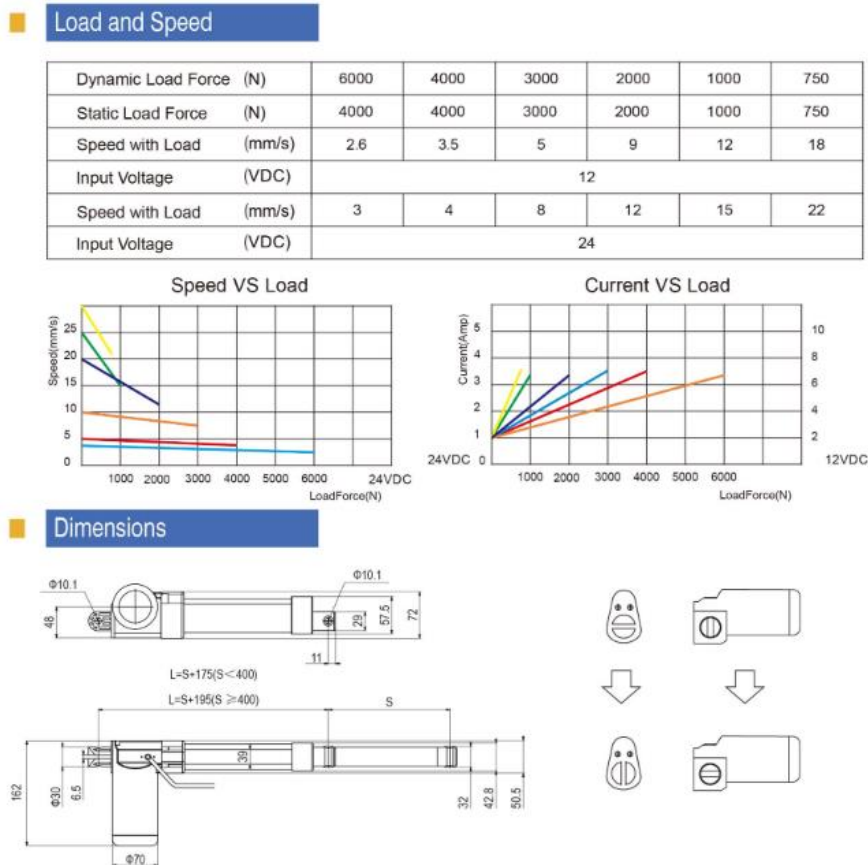
Descripción general

Detalles rápidos

Lugar del origen:	Zhejiang, China (Mainland)	Marca:	OEM
Número de Modelo:	NKLA8	Voltaje (V):	24 V
De potencia de sali...:	20 W	Aplicación:	Barco, Coche, Bicicleta eléctrica, Ventilador, Electrodoméstico...
Certificación:	CE, Rohs, Testado en el laboratorio	Tipo:	Motor de engranaje
Torsión:	Peticiones	Construcción:	Imán permanente
Conmutacion:	Cepillo	Característica de pr...:	Impermeable
Velocidad (RMP):	Alta Velocidad	Corriente Continuo...:	Corriente
Eficiencia:	IE 1	Nombre del produc...:	12 V 24 V actuador lineal eléctrico para la cama médica
Carga dinámica:	6000N	Stanic carga:	6000N
Velocidad a plena c...:	3 mm/s	Longitud de carrera:	100-400mm (Opción> 400mm)
Interruptor limitado:	Incorporado	Sobrecarga protege:	Si
Ciclo:	10%, máx. 2 min, uso continuo	Grado del IP:	IP 66
Color:	Negro o gris		

Fuente: <https://spanish.alibaba.com/product-detail/12v-24v-electric-linear-actuator-for-medical-bed-60657719242.html?spm=a2700.8699010.normalList.7.3394279e0KJ9fG&fbclid=IwAR1rLGAFhrE2QKefQeJzClidIqKFG1jAluXzUEdzQbnkNnltDeHcxoSTEik>

Figura 35 Carga, velocidad y dimensiones



Fuente: https://www.alibaba.com/product-detail/6000N-linear-actuator-12v-mini-linear_60718131184.html?spm=a2700.icbuShop.74.2.206a5dd5QaHelC

Las características que fueron tomadas para seleccionar el actuador fueron:

Tabla 13 Características del actuador

Potencia	20W
Voltaje (V)	12VDC
Amperaje (I)	1,67
Fuerza de empuje	2000N
Velocidad	9mm/s
Carrera (mm)	400mm

Fuente: Autor propio

7.5. Cálculo energético

Para energizar el mecanismo, se optó por el uso de baterías de 12V.

Posteriormente se calculó el tiempo de descarga de las baterías al estar el mecanismo en funcionamiento.

El tipo de batería a usar fueron las baterías de litio, puesto que este tipo de baterías acumulan mucha mayor carga por unidad de peso y volumen.

Figura 36 Características y descripción Batería de litio



Descripción

BATERÍA DE ION LITIO 12V RECARGABLE

Las baterías de litio le sacan una enorme ventaja gracias al poco ESPACIO que ocupan ,al reducido PESO que poseen y al TIEMPO DE VIDA que son 3 veces mas que las de plomo.

12V 4 AH 0.3Kg , 7cm x 6cm x 4cm
12V 6 AH 0.45Kg , 7cm x 6cm x 6cm
12V 8 AH 0.6Kg , 7cm x 6cm x 8cm
12V 10 AH 0.75Kg, 7cm x 6cm x 10cm
12V 12 AH 0.9Kg, 7cm x 6cm x 12cm
12V 16 AH 1.2Kg, 7cm x 6cm x 16cm
12V 20 AH 1.5Kg, 7cm x 12cm x 10cm
12V 32 AH 2.2Kg, 7cm x 12cm x 16cm

Fuente: https://articulo.mercadolibre.com.pe/MPE-432359405-bateria-de-litio-12v-recargable-_JM?quantity=1

Se optó por usar dos baterías, una en cada lado del eslabón cadera. Posteriormente se calculó el tiempo de descarga de las baterías.

En total se utilizaron 4 pistones, los cuales serán alimentado por 2 baterías.

Tabla 14 Calculo de tiempo de descarga

N° actuadores	Amperaje (A)	Capacidad (AH)	Tiempo de descarga (H)
2	1,67	4	1,20
2	1,67	6	1,80
2	1,67	8	2,40
2	1,67	10	3,00
2	1,67	12	3,60
2	1,67	16	4,80
2	1,67	20	6,00
2	1,67	32	9,60

Fuente: Autor propio

Al final, se determinó que la batería más óptima para el mecanismo sería la de 16Ah, tomando en cuenta su tiempo de descarga de 4h 48min aproximadamente, y sus dimensiones de 7cm x 6cm x 16cm.

VIII. SIMULACIÓN Y RESULTADOS EXPERIMENTALES

8.1.Verificación del cumplimiento de los parámetros de diseño

8.1.1. Selección del material

La selección del material con las que se elaborarán los distintos elementos del mecanismo es una de las decisiones centrales de proceso de diseño.

Se tendrá en cuenta aspectos como: Respuesta a la función, conformación y fabricación, coste y suministro, relación con el usuario y su facilidad de reciclaje. [9]

Para el análisis de selección de material se ha considerado 4 posibles materiales, los cuales se analizarán bajo los criterios mencionados anteriormente.

- Respuesta a la función

Los materiales escogidos deberán cumplir con las exigencias requeridas por el mecanismo.

Los posibles materiales a usar son:

Tabla 15 Materiales para diseño

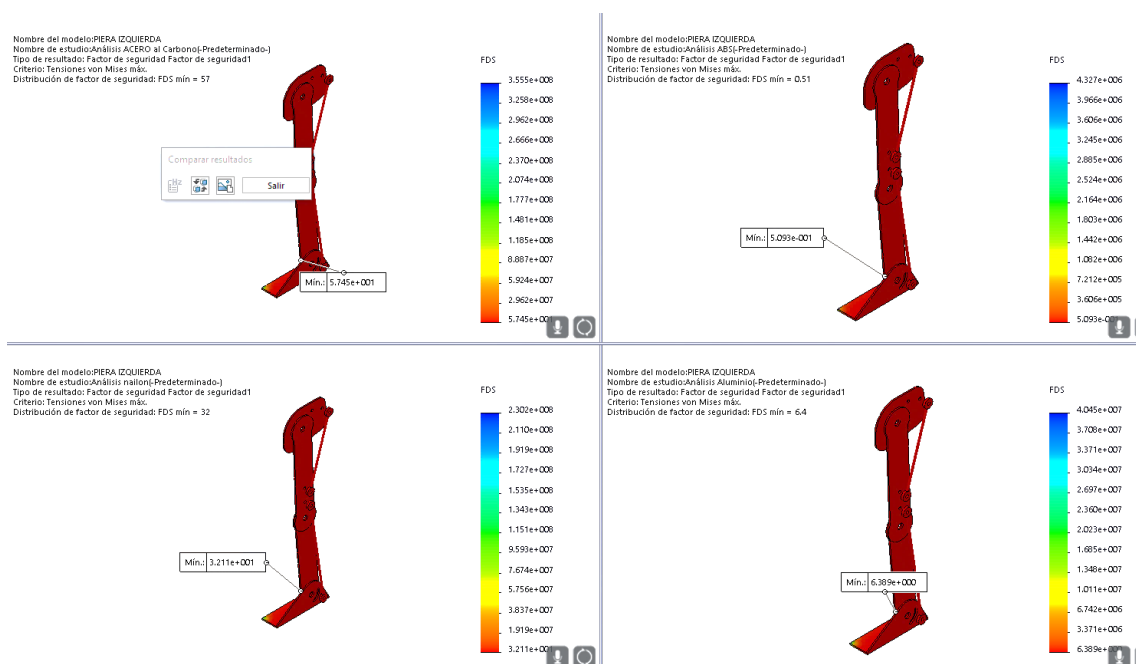
Acero al Carbono	Propiedades físicas y mecánicas Anexo 1
Nailon 6/10	Propiedades físicas y mecánicas Anexo 2
ABS	Propiedades físicas y mecánicas Anexo 3
Aluminio Aleación 1060	Propiedades físicas y mecánicas Anexo 4

Fuente: Autor propio

Después de identificar los posibles materiales con los que se trabajará, se procederá a hacer un análisis estático con ayuda del software SolidWorks.

Se procederá a analizar el mecanismo, sometiéndolo a cargas y restricciones reales para obtener una mayor precisión en sus resultados. Los resultados que determinarán si el material cumple con las condiciones requeridas del diseño, será el factor de seguridad.

Figura 37 Comparación de factores de seguridad



Fuente: SolidWorks

Tabla 16 Factores de seguridad de materiales

MATERIAL	FACTOR DE SEGURIDAD
Acero al Carbono	57
Nailon 6/10	32
ABS	0,51
Aluminio Aleación 1060	6,4

Fuente: Autor propio

Después de realizar los análisis correspondientes y obtenidos los resultados, podemos observar que el material ABS no cumple con los requisitos de diseño, puesto que el factor de seguridad óptimo para el mecanismo tiene que ser mayor a 2. Por lo que se descarta la utilización del material ABS

- **Conformación y fabricación**

La selección del material no puede desligarse del método de conformado y del proceso de fabricación de la pieza o componente.

Determinaremos las diversas formas en las que se podría trabajar el material para la elaboración de los elementos que conformarán el mecanismo

Tabla 17 Tipo de Fabricación

MATERIAL	TIPO DE FABRICACIÓN
Acero al Carbono	Planchas de Acero que pueden ser cortadas mediante un CNC de plasma
Nailon 6/10	Utilizando el método de moldeo por inyección del polímero en estado fundido
Aluminio Aleación 1060	Planchas de Aluminio que pueden ser cortadas mediante un CNC de plasma

Fuente: Autor propio

- **Coste y suministro**

Entre materiales seleccionados, se determinará su coste y las condiciones de suministro, las cuales son determinantes en la selección del material.

Tabla 18 Costo y suministro

MATERIAL	SUMINISTRO	COSTE
Acero al Carbono	Plancha ¼ in x 1,2m x 2,4m	s/. 350
Nailon 6/10	1kg de polímero para fundición GOODFELLOW	184 \$
Aluminio Aleación 1060	Plancha ¼ in x 1,2m x 2,4m	s/. 1500

Fuente: Autor propio

- **Relación con el usuario**

Se refiera a la facilidad para dar formas, colores y texturas atractivas, tacto amigable, sensación de solidez o de ligereza.

Los materiales seleccionados tienen la facilidad de moldearse, en el caso de los metales se pueden recortar secciones de la plancha y mediante soldadura formar elementos que requieran diferentes tipos de geometría.

El paciente no tendrá problemas al tener contacto con los materiales, puesto que, para la comodidad de estos, se ha planteado utilizar almohadillas para una mayor comodidad. Enfocándose en la ligereza del mecanismo, se priorizará más la acción de traslado del mecanismo a diseñar, puesto que, al ser utilizado por el paciente, este no tendrá que soportar ni un kilogramo del mecanismo.

- **Facilidad de reciclaje**

Un carácter importante que se tiene que incorporar en la selección del material debe ser que este sea reciclable, tanto por imposición legal como por la creciente sensibilidad ciudadana.

Tabla 19 Facilidad de Reciclaje

MATERIAL	MÉTODO DE RECICLAJE
Acero al Carbono	El acero es un material inalterable, no pierde sus propiedades, se puede reciclar cuantas veces se desee.
Nailon 6/10	Se funde y se re-procesa para transformarse en fibra rehusada de nylon
Aluminio Aleación 1060	El Aluminio es un material inalterable, no pierde sus propiedades, se puede reciclar cuantas veces se desee.

Fuente: Autor propio

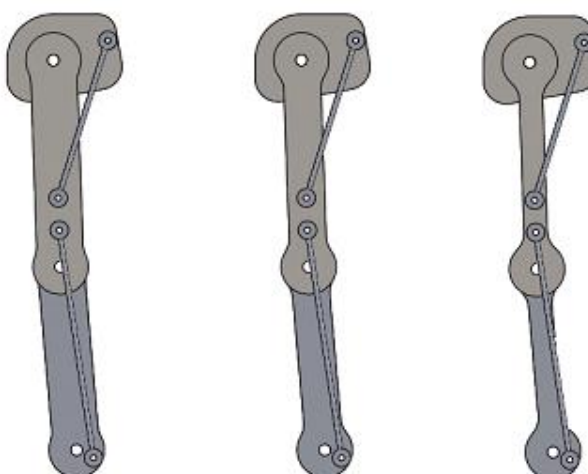
Después de una serie de clasificaciones para la selección del material, se determinó que tanto por respuesta de a la función, a su fabricación, al coste y suministro, y a su facilidad de reciclaje, que el material más óptimo para trabajar en el mecanismo fue el Acero al Carbono, obviando la optimización del diseño que se hizo posteriormente.

8.1.2. Diseño de sección de eslabón

Para el diseño de la sección de los eslabones, se utilizará la opción de “estudio de diseño” del software SolidWorks para determinar el diseño más óptimo para el buen funcionamiento del mecanismo.

Utilizando los materiales que cumplieron las condiciones de selección de material, se procederá a realizar el estudio de diseño con el fin de determinar el modelo más óptimo con el cual trabajar.

Figura 38 Optimización de diseño



Fuente: SolidWorks

El estudio considerará 6 posibles escenarios para la evaluación.

Una variación de 10mm de intervalo en el ancho del eslabón. El modelo dimensionado es de 100m de espesor, el cual irá disminuyendo en 10mm con el objetivo de llegar a un factor de seguridad aceptable y por consecuencia de ello, que el peso del exoesqueleto disminuya, optimizando el diseño y reduciendo el gasto de material.

- **Acero al Carbono**

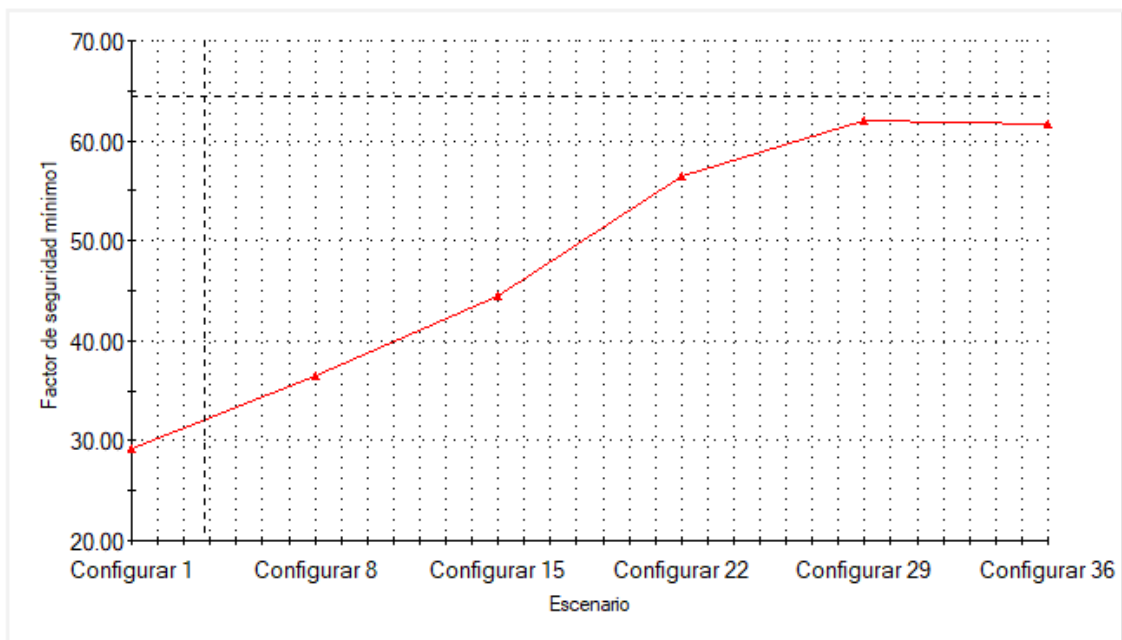
Tabla 20 Estudio de diseño Acero al Carbono

	Escenario 1	Escenario 2	Escenario 3	Escenario 4	Escenario 5	Escenario 6
Eslabón muslo (mm)	50	60	70	80	90	100
Eslabón pierna (mm)	50	60	70	80	90	100
Factor de seguridad mínimo	29,13	36,45	44,43	56,47	62,03	61,68
Masa (Kg)	9,04	9,34	9,66	9,98	10,32	10,66

Fuente: SolidWorks

Figura 39 Grafico F.S vs Ancho de eslabón

Historial: Estudio de diseño Acero al carbono



—▲— Factor de seguridad mínimo1

Fuente: SolidWorks

- **Nailon**

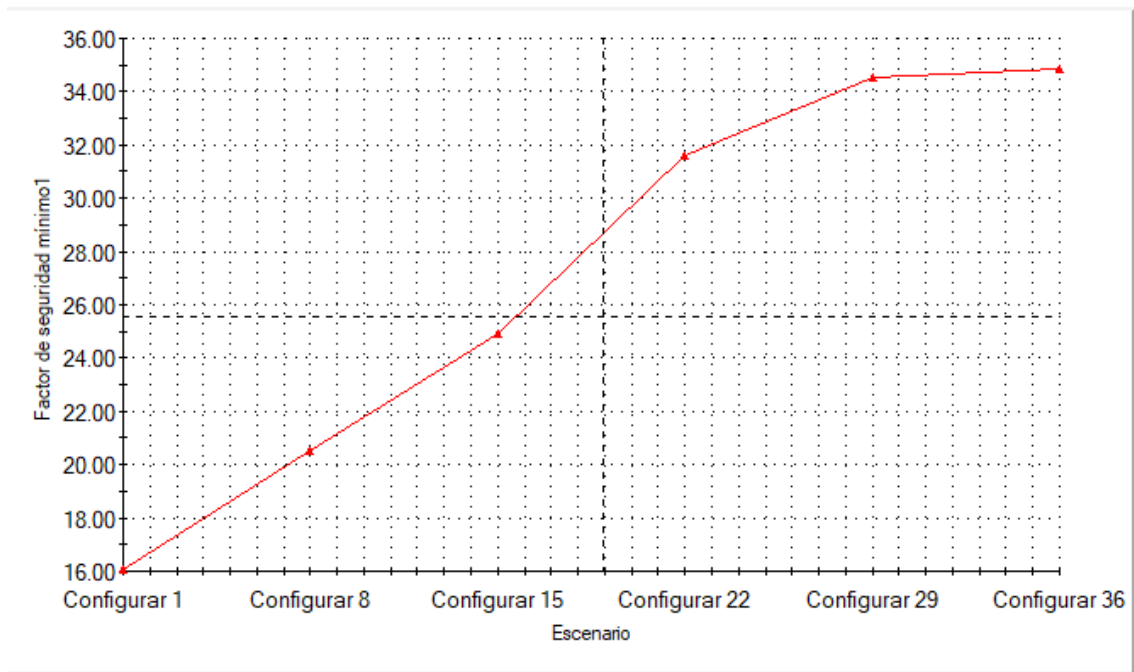
Tabla 21 Estudio de diseño Nailon

	Escenario 1	Escenario 2	Escenario 3	Escenario 4	Escenario 5	Escenario 6
Eslabón muslo (mm)	50	60	70	80	90	100
Eslabón pierna (mm)	50	60	70	80	90	100
Factor de seguridad mínimo	16,29	20,38	24,83	31,65	34,85	34,72
Masa (Kg)	1,62	1,67	1,73	1,79	1,85	1,91

Fuente: SolidWorks

Figura 40 Grafico F.S vs Ancho de eslabón

Historial: Estudio de diseño Nailon



Factor de seguridad mínimo1

Fuente: SolidWorks

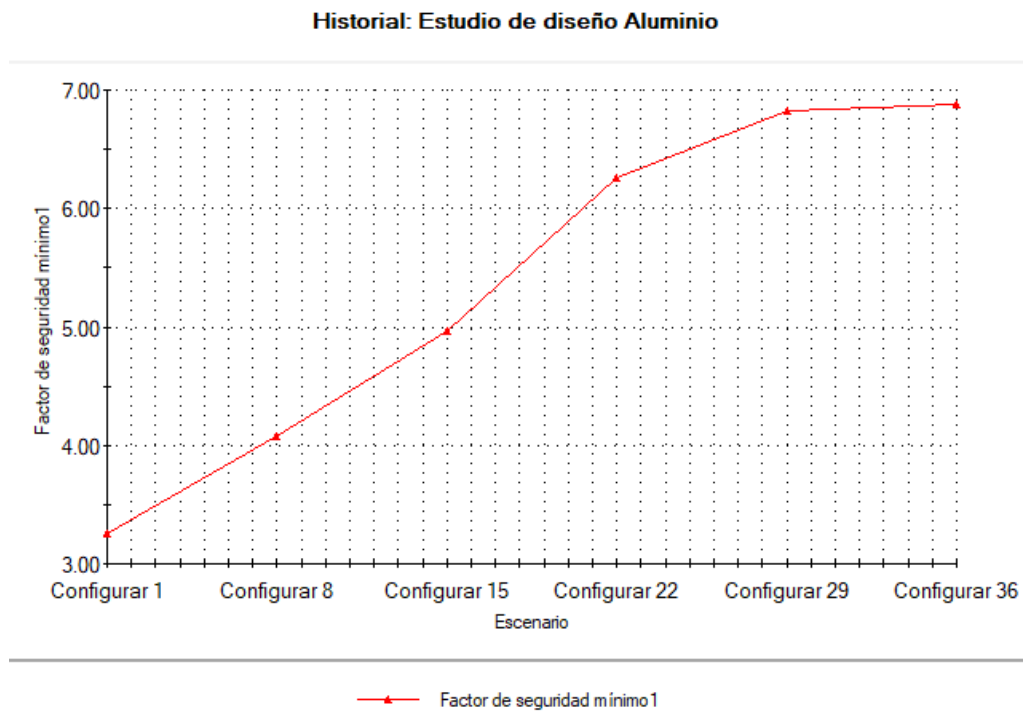
- **Aluminio 1060**

Tabla 22 Estudio de diseño Aluminio 1060

	Escenario 1	Escenario 2	Escenario 3	Escenario 4	Escenario 5	Escenario 6
Eslabón muslo (mm)	50	60	70	80	90	100
Eslabón pierna (mm)	50	60	70	80	90	100
Factor de seguridad mínimo	3,26	4,08	4,96	6,26	6,82	6,87
Masa (Kg)	3,13	3,23	3,34	3,45	3,57	3,69

Fuente: SolidWorks

Figura 41 Grafico F.S vs Ancho de eslabón



Fuente: SolidWorks

Después de haberse hecho los análisis correspondientes con cada material, analizándose en cada uno de los estados, se puede observar que todos cumplen las condiciones requeridas para la construcción del mecanismo.

Se optará por tomar el diseño del estado 1; tanto el eslabón de la pierna, como del muslo, tendrán un valor de 50mm de ancho, completando así el diseño de los eslabones. Con respecto al material se pudo notar que el Acero al Carbono cumple con las características requeridas para que el diseño trabaje en óptimas condiciones por lo que se ha elegido como el material para la construcción del mecanismo.

Tabla 23 Resultados de material estado 1

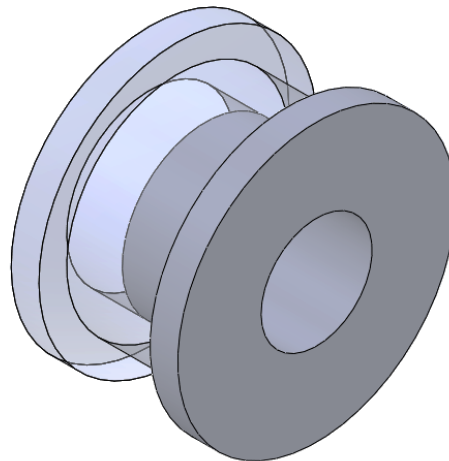
MATERIAL	FACTOR DE SEGUIRDAD	MASA kg
Acero al Carbono	29,13	9,04
Nailon 6/10	16,29	1,62
Aluminio Aleación 1060	3,26	3,13

Fuente: SolidWorks

8.1.3. Bocinas de unión

Para la unión de eslabones, se ha diseñado bocinas de unión, con ayuda del software SolidWorks para determinar el material más óptimo con el que se podría trabajar.

Figura 42 Bocinas de unión



Fuente: SolidWorks

- **Factor de seguridad**

El factor de seguridad para cargas dinámicas, el cual es un mecanismo en movimiento, tiene que tener un valor mayor a 2 [4]. Para poder tener la certeza de que el mecanismo trabajará en óptimas condiciones, sin tener el riesgo a que esta seda.

Figura 43 Factor de seguridad en las bocinas

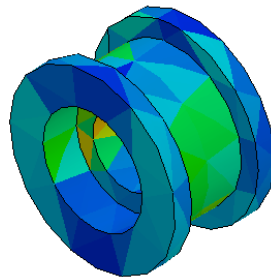


Fuente: SolidWorks

- **Energía de deformación**

La energía de deformación de un elemento se define como el aumento de energía asociada con la deformación del elemento. Se puede observar que la energía de deformación es igual al trabajo realizado por una carga, aplicada en el elemento la cual se incrementa lentamente. [10, p. 580]

Figura 44 Energía de deformación en bocinas



Fuente: SolidWorks

Tabla 24 Comparación de materiales para juntas

Material	Factor de seguridad	Energía de deformación	Costo S/.
Aluminio	2,5 e+002	5,31 e-008	60
Bronce	12	5,154 e-008	120
Nailon	6,1 e+003	1,327 e-009	180
Acero	2,5 e+002	5,44 e-008	80

Fuente: SolidWorks

Con estos datos, podemos observar que los valores de seguridad mínimos de las bocinas, utilizando diferente material en cada una de ellas, está por encima del valor mínimo requerido, por lo que tiene un alto grado de confiabilidad.

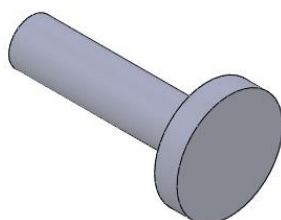
Con respecto a la energía de deformación, se puede apreciar que la más baja de todas la posee las bocinas hechas de Nailon. Por otra parte, todos los materiales analizados tienen una energía de deformación mínima, por lo que utilizar cualquiera de ellos vendría a ser factible para el mecanismo.

Con respecto al costo de fabricación, mediante el torneado de los elementos, se pudo observar que el material más barato y más factible de usar vendría siendo las bocinas de aluminio, las cuales cumplirán con el objetivo de minimizar costos para la fabricación del mecanismo.

8.1.4. Pines de unión de actuadores

Para la unión de los actuadores con los eslabones, se dimensionó pines de unión, para los cuales se optó utilizar varillas de Acero al Carbono para su fabricación, y posteriormente se analizaron mediante el software SolidWorks para determinar su factor de seguridad y la energía de deformación.

Figura 45 Pin de unión de actuadores

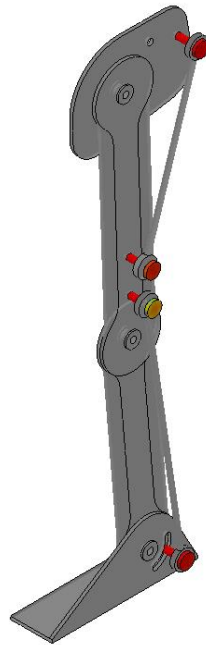


Fuente: SolidWorks

- **Factor de seguridad**

Como se explicó, para el análisis de factor de seguridad para las bocinas de unión, se tomó como referencia usar un factor de seguridad bajo cargas dinámicas, la cual tiene un valor de 2.

Figura 46 Factor de seguridad de pines de unión

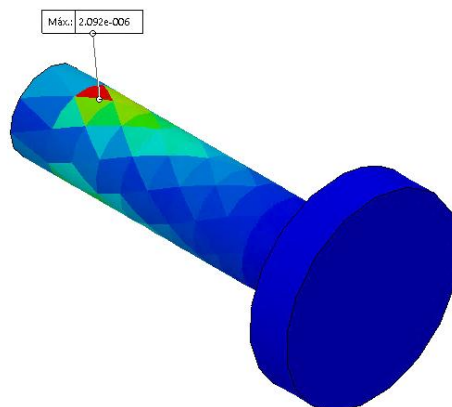


Fuente: SolidWorks

- **Energía de deformación**

Se optó por realizar un análisis de energía de deformación en los pines de unión para determinar el aumento de energía en la deformación del elemento.

Figura 47 Energía de deformación de los pines de unión



Fuente: SolidWorks

Tabla 25 Datos del análisis de los pines de unión

Material	Factor de seguridad	Energía de deformación	Costo S/.
Acero al Carbono	1,4 e+002	9,01 e-008	8

Fuente: Autor propio

8.2. Cálculo y simulación de Resistencia y Estabilidad

8.2.1. Radio de giro

Los datos para calcular el radio de giro se obtuvieron de los cálculos anteriores, específicamente del diseño de los eslabones muslo y pierna.

$$r = \sqrt{I/A}$$

Espesor del eslabón= 0,25in = 6,35mm

Ancho del eslabón= 50mm

Área (A)= 317,5 mm²

Para calcular el radio mínimo de giro, se trabajó con la inercia mínima:

$$Inercia(I) = \frac{Ancho \times Espesor^3}{12} = \frac{70 \times 6,35^3}{12} = 1066,866 \text{ mm}^4$$

$$r = \sqrt{I/A} = \sqrt{1,2 \text{ cm}^4 / 3,175 \text{ cm}^2} = 1,83 \text{ mm}$$

8.2.2. Fijación de los extremos y longitud efectiva

Como el mecanismo está ensamblado por pines, se optó por considerar la fijación de los extremos como doblemente articulado.

Para un elemento doblemente articulado se le considera la constante K=1

Por lo tanto, la longitud efectiva de los eslabones vendrá siendo la misma que su longitud real:

$$L_e = LK$$

$$L_e = L$$

Se tomó como referencia de las longitudes en un intervalo de 300mm a 550mm:

$$300 \text{ mm} \leq L \leq 550 \text{ mm}$$

Por lo que las longitudes efectivas vendrían siendo:

$$300 \text{ mm} \leq LK \leq 550 \text{ mm}$$

$$300 \text{ mm} \leq L_e \leq 550 \text{ mm}$$

8.2.3. Relación de esbeltez

8.2.4. Esbeltez de tracción y cargas críticas

Una vez que se obtuvo los datos necesarios para el cálculo de la relación de esbeltez y de esbeltez de la tracción, se procedió a realizar un cuadro en Excel usando las fórmulas de la sección 5.4.5 y se determinó el tipo de columna para efectuar las ecuaciones correspondientes para tal.

Fórmula de Euler para columnas largas:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2 g}$$

Fórmula de J.B. Johnson para columnas cortas:

$$P_{cr} = AS_y \left[1 - \frac{S_y (KL/r)^2}{4\pi^2 E} \right]$$

Siendo:

S_y = resistencia a la fluencia del material (248,168 MPa)

E = módulo de elasticidad (200000 MPa)

g = gravedad

Tabla 26 Tipo de columna y carga crítica

Largo	Longitud efectiva	Relación de esbeltez	Relación de esbeltez a la tracción	Tipo de columna	Carga crítica para COLUMNAS LARGAS (N)
300	300	163,66	126,13	COLUMNA LARGA	23399
310	310	169,11	126,13	COLUMNA LARGA	21914
320	320	174,57	126,13	COLUMNA LARGA	20566
330	330	180,02	126,13	COLUMNA LARGA	19338
340	340	185,48	126,13	COLUMNA LARGA	18217
350	350	190,93	126,13	COLUMNA LARGA	17191
360	360	196,39	126,13	COLUMNA LARGA	16249
370	370	201,85	126,13	COLUMNA LARGA	15383
380	380	207,30	126,13	COLUMNA LARGA	14584
390	390	212,76	126,13	COLUMNA LARGA	13846
400	400	218,21	126,13	COLUMNA LARGA	13162
410	410	223,67	126,13	COLUMNA LARGA	12528
420	420	229,12	126,13	COLUMNA LARGA	11938
430	430	234,58	126,13	COLUMNA LARGA	11389
440	440	240,03	126,13	COLUMNA LARGA	10878
450	450	245,49	126,13	COLUMNA LARGA	10400
460	460	250,94	126,13	COLUMNA LARGA	9952
470	470	256,40	126,13	COLUMNA LARGA	9533
480	480	261,85	126,13	COLUMNA LARGA	9140
490	490	267,31	126,13	COLUMNA LARGA	8771
500	500	272,76	126,13	COLUMNA LARGA	8424
510	510	278,22	126,13	COLUMNA LARGA	8097
520	520	283,67	126,13	COLUMNA LARGA	7788
530	530	289,13	126,13	COLUMNA LARGA	7497
540	540	294,59	126,13	COLUMNA LARGA	7222
550	550	300,04	126,13	COLUMNA LARGA	6962

Fuente: Autor propio

Al finalizar el cálculo, se obtuvo las cargas críticas (N) que el mecanismo puede soportar para trabajar con una óptima estabilidad y rigidez.

8.2.5. Análisis de columnas

Para corroborar los datos obtenidos por la hoja de cálculo Excel, se procedió a simular los eslabones utilizando SolidWorks-simulation para análisis de pandeo. Se consideraron los eslabones como prismas rectangulares, utilizando las características empleadas en el cálculo previo.

Para el análisis se consideraron 3 tipos elementos para la corroboración de datos mediante la simulación de pandeo, las cuales serán de 30cm, 40cm y 50cm.

Debido a que eslabón se analizó como una viga doblemente articulada, este tuvo cumplir con las características de dicho tipo de viga.

El elemento se realizó en SolidWorks y para un análisis más preciso de este, se optó por la opción, tratar como viga. Posterior a ello se coloraron las sujeciones en las juntas de viga, caracterizando las sujeciones de una viga doblemente empotrada. Posterior a ello se le aplicó una carga axial a la viga y se procedió a la simulación.

Figura 48 Sujeciones y fuerzas

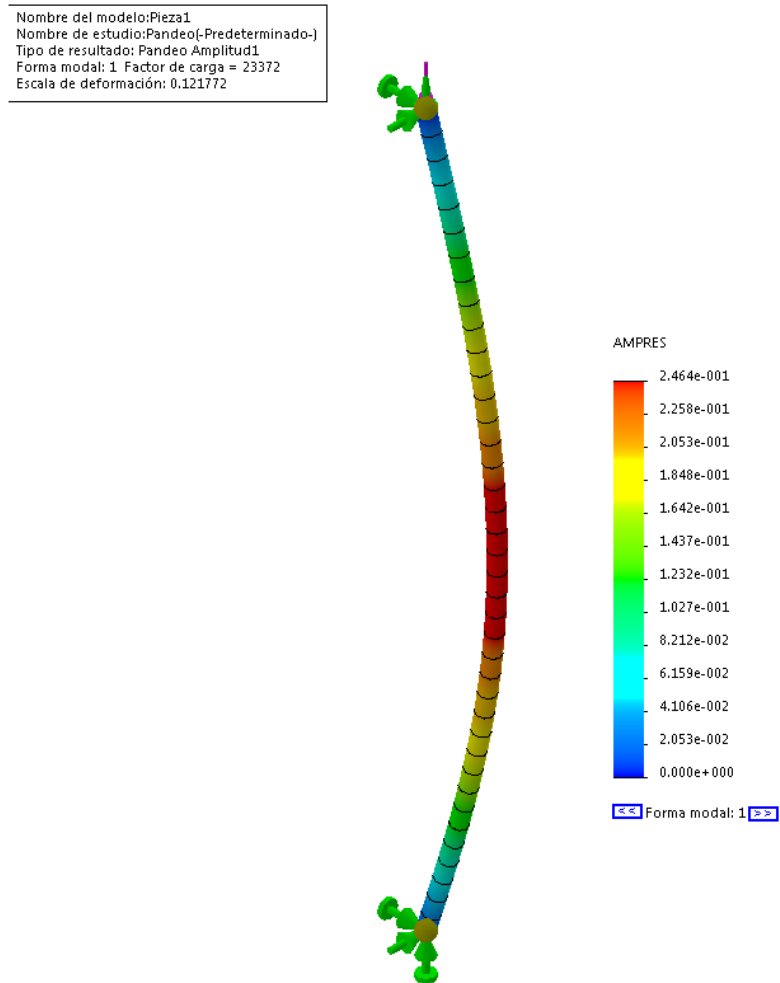


Fuente: SolidWorks

Para poder calcular las cargas críticas en la simulación, se consideró colocar una fuerza de 1N al estudio, para que así nos dé un factor de carga igual a la carga crítica que el elemento podrá soportar.

- **Viga de 30cm**

Figura 49 Análisis de viga 30cm



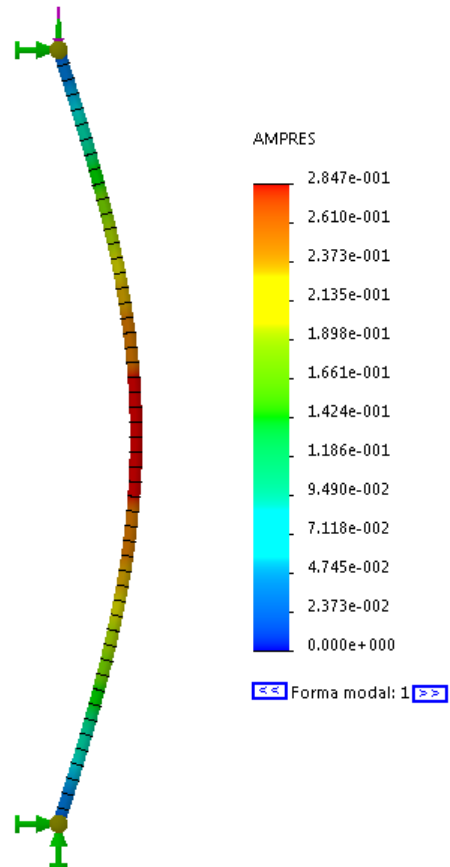
Fuente: SolidWorks

Para la viga de 30cm de longitud, se obtuvo un factor de carga de 23 372N.
Por lo que la carga crítica que puede soportar este elemento viene siendo de 23 372N.

- **Viga de 40cm**

Figura 50 Análisis de viga 40cm

Nombre del modelo: Pieza1
Nombre de estudio: Pandeo(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Pandeo Amplitud1
Forma modal: 1 Factor de carga = 13154
Escala de deformación: 0.140496

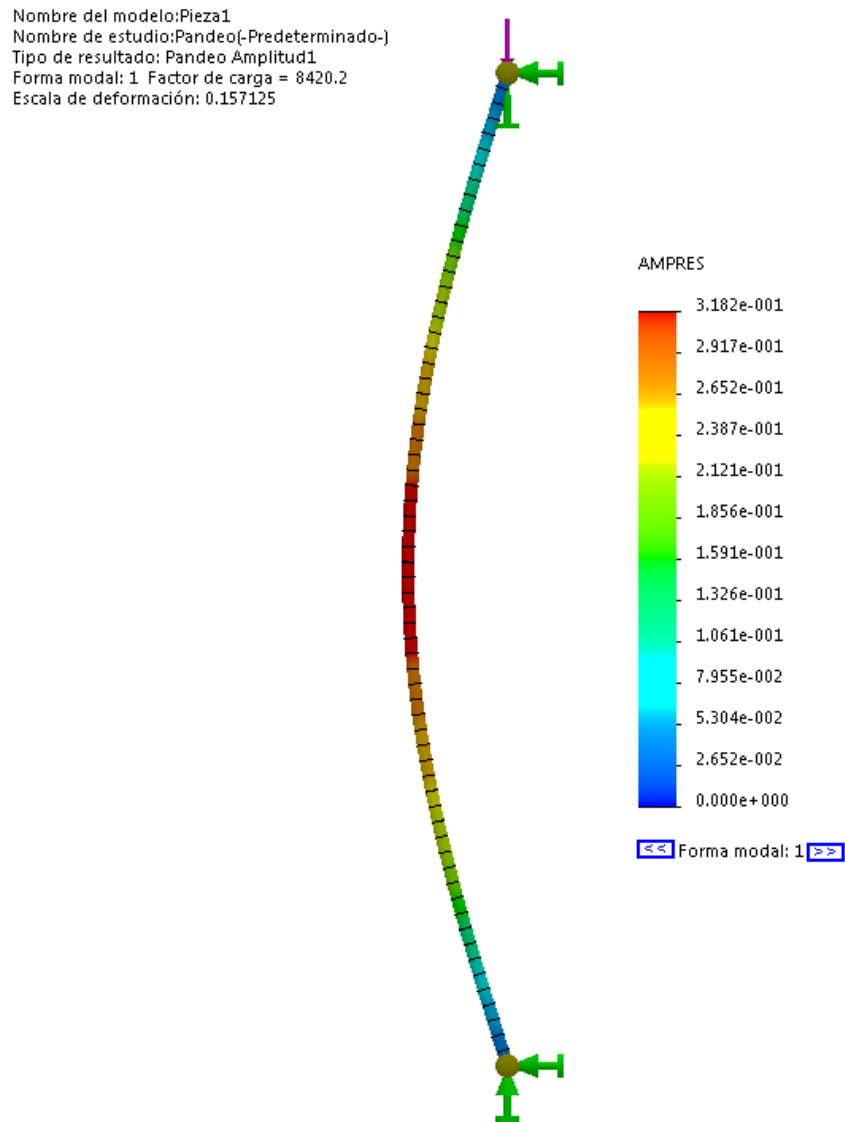


Fuente: SolidWorks

Para la viga de 40cm de longitud, se obtuvo un factor de carga de 13 154N
Por lo que la carga crítica que puede soportar este elemento viene siendo de 13 154N.

- **Viga de 50cm**

Figura 51 Análisis de viga 50cm



Fuente: SolidWorks

Para la viga de 40cm de longitud, se obtuvo un factor de carga de 8 420N.
Por lo que la carga crítica que puede soportar este elemento viene siendo de 8 420N.

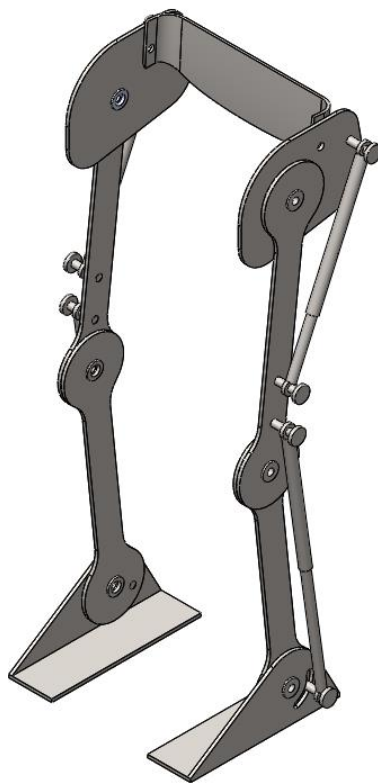
8.3. Análisis completo del mecanismo

Una vez finalizado el diseño y simulación de componentes y ensamblajes por separado, se optó por realizar diversos estudios del mecanismo completo para verificar su óptimo funcionamiento.

Los estudios se centraron, en determinar los esfuerzos generados bajo una carga excéntrica (simulando el peso del paciente), así como las deformaciones generadas por la misma carga y el factor de seguridad del mecanismo ensamblado.

Posteriormente se determinó las trayectorias del mecanismo y se calculó el desplazamiento lineal por cada paso dado.

Figura 52 Mecanismo ensamblado

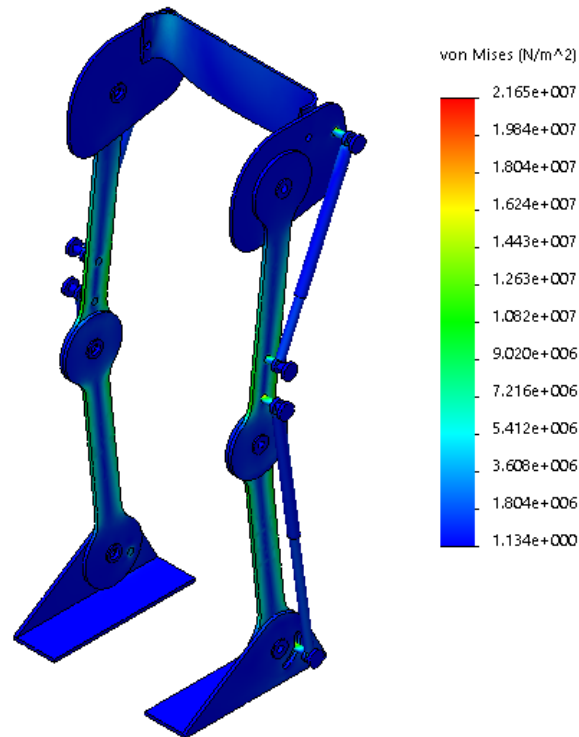


Fuente: SolidWorks

8.3.1. Esfuerzos

El mecanismo de Exesqueleto se ensambló en su totalidad, para su análisis se colocó una carga remota (sustituyendo al paciente) y se hizo las restricciones respectivas que solicita el software para un óptimo análisis.

Figura 53 Esfuerzos normales



Fuente: SolidWorks

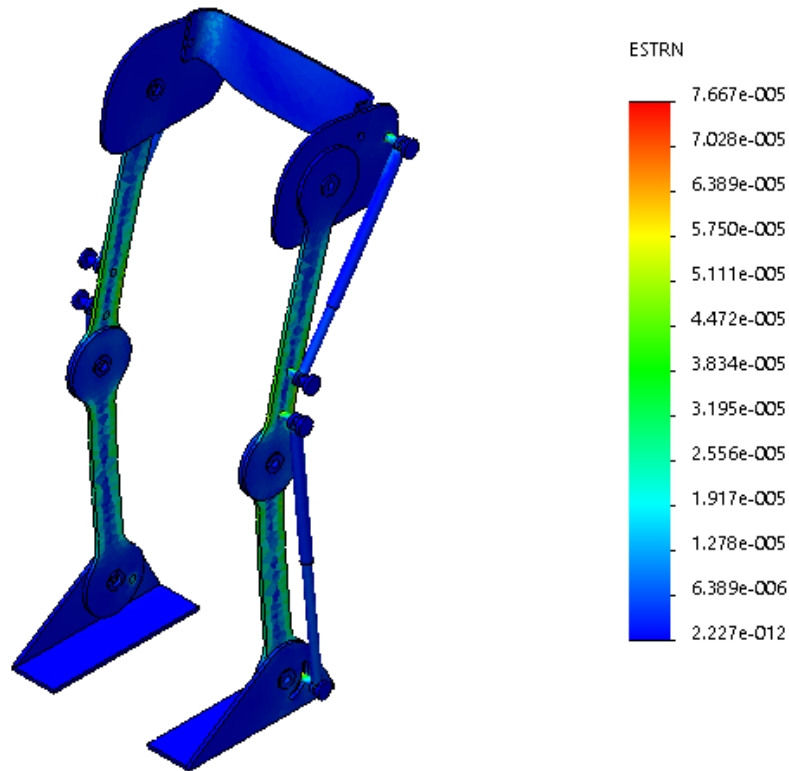
El mecanismo bajo una carga remota de 686,7N da como resultado un esfuerzo máximo de 22,44 MPa.

8.3.2. Deformaciones unitarias

El mecanismo después de haber sido sometido a una carga remota, sufre variaciones de longitud con respecto al original, la deformación unitaria es la relación que hay entre la variación y la longitud inicial.

Después de realizar el análisis se obtuvo que la máxima deformación unitaria producida es de $8,33 \times 10^{-5}$.

Figura 54 Deformación unitaria

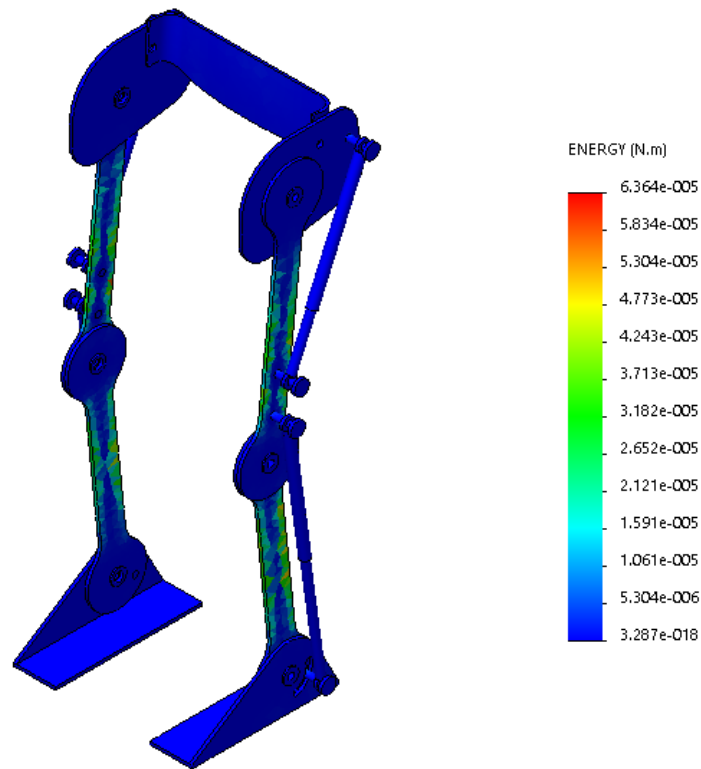


Fuente: SolidWorks

Puesto que el mecanismo se va deformando interiormente, esto ocasiona una serie de trabajos generados por dichas deformaciones, las cuales dan origen a la energía interna o energía de deformación.

Después de realizar el análisis se obtuvo que la máxima energía de deformación producida es de $6,865 \times 10^{-5}$ N.m

Figura 55 Energía de deformación

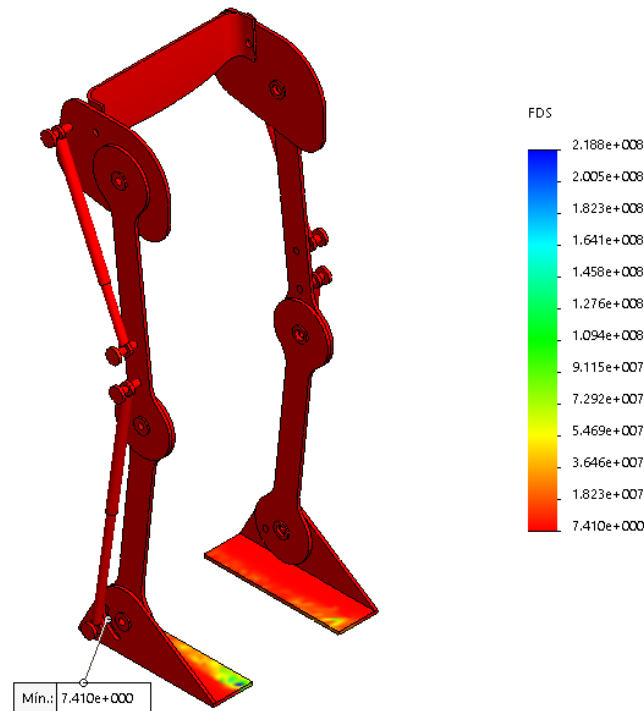


Fuente: SolidWorks

8.3.3. Factor de seguridad

Al tener todo el mecanismo completo, se consideró hacer el análisis de factor de seguridad en el mecanismo, el cual no dio un valor mínimo de 7,41, lo que da a entender que el mecanismo está correctamente diseñado y con la fiabilidad de que soportará las cargas que los pacientes generes al usarlo.

Figura 56 Factor de seguridad



Fuente: SolidWorks

8.3.4. Trazo de desplazamientos

El desplazamiento del mecanismo es el principal punto de interés en esta investigación, por ende se pretendió diseñar un mecanismo que se asemeje lo más posible a desplazamiento de una persona.

Después de haber realizado todos los análisis requeridos para la fiabilidad del mecanismo, se pasó a hacer la comparación entre los trazados de desplazamiento que nos brinda SolidWorks con las gráficas en Excel usando las ecuaciones de las Tablas 6, 7 y 8.

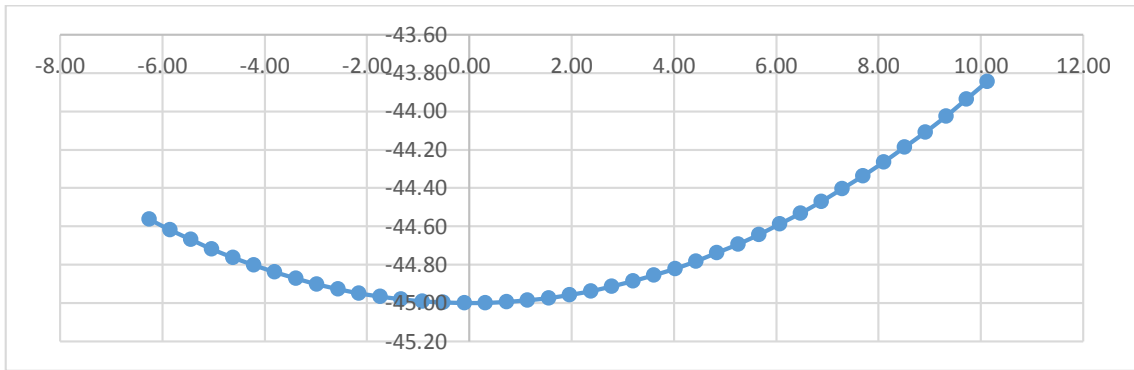
Para los análisis en SolidWorks Motion, se consideró simplificar el mecanismo a solo 3 eslabones; puesto que, al tener el mecanismo completo, el análisis requeriría de más parámetros los cuales no intervienen en éste caso.

Tabla 27 Cálculo de trayectorias

Desplazamiento			Eslabón 1				Eslabón 2			
TIEMPO	ANGULO	r (cm)	POSICIÓN X	POSICIÓN Y	ÁNGULO	r(cm)	POSICIÓN X	POSICIÓN Y	POSICIÓN X	POSICIÓN Y
0	262	45	-6.26	-44.56	257	40	-9.00	-38.97	-15.26	-83.54
0.025	262.525	45	-5.85	-44.62	257.15	40	-8.90	-39.00	-14.75	-83.62
0.05	263.05	45	-5.45	-44.67	257.3	40	-8.79	-39.02	-14.24	-83.69
0.075	263.575	45	-5.04	-44.72	257.45	40	-8.69	-39.04	-13.73	-83.76
0.1	264.1	45	-4.63	-44.76	257.6	40	-8.59	-39.07	-13.22	-83.83
0.125	264.625	45	-4.22	-44.80	257.75	40	-8.49	-39.09	-12.70	-83.89
0.15	265.15	45	-3.80	-44.84	257.9	40	-8.38	-39.11	-12.19	-83.95
0.175	265.675	45	-3.39	-44.87	258.05	40	-8.28	-39.13	-11.68	-84.01
0.2	266.2	45	-2.98	-44.90	258.2	40	-8.18	-39.15	-11.16	-84.06
0.225	266.725	45	-2.57	-44.93	258.35	40	-8.08	-39.18	-10.65	-84.10
0.25	267.25	45	-2.16	-44.95	258.5	40	-7.97	-39.20	-10.13	-84.15
0.275	267.775	45	-1.75	-44.97	258.65	40	-7.87	-39.22	-9.62	-84.18
0.3	268.3	45	-1.33	-44.98	258.8	40	-7.77	-39.24	-9.10	-84.22
0.325	268.825	45	-0.92	-44.99	258.95	40	-7.67	-39.26	-8.59	-84.25
0.35	269.35	45	-0.51	-45.00	259.1	40	-7.56	-39.28	-8.07	-84.28
0.375	269.875	45	-0.10	-45.00	259.25	40	-7.46	-39.30	-7.56	-84.30
0.4	270.4	45	0.31	-45.00	259.4	40	-7.36	-39.32	-7.04	-84.32
0.425	270.925	45	0.73	-44.99	259.55	40	-7.26	-39.34	-6.53	-84.33
0.45	271.45	45	1.14	-44.99	259.7	40	-7.15	-39.36	-6.01	-84.34
0.475	271.975	45	1.55	-44.97	259.85	40	-7.05	-39.37	-5.50	-84.35
0.5	272.5	45	1.96	-44.96	260	40	-6.95	-39.39	-4.98	-84.35
0.525	273.025	45	2.37	-44.94	260.15	40	-6.84	-39.41	-4.47	-84.35
0.55	273.55	45	2.79	-44.91	260.3	40	-6.74	-39.43	-3.95	-84.34
0.575	274.075	45	3.20	-44.89	260.45	40	-6.64	-39.45	-3.44	-84.33
0.6	274.6	45	3.61	-44.86	260.6	40	-6.53	-39.46	-2.92	-84.32
0.625	275.125	45	4.02	-44.82	260.75	40	-6.43	-39.48	-2.41	-84.30
0.65	275.65	45	4.43	-44.78	260.9	40	-6.33	-39.50	-1.90	-84.28
0.675	276.175	45	4.84	-44.74	261.05	40	-6.22	-39.51	-1.38	-84.25
0.7	276.7	45	5.25	-44.69	261.2	40	-6.12	-39.53	-0.87	-84.22
0.725	277.225	45	5.66	-44.64	261.35	40	-6.02	-39.55	-0.36	-84.19
0.75	277.75	45	6.07	-44.59	261.5	40	-5.91	-39.56	0.16	-84.15
0.775	278.275	45	6.48	-44.53	261.65	40	-5.81	-39.58	0.67	-84.11
0.8	278.8	45	6.88	-44.47	261.8	40	-5.71	-39.59	1.18	-84.06
0.825	279.325	45	7.29	-44.41	261.95	40	-5.60	-39.61	1.69	-84.01
0.85	279.85	45	7.70	-44.34	262.1	40	-5.50	-39.62	2.20	-83.96
0.875	280.375	45	8.10	-44.26	262.25	40	-5.39	-39.63	2.71	-83.90
0.9	280.9	45	8.51	-44.19	262.4	40	-5.29	-39.65	3.22	-83.84
0.925	281.425	45	8.91	-44.11	262.55	40	-5.19	-39.66	3.73	-83.77
0.95	281.95	45	9.32	-44.02	262.7	40	-5.08	-39.68	4.24	-83.70
0.975	282.475	45	9.72	-43.94	262.85	40	-4.98	-39.69	4.74	-83.63
1	283	45	10.12	-43.85	263	40	-4.87	-39.70	5.25	-83.55

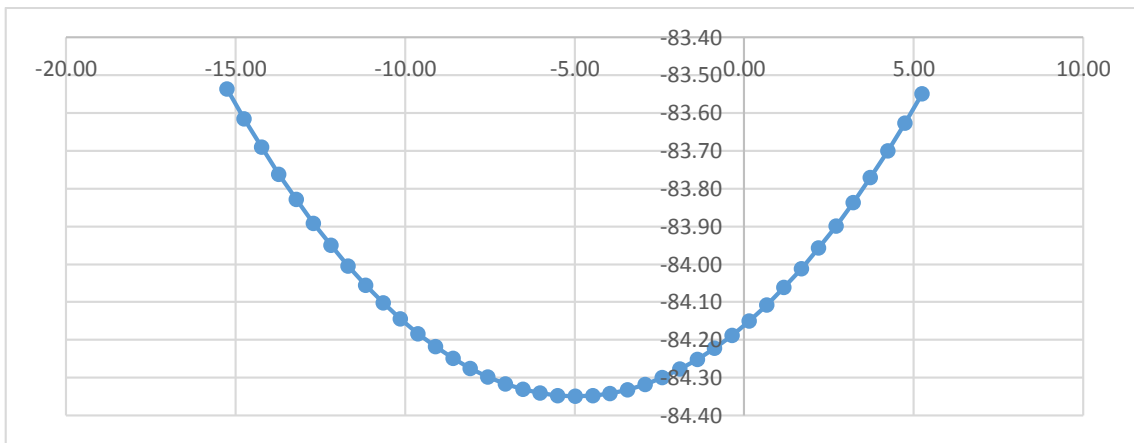
Fuente: Autor propio

Figura 57 Trayectoria de desplazamiento rodilla



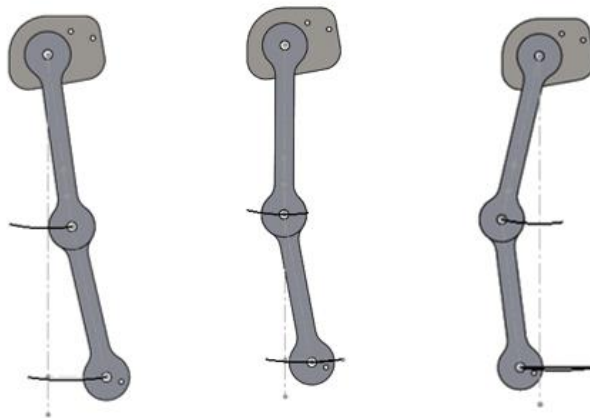
Fuente: SolidWorks

Figura 58 Trayectoria de desplazamiento tobillo



Fuente: SolidWorks

Figura 59 Diagrama de trayectoria de SolidWorks



Fuente: SolidWorks

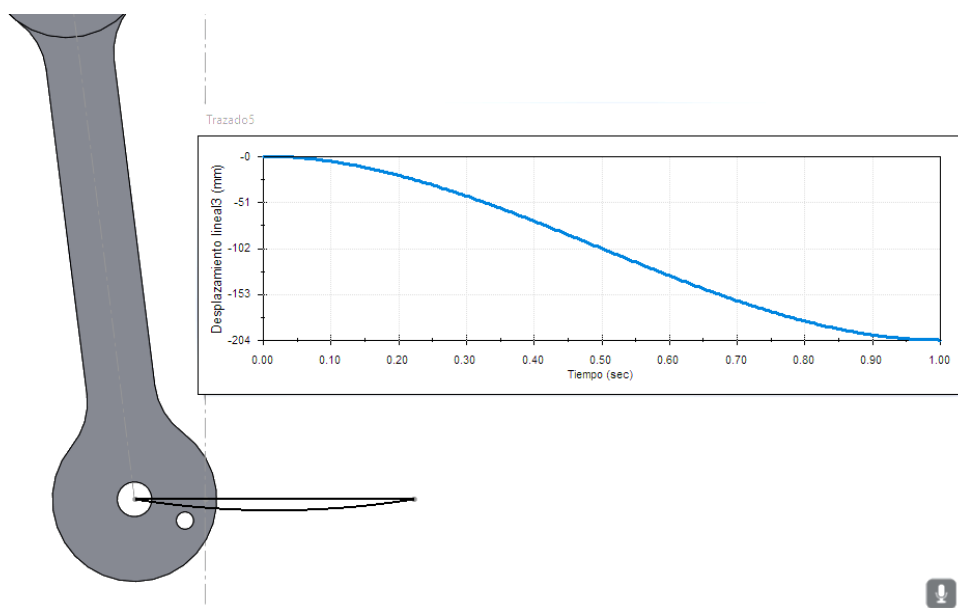
Después de hacer la comparación entre las gráficas en excel y las gráficas de SolidWorks Motion, se puede determinar que el modelamiento matemático para el desplazamiento en marcha está correctamente estructurado.

8.3.5. Cálculo de longitud de paso

La longitud de paso es el desplazamiento que recorre el paciente a la hora de ejercer la marcha (desplazamiento paso por paso).

Como en el punto anterior, se comparó valores obtenidos tanto por cálculo en Excel, como por cálculo en SolidWorks Motion.

Figura 60 Longitud de paso



Fuente: SolidWorks

Sacando los valores que se muestra en la gráfica de desplazamiento lineal, se observa que el desplazamiento por cada paso dado es de 204mm (20,4cm), lo cual llegaría a variar en milímetros, puesto que las longitudes de los eslabones Muslo y Pierna varían conforme a la morfología del paciente, pero dado este caso, los eslabones están dimensionadas con un valor dado.

Tomando como referencia la hoja de cálculo en la Tabla 23, se identificaron tanto el valor inicial como el valor final de la posición en el desplazamiento.

$$POSICIÓN X_{INICIAL} = -15,26cm$$

$$POSICIÓN X_{FINAL} = 2,25cm$$

$$DESPLAZAMIENTO = POSICIÓN X_{FINAL} - POSICIÓN X_{INICIAL}$$

$$DESPLAZAMIENTO = 2,25 - (-15,26) = 20,51cm$$

Por lo que se puede observar que los valores obtenidos tanto en SolidWorks como en la hoja de cálculo varían en lo mínimo.

IX. COSTOS

Se realizó un análisis pretendiendo dar una descripción general en la inversión que ha de realizarse obtener el valor económico del desarrollo y manufactura del Exoesqueleto para pacientes con paraplejía.

Se describirá el análisis por costos detallando cada uno de los componentes, así como el coste de las herramientas usadas para su fabricación, mano de obra, los materiales usados. El análisis engloba otro tipo de costos como los son los costos ingenieriles.

9.1. Costo de eslabones

9.1.1. Eslabón cadera

El material para la fabricación de los eslabones para la cadera es de Acero al Carbono y el tiempo de fabricación está dado en horas.

Tabla 28 Costos Eslabón Muslo

ANÁLISIS DE COSTOS UNITARIOS DE FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DE MÁQUINA				
PROYECTO:	DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN PROTOTIPO DE EXOESQUELETO DE MIEMBRO INFERIOR EN LA ASISTENCIA DE LA MARCHA PARA PACIENTES CON PARAPLEJIA			
ELEMENTO:	ESLABÓN CADERA			
UNIDAD:	01 Pieza			
MONEDA	Nuevo sol			
1:- EQUIPOS (MAQUINARIA)				
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD HORAS	TARIFA HORA	COSTO	COSTO UNITARIO
CNC	1,00	8,00	8,00	8,00
Perforación	0,50	1,50	0,75	0,75
SUBTOTAL EQUIPOS				8,75
2:- PERSONAL				
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD HORAS	JORNAL / HORA	COSTO	COSTO UNITARIO
Operario CNC	1,00	5,80	5,80	5,80
Ayudante en general	0,50	3,00	1,50	1,50
SUBTOTAL PERSONAL				7,30
3:- MATERIALES				
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	UNITARIO	CONSUMO
Plancha Acero al Carbono	mm	0,50	350,00	175,00
SUBTOTAL MATERIALES				175,00
TOTAL COSTOS DIRECTO				191,05
IMPUESTO (18% I.G.V.)				34,39
PRECIO UNITARIO				225,44

Fuente: Autor propio

9.1.2. Eslabón muslo

El material para la fabricación de los eslabones para el muslo es de Acero al Carbono y el tiempo de fabricación está dado en horas.

Tabla 29 Costo Eslabón Muslo

ANÁLISIS DE COSTOS UNITARIOS DE FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DE MÁQUINA				
PROYECTO:	DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN PROTOTIPO DE EXOESQUELETO DE MIEMBRO INFERIOR EN LA ASISTENCIA DE LA MARCHA PARA PACIENTES CON PARAPLEJIA			
ELEMENTO:	ESLABÓN MUSLO			
UNIDAD:	01 Pieza			
MONEDA	Nuevo sol			
1:- EQUIPOS (MAQUINARIA)				
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD HORAS	TARIFA HORA	COSTO	COSTO UNITARIO
CNC	1,00	8,00	8,00	8,00
Perforación	0,50	1,50	0,75	0,75
SUBTOTAL EQUIPOS				8,75
2:- PERSONAL				
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD HORAS	JORNAL / HORA	COSTO	COSTO UNITARIO
Operario CNC	1,00	5,80	5,80	5,80
Ayudante en general	0,50	3,00	1,50	1,50
SUBTOTAL PERSONAL				7,30
3:- MATERIALES				
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	UNITARIO	CONSUMO
Plancha Acero al Carbono	mm	0,25	600,00	150,00
SUBTOTAL MATERIALES				150,00
TOTAL COSTOS DIRECTO				166,05
IMPUESTO (18% I.G.V.)				29,89
PRECIO UNITARIO				195,94

Fuente: Autor propio

9.1.3. Eslabón pierna

El material para la fabricación de los eslabones para la pierna es de Acero al Carbono y el tiempo de fabricación está dado en horas.

Tabla 30 Costos Eslabón Pierna

ANÁLISIS DE COSTOS UNITARIOS DE FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DE MÁQUINA				
PROYECTO:	DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN PROTOTIPO DE EXOESQUELETO DE MIEMBRO INFERIOR EN LA ASISTENCIA DE LA MARCHA PARA PACIENTES CON PARAPLEJIA			
ELEMENTO:	ESLABÓN MUSLO			
UNIDAD:	01 Pieza			
MONEDA:	Nuevo sol			
1:- EQUIPOS (MAQUINARIA)				
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD HORAS	TARIFA HORA	COSTO	COSTO UNITARIO
CNC	1,00	8,00	8,00	8,00
Perforación	0,50	1,50	0,75	0,75
SUBTOTAL EQUIPOS				8,75
2:- PERSONAL				
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD HORAS	JORNAL / HORA	COSTO	COSTO UNITARIO
Operario CNC	1,00	5,80	5,80	5,80
Ayudante en general	0,50	3,00	1,50	1,50
SUBTOTAL PERSONAL				7,30
3:- MATERIALES				
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	UNITARIO	CONSUMO
Plancha Acero al Carbono	mm	0,25	350,00	87,50
SUBTOTAL MATERIALES				87,50
TOTAL COSTOS DIRECTO				103,55
IMPUESTO (18% I.G.V.)				18,64
PRECIO UNITARIO				122,19

Fuente: Autor propio

9.1.4. Soporte Espalda

El material para la fabricación del Soporte Espalda es de Acero al Carbono y el tiempo de fabricación está dado en horas.

Tabla 31 Costo del Soporte Espalda

ANÁLISIS DE COSTOS UNITARIOS DE FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DE MÁQUINA				
PROYECTO:	DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN PROTOTIPO DE EXOESQUELETO DE MIEMBRO INFERIOR EN LA ASISTENCIA DE LA MARCHA PARA PACIENTES CON PARAPLEJIA			
ELEMENTO:	ESLABON INFERIOR CORREDIZO			
UNIDAD:	01 Piezas			
MONEDA	Nuevo sol			
1:- EQUIPOS (MAQUINARIA)				
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD HORAS	TARIFA HORA	COSTO	COSTO UNITARIO
CNC	0,50	8,00	4,00	4,00
Rolado	0,30	5,00	1,50	1,50
Perforación	0,20	1,50	0,30	0,30
SUBTOTAL EQUIPOS				5,80
2:- PERSONAL				
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD HORAS	JORNAL / HORA	COSTO	COSTO UNITARIO
Operario CNC	0,50	5,80	2,90	2,90
Ayudante en general	1,00	3,00	3,00	3,00
SUBTOTAL PERSONAL				5,90
3:- MATERIALES				
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	UNITARIO	CONSUMO
Acero al Carbono	mm	0,25	350,00	87,50
SUBTOTAL MATERIALES				87,50
TOTAL COSTOS DIRECTO				99,20
IMPUESTO (18% I.G.V.)				17,86
PRECIO UNITARIO				117,06

Fuente: Autor propio

9.2. Costo Uniones

9.2.1. Bocina 1

El material para la fabricación de la bocina 1 es Aluminio y el tiempo de fabricación está dado en horas.

Tabla 32 Costo Bocina 1

ANALISIS DE COSTOS UNITARIOS DE FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DE MÁQUINA				
PROYECTO:	DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN PROTOTIPO DE EXOESQUELETO DE MIEMBRO INFERIOR EN LA ASISTENCIA DE LA MARCHA PARA PACIENTES CON PARAPLEJIA			
ELEMENTO:	BOCINA 1			
UNIDAD:	01 Pieza			
MONEDA	Nuevo sol			
1:- EQUIPOS (MAQUINARIA)				
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD HORAS	TARIFA HORA	COSTO	COSTO UNITARIO
Torno	0,40	12,00	4,80	4,80
Herramienta menor	0,30	4,50	1,35	1,35
Roscado	0,10	5,50	0,55	0,55
SUBTOTAL EQUIPOS				6,70
2:- PERSONAL				
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD HORAS	JORNAL / HORA	COSTO	COSTO UNITARIO
Operario torno	0,40	6,00	2,40	2,40
Ayudante en general	0,40	3,00	1,20	1,20
SUBTOTAL PERSONAL				3,60
3:- MATERIALES				
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	UNITARIO	CONSUMO
Barra de Aluminio	mm	1,00	40,00	40,00
SUBTOTAL MATERIALES				40,00
TOTAL COSTOS DIRECTO				50,30
IMPUESTO (18% I.G.V.)				9,05
PRECIO UNITARIO				59,35

Fuente: Autor propio

9.2.2. Bocina 2

El material para la fabricación de la bocina 2 es Aluminio y el tiempo de fabricación está dado en horas.

Tabla 33 Costo Bocina 2

ANALISIS DE COSTOS UNITARIOS DE FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DE MÁQUINA				
PROYECTO:	DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN PROTOTIPO DE EXOESQUELETO DE MIEMBRO INFERIOR EN LA ASISTENCIA DE LA MARCHA PARA PACIENTES CON PARAPLEJIA			
ELEMENTO:	BOCINA 2			
UNIDAD:	01 Pieza			
MONEDA	Nuevo sol			
1:- EQUIPOS (MAQUINARIA)				
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD HORAS	TARIFA HORA	COSTO	COSTO UNITARIO
Torno	0,30	12,00	3,60	3,60
Herramienta menor	0,30	4,50	1,35	1,35
Roscado	0,10	5,50	0,55	0,55
SUBTOTAL EQUIPOS				5,50
2:- PERSONAL				
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD HORAS	JORNAL / HORA	COSTO	COSTO UNITARIO
Operario torno	0,30	6,00	1,80	1,80
Ayudante en general	0,40	3,00	1,20	1,20
SUBTOTAL PERSONAL				3,00
3:- MATERIALES				
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	UNITARIO	CONSUMO
Barra de Aluminio	mm	1,00	40,00	40,00
SUBTOTAL MATERIALES				40,00
TOTAL COSTOS DIRECTO				48,50
IMPUESTO (18% I.G.V.)				8,73
PRECIO UNITARIO				57,23

Fuente: Autor propio

9.2.3. Pines de unión

El material para la fabricación de los pines de unión es Acero al carbono y el tiempo de fabricación está dado en horas.

Figura 61 Costos Pin de unión

ANALISIS DE COSTOS UNITARIOS DE FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DE MÁQUINA				
PROYECTO:	DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN PROTOTIPO DE EXOESQUELETO DE MIEMBRO INFERIOR EN LA ASISTENCIA DE LA MARCHA PARA PACIENTES CON PARAPLEJIA			
ELEMENTO:	PIN PARA ACTUADORES			
UNIDAD:	01 Pieza			
MONEDA	Nuevo sol			
1:- EQUIPOS (MAQUINARIA)				
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD HORAS	TARIFA HORA	COSTO	COSTO UNITARIO
Cortadora	0,20	10,00	2,00	2,00
Soldadura	0,10	6,00	0,60	0,60
Roscado	0,10	5,00	0,50	0,50
SUBTOTAL EQUIPOS				3,10
2:- PERSONAL				
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD HORAS	JORNAL / HORA	COSTO	COSTO UNITARIO
Operario Cortadora	0,20	6,50	1,30	1,30
Soldador	0,10	0,50	0,05	0,05
Ayudante en general	0,10	3,00	0,30	0,30
SUBTOTAL PERSONAL				1,65
3:- MATERIALES				
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	UNITARIO	CONSUMO
Pasador acero al carbo	und	0,25	12,00	3,00
SUBTOTAL MATERIALES				3,00
TOTAL COSTOS DIRECTO				7,75
IMPUESTO (18% I.G.V.)				1,40
PRECIO UNITARIO				9,15

Fuente: Autor propio

9.3. Análisis del costo total de elementos de máquinas

El costo total del mecanismo involucra todos los costos unitarios por cada una de las piezas que este requiere.

Tabla 34 Costo total de elementos de maquinas

ITEM N°	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
1	ESLABÓN CADERA	und	2	S/ 122,19	S/244,38
2	ESLABÓN MUSLO	und	2	S/ 122,19	S/244,38
3	ESLABÓN PIERNA	und	2	S/ 122,19	S/244,38
4	ESLABON PIE	und	2	S/ 113,75	S/227,50
5	SOPORTE ESPALDA	und	1	S/ 117,06	S/117,06
6	BOCINA 1	und	6	S/ 59,35	S/356,12
7	BOCINA 2	und	6	S/ 57,23	S/343,38
9	PIN PARA ACTUADORES	und	8	S/ 9,15	S/73,16
13	ACTUADOR LINEAL	und	4	S/ 166,37	S/665,48
14	BATERIAS DE LITIO	und	2	S/ 150,00	S/300,00
COSTO TOTAL NUEVOS SOLES					S/2,815,84

Fuente: Autor propio

9.4. Análisis del costo de diseño

Involucra básicamente el gasto que requiere los conocimientos en ingeniería y el uso de herramientas para que el diseño del mecanismo se pueda llevar a cabo.

Tabla 35 Costo del diseño

ITEM N°	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
1	DISEÑO DE INGENIERÍA	Gbl	1	S/ 4500,0	S/ 4500,0
2	MOVILIZACIÓN	Gbl	1	S/ 400,0	S/ 400,0
3	IMPRESIONES	Gbl	1	S/ 250,0	S/ 250,0
4	ADQUISICION SOFTWARE SOLIDWORKS	Pqt	1	S/ 11880,0	S/ 11880,0
5	DIBUJO CAD Y SIMULACION EN SOLIDWORKS	Gbl	1	S/ 3000,0	S/ 3000,0
COSTO TOTAL NUEVOS SOLES					S/ 20030,0

COSTO TOTAL DEL PROYECTO

S/ 22845,84

Fuente: Autor propio

Al final se sumó el costo total del mecanismo y el gasto que se hizo al realizar el proyecto, dando así un costo total del proyecto de 22 845,84 nuevos soles.

9.5. Comparación de precios con el mercado

Después de que se obtuvo el costo total del proyecto, se hizo la comparación con los precios en el mercado que ofrecen dispositivos y mecanismos de similar o igual funcionalidad, que al igual que la presente tesis, se enfoca en la ayuda a la marcha horizontal para personas que sufran paraplejia. Se recopiló información del costo de los exoesqueletos más comerciales en el mercado y se obtuvo.

Tabla 36 Lista de Precios en el Mercado

Mecanismo	Precio
Exoesqueleto Phoenix de SuitX	\$40 000
Exoesqueleto de ReWalk Robotics	\$77 000
Exoesqueleto de WeaRobot	\$ 6 000
Exoesqueleto de la UNAM	\$10 000
Exoesqueleto presente en la investigación	s/. 22 845 → \$6 866

Fuente: Autor propio

Cabe resaltar que se ha comparado los costos de venta de los dispositivos y mecanismos en el mercado, con el costo del proyecto total.

Por lo que se pudo notar que la tesis desarrollada cumple con la característica de tener un costo no muy elevado que compita con el mercado internacional.

X. CONCLUSIONES

- La causa más frecuente de paraplegia en el Perú, son las lesiones medulares, provocador por los accidentes de tránsito, el cual se determinó mediante datos estadísticos obtenidos por el INEI (1863 heridos por accidente de tránsito en el 2015).
- Los elementos y componentes del mecanismo fueron dimensionados usando el software SolidWorks, permitiendo modelar las piezas a la morfología del paciente.
- El actuador seleccionado para el mecanismo fue, el actuador lineal o motor lineal de 12VDC de la marca NAKIN, con un sistema de alimentación por batería de litio de 12VDC de 16Ah, puesto que cumple con las características de la matriz de decisión, y con los cálculos y análisis de actuadores.
- Para la construcción del mecanismo, se utilizará el Acero al Carbono para los eslabones y pines de unión, y el Aluminio Aleación 1060 para las bocinas de unión, los cuales cumplen con los aspectos requeridos para el mecanismo.
- En el diseño del mecanismo, se validó el dimensionamiento mediante la utilización de SolidWorks-Simulation, para esfuerzos axiales, deformaciones unitarias. factor de seguridad y estudio de pandeo; asimismo de SolidWorks-Motion y hojas de cálculo para validar los desplazamientos y longitud de paso del mecanismo.

XI. RECOMENDACIONES

- Se recomienda hacer un análisis de fatiga al mecanismo para poder determinar la vida del mecanismo, así como, el daño acumulado que se causa en cada ciclo.
- Se recomienda considerar el uso de polímeros para los materiales, con la finalidad de usar tecnología de impresión 3D para su construcción, y considerar una disminución de su peso.
- Se recomienda implementar un sistema de acción giroscópica para que el mecanismo tenga una estabilidad autónoma.

XII. BIBLIOGRAFÍA

- [1] O. M. d. l. Salud, «Organización Mundial de la Salud,» Julio 2017. [En línea]. Available: <http://www.who.int/features/factfiles/roadsafety/es/>. [Último acceso: 10 Septiembre 2017].
- [2] M. d. S. d. Perú, «Minsa,» 2016. [En línea]. Available: http://www.minsa.gob.pe/portada/Especiales/2016/salud_vial/index.asp. [Último acceso: 15 Septiembre 2017].
- [3] C. Bohórquez Ávilo, «Estudio sobre la marcha humana,» *Ingenio Libre*, nº 5, pp. 55-62.
- [4] R. L. Mott, DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS, Mexico: PEARSON Educación, 2006.
- [5] M. Nordin, Biomecánica básica del sistema musculoesquelético, Madrid: McGraw Hill, 2004.
- [6] R. C. Hibbeler, Mecánica de Materiales, México: Pearson, 2011.
- [7] R. C. Hibbeler, Dinámica, México: Pearson, 2010.
- [8] C. A. Bohórquez Ávilo, «Estudio sobre la marcha humana,» *Ingenio Libre*, vol. I, nº 5, pp. 55-62.
- [9] C. Riba Romeva, Selección de materiales en el diseño de máquinas, Barcelona: Edicions UPC, 2008.
- [10] F. P. Beer, Mecánica de materiales, Mexico D.F.: MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA, 2013.
- [11] R. L. Norton, Diseño de Maquinaria: Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos, McGraw Hill, 2009.
- [12] D. H. Myska, Máquinas y Mecanismos, México: Pearson, 2012.

XIII. ANEXOS

ACCIDENTES DE TRÁNSITO

VÍCTIMAS DE ACCIDENTES DE TRÁNSITO FATALES, SEGÚN DEPARTAMENTO, 2011 - 2015

(Casos registrados)

Departamento	Heridos					Muertos				
	2011	2012	2013	2014	2015	2011	2012	2013	2014	2015
Total	2 678	3 559	2 462	2 574	2 863	3 531	4 037	3 176	2 798	2 965
Amazonas	118	92	39	31	40	74	94	29	23	39
Áncash	-	457	114	106	130	291	675	123	169	195
Apurímac	1	26	14	101	39	47	39	46	49	74
Arequipa	286	231	226	166	193	201	219	221	189	197
Ayacucho	59	207	70	95	144	61	122	59	111	104
Cajamarca	47	29	75	114	42	78	47	61	92	77
Prov. Const. del Callao	1	16	56	32	9	35	28	63	52	74
Cusco	171	222	316	242	359	166	325	348	198	177
Huancavelica	5	58	81	63	148	4	14	42	63	104
Huánuco	137	251	96	147	167	122	119	66	105	120
Ica	22	26	20	49	97	67	97	120	95	93
Junín	85	155	239	155	263	110	168	205	201	168
La Libertad	258	361	257	182	175	418	417	382	176	159
Lambayeque	100	156	40	87	17	155	138	94	100	57
Lima	388	528	345	290	451	581	585	541	474	641
Loreto	4	11	9	21	20	30	22	19	19	29
Madre de Dios	5	10	10	27	10	27	31	28	73	49
Moquegua	26	108	60	105	37	35	137	83	40	35
Pasco	51	48	8	3	28	41	18	2	5	29
Piura	103	245	98	126	133	135	307	185	128	140
Puno	635	162	93	222	189	655	247	254	233	187
San Martín	51	60	131	92	68	75	58	119	80	82
Tacna	97	47	46	63	20	62	56	38	55	37
Tumbes	23	33	5	20	21	47	34	12	24	26
Ucayali	5	20	14	35	63	14	40	36	44	72

Fuente: Ministerio del Interior -MININTER- Dirección de Gestión en Tecnología de la Información y Comunicaciones.

Anexo 1 Propiedades Acero al Carbono

Propiedades Tablas y curvas Apariencia Rayado Personalizado Datos de apli

Propiedades de material
 No se pueden editar los materiales en la biblioteca predeterminada. Para editar un material, cópielo primero a una biblioteca personalizada.

Tipo de modelo:

Unidades:

Categoría:

Nombre:

Criterio de fallos predeterminado:

Descripción:

Origen:

Sostenibilidad:

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	200000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.32	N/D
Módulo cortante	76000	N/mm ²
Densidad de masa	7800	kg/m ³
Límite de tracción	482.549	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	248.168	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	1.2e-005	/K

Fuete: Biblioteca de materiales de SolidWorks

Anexo 2 Propiedades Nylon 6/10

Propiedades Tablas y curvas Apariencia Rayado Personalizado Datos de aplic

Propiedades de material
 No se pueden editar los materiales en la biblioteca predeterminada. Para editar un material, cópielo primero a una biblioteca personalizada.

Tipo de modelo: **Isotrópico elástico lineal** ▼

Unidades: **SI - N/mm² (MPa)** ▼

Categoría: **Plásticos**

Nombre: **Nylon 6/10**

Criterio de fallos predeterminado: **Tensión de von Mises máx.** ▼

Descripción:

Origen:

Sostenibilidad: **Definido**

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	8300	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	3200	N/mm ²
Densidad de masa	1400	kg/m ³
Límite de tracción	142.559	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	139.043	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	3e-005	/K
Conductividad térmica	0.53	W/(m·K)

Fuete: Biblioteca de materiales de SolidWorks

Anexo 3 Propiedades ABS

Propiedades Tablas y curvas Apariencia Rayado Personalizado Datos de apli

Propiedades de material
 No se pueden editar los materiales en la biblioteca predeterminada. Para editar un material, cópielo primero a una biblioteca personalizada.

Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal

Unidades: SI - N/mm² (MPa)

Categoría: Plástico

Nombre: ABS

Criterio de fallos predeterminado: Desconocido

Descripción:

Origen:

Sostenibilidad: ABS en solidworks materials: Plástico Seleccionar...

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.394	N/D
Módulo cortante	318.9	N/mm ²
Densidad de masa	1020	kg/m ³
Límite de tracción	30	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	2.18	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica		/K
Conductividad térmica	0.2256	W/(m·K)

Fuete: Biblioteca de materiales de SolidWorks

Anexo 4 Propiedades Aluminio Aleación 1060

Propiedades Tablas y curvas Apariencia Rayado Personalizado Datos de apli

Propiedades de material

No se pueden editar los materiales en la biblioteca predeterminada. Para editar un material, cópielo primero a una biblioteca personalizada.

Tipo de modelo: **isotrópico elástico lineal**

Unidades: **SI - N/mm² (MPa)**

Categoría: **Aleaciones de aluminio**

Nombre: **Aleación 1060**

Criterio de fallos predeterminado: **Tensión de von Mises máx.**

Descripción:

Origen:

Sostenibilidad: **Definido**

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	69000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.33	N/D
Módulo cortante	27000	N/mm ²
Densidad de masa	2700	kg/m ³
Límite de tracción	68.9356	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	27.5742	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	2.4e-005	/K
Conductividad térmica	200	W/(m·K)

Fuete: Biblioteca de materiales de SolidWorks