



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

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

TEMA

**“SIMULACIÓN DE UNA SILLA DE RUEDAS AUTÓNOMA QUE
PERMITA SUBIR Y BAJAR ESCALERAS”.**

Autor: Pablo Fabián Ortiz Lomas

Director: PhD. Marco Antonio Ciaccia Sortino

IBARRA, 2018



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

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

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art. 144 de la Ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO			
Cédula de identidad:	100281043-8		
Apellidos y nombres:	Ortiz Lomas Pablo Fabián		
Dirección:	Otavalo, Ciudadela Imbaya # 4-23		
Email:	pableins2@gmail.com		
Teléfono fijo:	062923244	Teléfono móvil:	0997693897

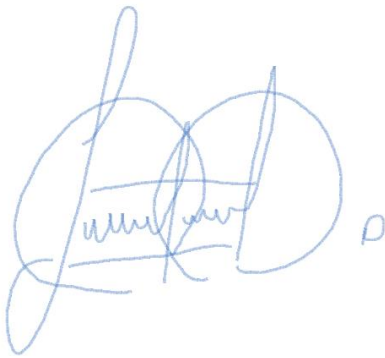
DATOS DE LA OBRA	
Título:	“Simulación de una silla de ruedas autónoma que permita subir y bajar escaleras”
Autor:	Ortiz Lomas Pablo Fabián
Fecha:	01/08/2018
Programa:	Pregrado
Título por el que opta:	Ingeniería Mecatrónica
Asesor /director:	Dr. Marco Ciaccia

2. CONSTANCIAS

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

Ibarra, a los 01 días del mes de agosto de 2018.

EL AUTOR:



.....

Pablo Ortiz



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

CERTIFICACIÓN

Certifico, que el proyecto de titulación denominado “Simulación de una silla de ruedas autónoma que permita subir y bajar escaleras” fue desarrollado por Pablo Fabián Ortiz Lomas, bajo mi supervisión para la obtención del título de Ingeniería Mecatrónica.

PhD. Marco Ciaccia
DIRECTOR DE PROYECTO



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

AGRADECIMIENTO

Mi más sincero agradecimiento a todas las personas que llegue a conocer en la Universidad Técnica del Norte, que de una u otra manera me ayudaron a seguir adelante y culminar esta etapa de mi vida.

A mis compañeros de clases, quienes se han convertido hoy en día en unos buenos amigos con los que tendré su amistad por siempre.

A cada docente por brindarme su tiempo y conocimiento para poder culminar con el desarrollo de la tesis.

Pablo Fabián Ortiz Lomas



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

DEDICATORIA

Esta tesis la dedico a mi madre que estuvo siempre a mi lado brindándome su apoyo y a su vez incentivándome con sus palabras de aliento para llegar a cumplir y poder acabar esta meta que me la he propuesto, a mi padre, cuñados, a todos mis hermanas y hermanos que fueron un apoyo incondicional, a mis sobrinos por ser un estímulo y en especial a Gaby por estar apoyándome con sus palabras de ánimo y un particular a mis profesores quienes me guiaron con sus enseñanzas en mi carrera profesional.

Pablo Fabián Ortiz Lomas



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

RESUMEN

Es evidente encontrarse con obstáculos en calles y hogares como son las escaleras, lo que es un impedimento para el tránsito de las personas que usan sillas de ruedas. Ante la situación planteada, se desarrolla un diseño 3D en el software de diseño mecánico Solidworks, donde se realiza un estudio de movimiento y un análisis de esfuerzos, todo esto para acercarnos a una realidad de cómo sería el movimiento dinámico de los elementos que se encuentran ensamblados y además poder comprobar si la estructura soportará las cargas dispuestas.

Se planteó diferentes alternativas mediante una matriz morfológica, todo con el fin de poder llegar a la mejor solución y así poder solucionar de alguna forma el problema planteado.

El prototipo autónomo sube escaleras se traslada por las escaleras sin necesidad de la ayuda de otra persona. Durante el recorrido del sistema, la silla tiene que compensar el grado de inclinación de la escalera, para mantenerlo a la persona en una posición normal, como si estuviese transitando en una superficie plana.

Cabe agregar que después de haber concluido con el mejor concepto de diseño, se realizó un prototipo silla-oruga, en el que es una representación del diseño planteado.



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

ABSTRACT

It's obvious that stairs are important obstacles on streets and at homes for people who mobilize on chair wheels. To solve this situation, it develops a 3D design with Solidworks mechanics designer software, where the study of movement and effort of the assemble parts has the only purpose to approach dynamic movement to the reality in order to research if the structure is able to resist the charges that was designed for.

Furthermore during the research, it gets many different choices through a morphologic matrix with the purpose to look for the best option to solve the problem of this work.

Afterwards the election of the best concept of design, the researcher makes up the caterpillar chair prototype which is the real model of the blueprints design.

The prototype goes stairs up without other person support. During the system movement, the chair self-balances the stairs angle to keep the user in a normal position as it was moving through a flat area.

ÍNDICE GENERAL

CERTIFICACIÓN	iv
AGRADECIMIENTO	v
DEDICATORIA	vi
RESUMEN	vii
ABSTRACT	viii
ÍNDICE GENERAL	ix
ÍNDICE DE FIGURAS	xii
ÍNDICE DE TABLAS	xv
ÍNDICE DE ECUACIONES	xvi
ÍNDICE DE ANEXOS	xviii
INTRODUCCIÓN	1
<i>Planteamiento del problema</i>	<i>1</i>
<i>Objetivo general.....</i>	<i>2</i>
<i>Objetivos específicos</i>	<i>2</i>
<i>Antecedentes</i>	<i>2</i>
<i>Justificación.....</i>	<i>6</i>
<i>Alcance.....</i>	<i>7</i>
CAPÍTULO I.....	9
MARCO TEÓRICO	9
2.1 <i>Discapacidad</i>	<i>9</i>
2.2 <i>Diversos factores que se debe tomar en cuenta en una silla de ruedas</i>	<i>10</i>
1.4 <i>Tipos de actuadores lineales</i>	<i>11</i>
1.5 <i>Diseño conceptual</i>	<i>11</i>

CAPÍTULO II.....	13
METODOLOGÍA.....	13
2.1 <i>Investigación</i>	13
2.2 <i>Propuesta de solución</i>	13
2.3 <i>Diseño mecánico</i>	13
2.4 <i>Matriz morfológica</i>	13
2.5 <i>Estudio de movimiento</i>	14
2.6 <i>Parámetros de selección</i>	14
2.7 <i>Manual de usuario y planos de diseño</i>	14
CAPÍTULO III.....	15
RESULTADOS	15
3.1 <i>Planteamiento de las posibles soluciones</i>	15
3.1.1 <i>Análisis de las soluciones encontradas</i>	16
3.1.2 <i>Valoración a los conceptos de solución</i>	18
3.2 <i>Dimensiones de la silla</i>	19
3.3 <i>Dimensiones de los escalones</i>	19
3.4 <i>Requisitos de diseño</i>	20
3.5 <i>Descripción del prototipo</i>	20
3.6 <i>Diseño de elementos estructurales</i>	22
3.6.1 <i>Requisitos para la selección del material</i>	22
3.6.2 <i>Cálculo del factor de seguridad</i>	23
3.6.3 <i>Selección del perfil estructural</i>	23
3.7 <i>Centro de masa ubicado en el sistema</i>	26
3.8 <i>Fuerza requerida y selección de los actuadores lineales</i>	27
3.9 <i>Diseño y cálculo de las uniones con pernos</i>	30
3.10 <i>Análisis de las fuerzas requeridas para trasladarse por la superficie inclinada</i>	34
3.11 <i>Sistema de transmisión</i>	37
3.11.1 <i>Requisitos para la rueda dentada</i>	38
3.11.2 <i>Requisitos para las orugas</i>	41
3.11.3 <i>Requisitos para el sistema de transmisión por cadena</i>	44

3.12	<i>Potencia, torque y selección del motor</i>	47
3.13	<i>Autonomía y cálculo de la batería</i>	48
3.14	<i>Determinación del peso total del prototipo</i>	50
3.15	<i>Análisis estático lineal del diseño</i>	50
3.15.1	Persona ubicada en la silla en posición normal.....	50
3.15.2	Convergencia del mallado obtenida de la silla.....	52
3.16	<i>Cálculo del eje para el apoyo de la silla</i>	53
3.17	<i>Casos de carga aplicada a la estructura</i>	56
3.17.1	Primer caso: Peso del cuerpo apoyado en el espaldar.....	56
3.17.2	Segundo caso: Peso del cuerpo apoyado en los apoya brazos.....	56
3.17.3	Tercer caso: Peso del cuerpo apoyado en apoya pies.....	57
3.17.4	Cuarto caso: Chasis principal sobre los escalones.....	57
3.17.5	Convergencia del mallado para el cuarto caso.....	58
3.18	<i>Estudio de movimiento</i>	60
3.19	<i>Prototipo silla - oruga</i>	61
3.20	<i>Costos</i>	63
3.20.1	Costos directos de fabricación.....	63
3.20.2	Costos indirectos de fabricación.....	63
3.20.3	Costo total.....	63
CAPÍTULO IV		65
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		65
4.1	<i>Conclusiones</i>	65
4.2	<i>Recomendaciones</i>	65
REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA		67
ANEXOS		73

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Silla de ruedas de alta movilidad.....	3
Figura 2: Silla de ruedas eléctrica.....	3
Figura 3: Silla de ruedas con mecanismo para subir escalones.	4
Figura 4: Silla con sensores superando obstáculos.....	5
Figura 5: Oruga estándar modelo SA-2.	5
Figura 6: Silla de ruedas sube escaleras Scewo.....	6
Figura 1.1: Estadísticas de discapacidad en Ecuador.....	9
Figura 1.2: Personas con discapacidad en Imbabura.	9
Figura 1.3: Postura correcta en una silla de ruedas.....	10
Figura 1.4: Centro de masa en postura sentada.....	10
Figura 3.1: Bosquejo de la solución 1.....	16
Figura 3.2: Bosquejo de la solución 2.....	17
Figura 3.3: Bosquejo de la solución 3.....	17
Figura 3.4: Evaluación técnica-económica.	19
Figura 3.5: Dimensión del escalón.....	20
Figura 3.6: Partes que conforman el prototipo.....	21
Figura 3.7: Partes que conforman la estructura de la silla y el chasis.	22
Figura 3.8: Partes que conforman la silla.....	24
Figura 3.9: Diagrama de la viga central del asiento sometida a carga.....	24
Figura 3.10: Localización del centro de gravedad del sistema (C.G 3).....	26
Figura 3.11: Ubicación y dirección de las acciones de los actuadores lineales 1 y 2: Punto E corresponde al eje de giro para la silla, Punto D se localiza la sujeción superior del actuador lineal 2, Punto Cx se ubica la sujeción inferior del actuador lineal 2; Θ corresponde al ángulo entre el actuador lineal 1 y la viga horizontal del chasis, RA, RB son las reacciones que actúan en las ruedas A y B.	27
Figura 3.12: Diagrama de cuerpo libre para el cálculo de fuerza del actuador lineal 1, mm. .	28
Figura 3.13: Diagrama de fuerza vs desplazamiento angular del actuador lineal 1.	28
Figura 3.14: Diagrama de cuerpo libre para el cálculo de fuerza del actuador lineal 2.....	29
Figura 3.15: Diagrama de fuerza vs desplazamiento angular del actuador lineal 2.	29
Figura 3.16: Ubicación de los pernos de sujeción.	30
Figura 3.17: Esquema de los agujeros de la placa lateral.	31

Figura 3.18: Fuerzas que recaen en las placas laterales del chasis.	31
Figura 3.19: Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas para superar el primer escalón.	34
Figura 3.20: Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan sobre la silla al estar localizada sobre la pendiente.	36
Figura 3.21. Partes que conforman el sistema de transmisión por oruga.	38
Figura 3.22. Esquema de contacto entre escalón y rodillos.	38
Figura 3.23: Detalle de la transmisión entre rueda y correa dentada.	39
Figura 3.24: Esquema de las dimensiones para la oruga.	41
Figura 3.25: Longitud de la oruga utilizando Solidworks.	42
Figura 3.26: Dimensiones para los dientes de oruga, en mm.	42
Figura 3.27: Modelos de oruga, a) importado, b) elaboración nacional, c) diseño en 3D.....	43
Figura 3.28: Sistema de transmisión por cadena calculada.	45
Figura 3.29: Esquema del sistema de transmisión por cadena.....	46
Figura 3.30: Conexión en serie de las dos baterías de 12 V.	48
Figura 3.31: Esquema de las fuerzas que intervienen en la silla.	51
Figura 3.32: Cargas distribuidas en la silla en posición normal.	51
Figura 3.33: Mallado aplicado a la estructura.....	52
Figura 3.34: Resultados de la primera curva de convergencia.	53
Figura 3.35: Distribución de fuerzas sobre el eje del asiento.	53
Figura 3.36: Reacciones localizadas en los apoyo de la silla.	54
Figura 3.37: Diagrama del eje del asiento sometida a carga.....	55
Figura 3.38: Resultados de simulación para el primer caso de carga, a) Esfuerzo máximo y b) factor de seguridad mínimo.	56
Figura 3.39: Resultados de simulación para el segundo caso de carga, a) Esfuerzo máximo y b) factor de seguridad mínimo.	56
Figura 3.40: Resultados de simulación para el tercer caso de carga, a) Esfuerzo máximo y b) factor de seguridad mínimo.	57
Figura 3.41: Partes que conforman el chasis.	57
Figura 3.42: Chasis sobre los escalones para el proceso del análisis estático.	58
Figura 3.43: Resultados de convergencia para el cuarto caso.	59
Figura 3.44: Resultados de simulación para el cuarto caso de carga, a) Esfuerzo máximo y b) Factor de seguridad mínimo.....	59
Figura 3.45: Estudio de movimiento durante el ascenso y el descenso, a) Punto de contacto de la oruga con el primer escalón, b) Remonta del primer escalón, c) Desplazamiento sobre	

los escalones, d) Llegada al último escalón, e) Accionamiento del actuador trasero en el último escalón, d) Posición sobre la superficie plana.	60
Figura 3.46: Diagrama de funcionamiento del prototipo silla oruga.	62
Figura 3.47: Funcionamiento y partes del prototipo silla - oruga.....	62

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Características de los tres tipos de actuadores.	11
Tabla 3.1: Matriz morfológica de las posibles soluciones.	15
Tabla 3.2: Valoración técnica de las posibles soluciones.	18
Tabla 3.3: Valoración económica de las posibles soluciones.	18
Tabla 3.4: Peso de distintas partes del cuerpo para una persona de 100 kg de masa.	23
Tabla 3.5: Comparación y selección de los actuadores eléctricos lineales a utilizar.	30
Tabla 3.6: Características de diferentes aleaciones de aluminio.	39
Tabla 3.7: Dimensiones para la correa dentada.	42
Tabla 3.8: Especificaciones para el diseño en 3D de la oruga.	43
Tabla 3.9. Valores requeridos y de catálogo del motor.	47
Tabla 3.10. Especificaciones de la batería.	49
Tabla 3.11: Masa de las cargas vivas y muertas que conforman el prototipo.	50
Tabla 3.12: Primera comprobación de convergencia del mallado.	52
Tabla 3.13: Segunda comprobación de convergencia del mallado.	58
Tabla 3.13. Costos directos de fabricación.	63
Tabla 3.14. Costos indirectos de fabricación.	63
Tabla 3.15. Costo total.	63

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 3.1: Huella y contrahuella	19
Ecuación 3.2: Teorema de Pitágoras.....	20
Ecuación 3.3: Tangente de un ángulo	20
Ecuación 3.4: Factor de seguridad	23
Ecuación 3.5: Esfuerzo admisible.....	25
Ecuación 3.6: Módulo de sección	25
Ecuación 3.7: Coordenadas en el eje x y y para el centro de masa.....	26
Ecuación 3.8: Esfuerzo cortante permisible.....	32
Ecuación 3.9: Resistencia mínima de fluencia por cortante	32
Ecuación 3.10: Carga cortante de tensión.....	33
Ecuación 3.11: Fuerza de precarga	33
Ecuación 3.12: Fuerza de prueba	33
Ecuación 3.13: Torque requerido en pernos lubricados.....	33
Ecuación 3.14: Fuerza de rozamiento	35
Ecuación 3.15: Aceleración	35
Ecuación 3.16: Módulo en un engrane	39
Ecuación 3.17: Diámetro interior en un piñón.....	40
Ecuación 3.18: Diámetro primitivo en un piñón.....	40
Ecuación 3.19: Número de dientes en un piñón	40
Ecuación 3.20: Ley de cosenos.....	41
Ecuación 3.21: Longitud de arco	41
Ecuación 3.22: Longitud de la oruga	42
Ecuación 3.23: Diámetro primitivo en un piñón.....	44
Ecuación 3.24: Número de eslabones en una cadena	45
Ecuación 3.25: Ángulo de contacto de la cadena	45
Ecuación 3.26: Torque en piñón motriz.....	46
Ecuación 3.27: Fuerza en el lado tenso de la cadena.....	46
Ecuación 3.28: Potencia mínima del motor	47
Ecuación 3.29: Velocidad angular	47
Ecuación 3.30: Torque en motor.....	47
Ecuación 3.31: Ley de Ohm.....	48
Ecuación 3.32: Tiempo de autonomía	49

Ecuación 3.33: Fuerza resultante	54
Ecuación 3.34: Módulo de sección para un eje circular sólido.....	54
Ecuación 3.35: Esfuerzo admisible o permisible	55

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo A: Selección de los perfiles estructurales y elementos	73
Anexo B: Selección de la cadena de rodillos DIN 8187 - ISO 606.....	74
Anexo C: Valores de cosec α	75
Anexo D: Catálogo de correa dentada positive drive.	76
Anexo E: Dimensiones del diente externo de una cadenas de goma.....	77
Anexo F: Referencia para el costo de la oruga.	78
Anexo G: Referencia para el costo de los motores	78
Anexo H: Catálogo de rodamientos NKS.....	79
Anexo I: Coeficiente de fricción entre neumático y hormigón.....	80
Anexo J: Actuadores eléctricos lineales utilizados.....	81
Anexo K: Selección del motor dc para la tracción de la silla.	82
Anexo L: Selección de los elementos de sujeción.	83
Anexo M: Manual de usuario	84
Anexo N: Descripción de la silla autónoma para superar escalones.	87

INTRODUCCIÓN

En el transcurso de las últimas décadas se han diseñado y desarrollado varios modelos de sillas de ruedas, dependiendo de las necesidades del usuario, logrando con esto mejorar la calidad de vida de las personas que tienen algún tipo de discapacidad.

A pesar de las normativas técnicas de accesibilidad al medio físico promovidas por el CONADIS (Consejo Nacional para la Igualdad de Discapacidades) y el INEN (Instituto Ecuatoriano de Normalización), estas aún no son aplicadas en algunas ciudades u hogares, encontrando así obstáculos e inconvenientes para el libre tránsito del usuario de sillas de ruedas.

Por la problemática mencionada anteriormente, se han implementado diversos proyectos e investigaciones en la Universitaria Técnica del Norte, especialmente en la carrera de Ingeniería Mecatrónica, tratando de colaborar con las personas con discapacidad para que los usuarios que utilizan sillas de ruedas puedan moverse por su propia cuenta, y así puedan integrarse a la sociedad y al campo laboral sin obstáculo alguno.

En cuanto a este proyecto se propone la elaboración del diseño 3D de una silla autónoma, que ayude a superar las escaleras, donde no será necesario la ayuda de otra persona para su movilización, para lo cual se investigó diferentes tipos de silla de ruedas eléctricas existentes, donde se identificó las características que poseen cada una, para luego poder implementar una matriz de selección y elegir a través de criterios técnicos y económicos la mejor opción para solucionar el problema y a la vez para que el modelo diseñado sea totalmente realizable.

Planteamiento del problema

Según el informe sobre discapacidad publicada por la Organización Mundial de la Salud, se estima que: “más de mil millones de personas viven con algún tipo de discapacidad; o sea, alrededor del 15% de la población mundial y además el número va está creciendo, esto debido al envejecimiento de la población que tiene un mayor riesgo de discapacidad y al incremento de problemas crónicos de salud: como la diabetes, las enfermedades cardiovasculares y trastornos mentales ” (Organización Mundial de la Salud, 2011). Mientras tanto en el Ecuador, en el año 2015, se encuentran registradas 401 538 personas con discapacidad (física, auditiva, visual, lenguaje, psicosocial, intelectual), de los cuales 195 046 tienen discapacidad física (CONADIS, 2018).

Los principales inconvenientes para poder acceder a los espacios físicos en una silla de ruedas vienen desde el hogar, donde la mayoría de las infraestructuras no son las adecuadas o la realización de alguna modificación es complicado y costoso, lo que les obligan a depender de otras personas para su movilización. También hay que tomar en cuenta que en las construcciones de las ciudades, a pesar de las nuevas normas y ordenanzas municipales establecidas, aún hay la presencia de bordillos y otros obstáculos que son un gran inconveniente.

Las sillas de ruedas comercializadas actualmente en nuestro país no cumplen con todas las necesidades del usuario, como por ejemplo el subir y bajar escaleras, y esto representa una gran restricción para la libre movilidad. Por todo lo dicho anteriormente, se pretende realizar un diseño 3D que cumpla el objetivo principal, que es el de moverse por las escaleras de manera autónoma, donde permita a la persona con discapacidad motriz moverse sin dificultad.

Objetivo general

Diseñar un prototipo de sillas de rueda autónoma que permita subir y bajar escalones.

Objetivos específicos

- Establecer criterios y restricciones del prototipo.
- Realizar los cálculos de cada elemento para conseguir el diseño esperado.
- Plantear el mecanismo de transmisión de potencia.
- Diseñar el sistema de estabilización que evite volcamiento.
- Diseñar el sistema de tracción para el ascenso y descenso de la silla de ruedas.
- Modelar la silla de ruedas con los sistemas diseñados.

Antecedentes

La patente con número ES 2 198 194 A1, consiste en una silla provista de dos orugas laterales, que son accionadas por ruedas tractoras, además se encuentra equipada de ruedas tensoras, una batería que acciona un motor eléctrico, dispone de un asiento y su mando de control para su conducción. La tracción se describe como un tren de rodaje del tipo oruga, es similar al usado por los tractores, consiguiendo que la silla presente una gran movilidad con relación a las existentes en la actualidad. Con este invento sería fácil trasladarse por barro, arena o nieve (Freudenberger Prendes, 2004), como se muestra la figura 1.

Sin embargo, a este modelo le falta un sistema para compensar el giro del asiento y una geometría de oruga pretendida cuando se ingrese una superficie inclinada.

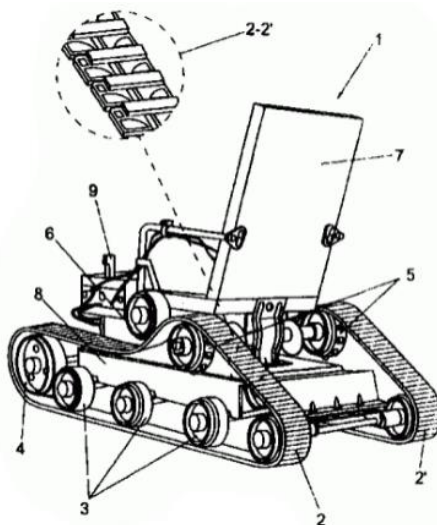


Figura 1: Silla de ruedas de alta movilidad (Freudenberger Prendes, 2004).

Mientras que la invención con número de patente ES 2 245 577 A1, es un modelo de silla de ruedas que ayuda a superar bordillos, se conforma por un conjunto de engrajes que permite el paso de una rueda por encima de la otra, lo que facilita la subida y bajada de algún obstáculo, la rueda tiende a subir al transmitir la fuerza en movimiento del tren de ruedas dentadas. Mediante este mecanismo, dotado de cinco ruedas dentadas, se consigue la relación de transmisión adecuada para transmitir el par necesario que facilita la superación del obstáculo (Bruixola & Contero, 2006), como se aprecia en la figura 2.

Vale la pena decir que este tipo de silla con el mecanismo incorporado para superar escalones no podrá superar escalones contiguos o pendientes pronunciadas.

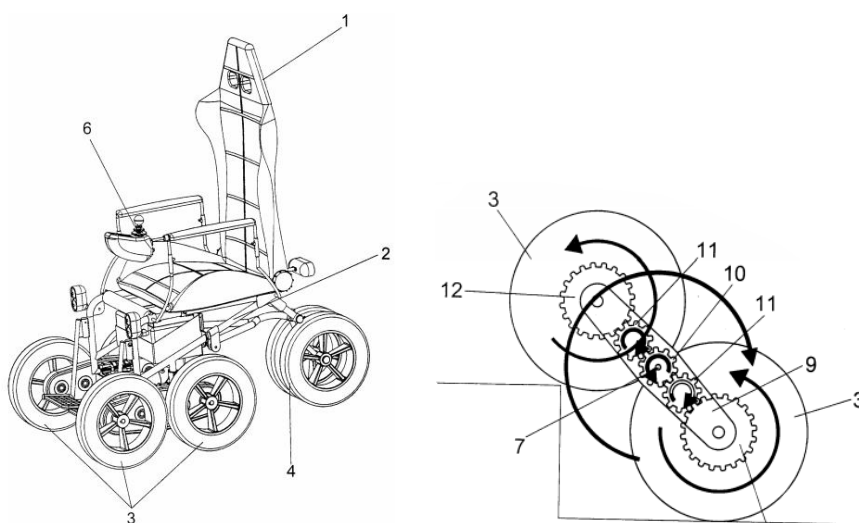


Figura 2: Silla de ruedas eléctrica (Bruixola & Contero, 2006).

Con respecto a la patente con número WO2013093156A1, trata de una silla cuyas ruedas mayores se acoplan a una estructura vertical móvil regulable, capaz de elevarlas respecto del asiento; cuenta con una segunda estructura de palanca igualmente vinculada a las ruedas mayores, con un travesaño trasero posterior y dos brazos laterales con empuñaduras y con frenos, la cual se puede desplazar para que sobresalga o no del perímetro de las ruedas, sirviendo de apoyo sobre los escalones al subir o bajar. Además, incorpora sendos largueros paralelos que sobresalen frontalmente unos tramos más allá de las patas delanteras a las que se hallan unidos solidariamente, determinando su prolongación una línea divergente respecto del asiento en las que se han previsto rodillos y dos pequeñas ruedas giratorias en la parte inferior de sus extremos (Civiac Gímenez , 2013), como se puede apreciar la figura 3.

Cuando se requiera poner en funcionamiento a la silla, el usuario debe poseer un cierto grado de esfuerzo físico para poder mover los brazos laterales.

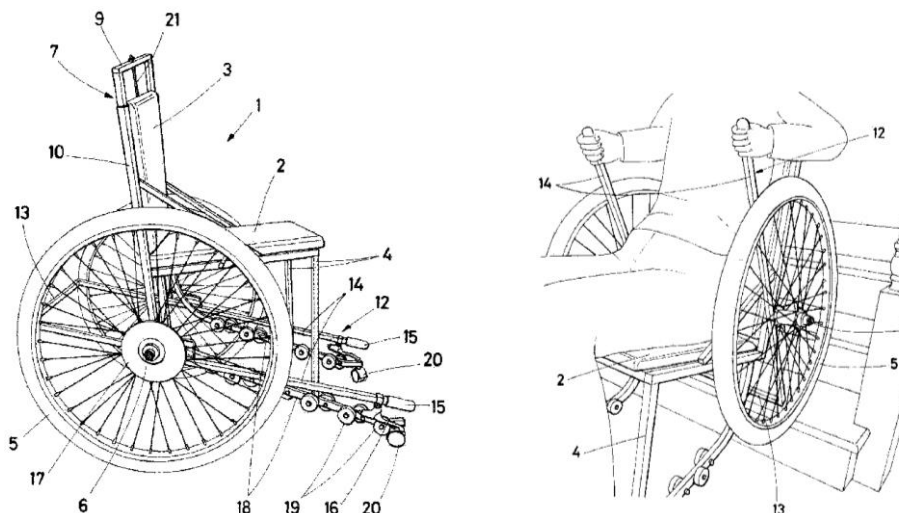


Figura 3: Silla de ruedas con mecanismo para subir escalones (Civiac Gímenez , 2013).

Luego en el instituto de investigadores de tecnología Japonés Chiba, situada en Japón, desarrolló una silla de ruedas robotizada, el autor Shuro Nakajima indica que son como un tipo de piernas, que ayuda a subir escalones, todavía está en fase de prototipo. Utiliza sensores para la detección y mientras avanza cada rueda se levanta para esquivar algún obstáculo que se encuentre en su camino manteniéndolo al usuario en posición estable, cada rueda esta acoplada a un motor que trabajan independientemente (Tecno, 2012), es decir que los escalones tienen que estar alejados para poder sobrepasarlos, como se muestra la figura 4.

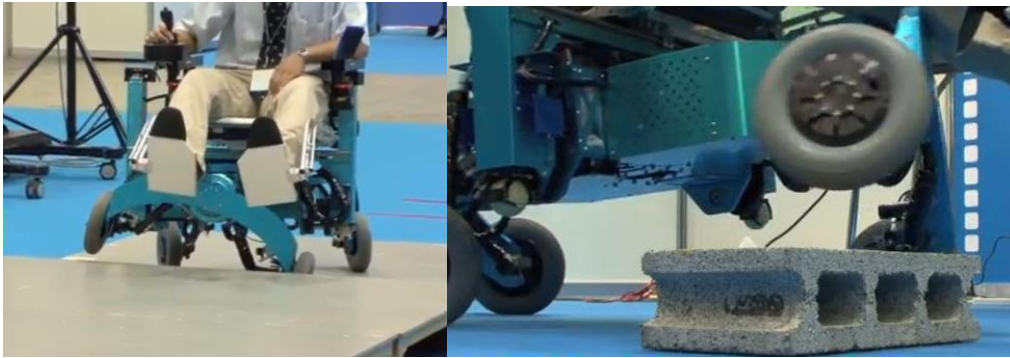


Figura 4: Silla con sensores superando obstáculos (Tecno, 2012).

De igual forma se pueden encontrar productos que son comercializados, como es un sistema de transmisión por orugas portátil que se adapta a la mayoría de sillas de ruedas convencionales del mercado. Para los desplazamientos el asistente tiene que presionar un interruptor situado en la manija posterior. El acoplamiento de la silla en la oruga se realiza mediante enganches laterales ajustables. Posee un potente motor, por lo que el acompañante puede conducir la oruga sin realizar esfuerzo alguno. Su velocidad de desplazamiento sobre la pendiente es de 6,1 m/s a un ángulo de escalera máximo de 35° (Asister, 2016), como se observa en la figura 5.

Por lo tanto al tener que ser guiado por un asistente no permite la independencia total del usuario.



Figura 5: Oruga estándar modelo SA-2 (Asister, 2016).

Más recientemente se ha desarrollado un prototipo por parte de los estudiantes del Instituto Federal de Tecnología de Suiza, en conjunto con la Universidad de las Artes de Zurich. En comparación de las sillas de ruedas convencionales, este sistema contiene solo dos ruedas, eliminando el par de ruedas giratorias delanteras, ya que incorpora un sistema de estabilización, permitiendo dar el equilibrio necesario al usuario durante su recorrido. Para subir las escaleras, se desplazan hacia abajo el par de orugas para hacer contacto con la superficie.

Durante el recorrido se activa un cilindro para ubicar al asiento en una posición normal y así poder compensar la inclinación de la pendiente a recorrer. Según sus creadores, este sistema alcanza una velocidad máxima de 10 km/h en una superficie plana, y para subir escaleras, puede llegar a un escalón por segundo, superando un ángulo de pendiente máximo de 34°. Por el momento no está el mercado por posibles mejoras (Scewo, 2017), como muestra la figura 6.



Figura 6: Silla de ruedas sube escaleras Scewo (Scewo, 2017).

Justificación

En el Ecuador se han creado en los últimos años varias organizaciones como el consejo nacional de discapacidad (CONADIS, 2018), que es el promotor a nivel nacional en la entrega de ayudas técnicas, como son las sillas de ruedas, cumpliendo una labor social importante para las personas que lo necesitan. Sin embargo, asignar una silla de ruedas convencional no va a solucionar todas las necesidades a las personas que lo reciben. Es por eso que se trata de cubrir una de las necesidades de los usuarios a través de este proyecto que es el de proporcionar mayor movilidad por las áreas que se transite, potencializando su confianza e independencia.

Cuando se transita por las calles es evidente que algunos lugares no son los adecuados para que puedan transitar las personas con discapacidad física. Al implementar este proyecto, aún no existente en nuestro país, ayudará de gran manera al no tener que invertir en la modificación de bordillos y otras arquitecturas que son un obstáculo y que además lleva tiempo en remodelarlas.

La carrera de Ingeniería Mecatrónica ha apostado actualmente total interés en proyectos Biomecánicos, y a través de esto conseguir prototipos que ayuden a las personas a remediar alguna situación que sobrelleven. El presente proyecto contribuye al desarrollo de esta línea de investigación, proporcionando un antecedente tecnológico en esta área.

Alcance

Este trabajo comprende el diseño y simulación en el software CAD/CAE, llamado Solidworks.

El diseño se basará en modelos de sillas de ruedas motorizadas, y las normas ISO 7193-85: Dimensiones máxima globales de una silla de ruedas (Covenin, 1985) y en la INEN 1647: Muebles de oficina, asientos y requisitos (INEN, 1989), todo esto para que cumpla con la postura correcta del usuario y con las dimensiones adecuadas. El usuario tendrá una masa máxima de 100 kg, y deberá poseer una cierta capacidad física y mental para el uso de un control de mando para dar la dirección de recorrido del sistema.

Por otro lado se especifica que el prototipo va a superar solo escalones lineales especificados en la norma INEN 2249 (INEN, 2015), que describe las dimensiones de los escalones.

Estructura del trabajo

CAPÍTULO I: En este capítulo se tratará todo lo referente al marco teórico.

CAPÍTULO II: Se abordará la metodología de trabajo, como una descripción de todas las actividades que se realizarán para complementar cada uno de los objetivos específicos.

CAPÍTULO III: Con respecto al proceso de selección de la mejor alternativa de diseño, se dedicará a describir, elaborar y analizar las piezas que se modelen y además se comprobará los diferentes movimientos que realizará el diseño. Además estará dedicado al cálculo de los costos para la implementación de la máquina.

CAPÍTULO IV: Estará dedicado a las conclusiones y recomendaciones.

REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA

ANEXOS

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

2.1 Discapacidad

Se considera a una persona con discapacidad a toda aquella que: “como consecuencia de una o más deficiencias físicas, mentales, intelectuales o sensoriales, ve restringida permanentemente su capacidad biológica, psicológica y asociativa para ejercer una o más actividades esenciales de la vida diaria” (DND, 2013).

- Personas con discapacidad a nivel nacional y local

En Ecuador según datos de la población registradas con discapacidad es de 437 268, en la figura 1.1 se muestra los diferentes porcentajes de las deficiencias, siendo mayor la discapacidad física con el 46,64 % correspondiente a 203 962, en el cual predomina el género masculino (CONADIS, 2018).

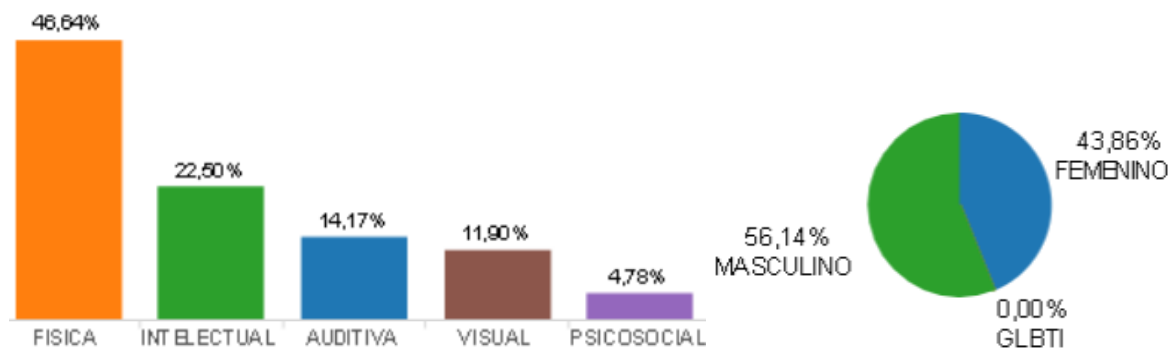


Figura 1.1: Estadísticas de discapacidad en Ecuador (CONADIS, 2018).

Mientras tanto, en la provincia de Imbabura se tienen un total de 12 432 personas distribuidas en cada uno de los cantones. Por lo que la población con discapacidad física es del 39,86 % que corresponde a 4956 de su total, como se muestra en la figura 1.2 (CONADIS, 2018).

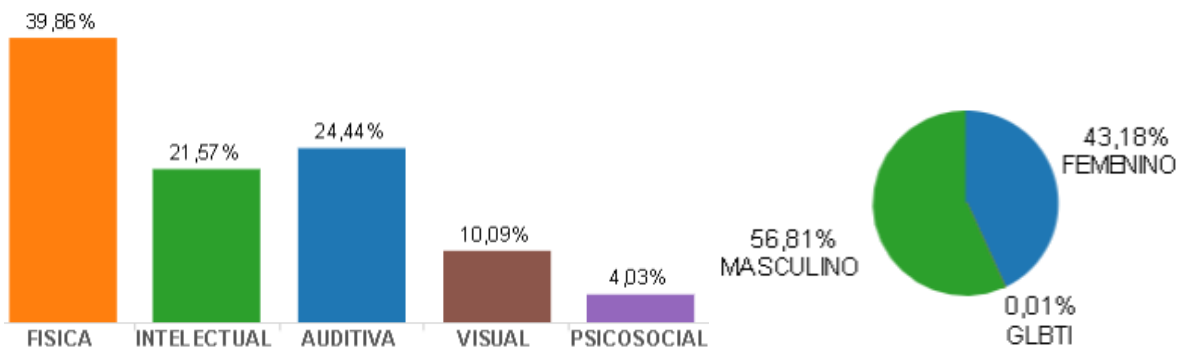


Figura 1.2: Personas con discapacidad en Imbabura (CONADIS, 2018).

2.2 Diversos factores que se debe tomar en cuenta en una silla de ruedas

El objetivo del uso de una silla de ruedas es otorgar al usuario la mayor comodidad y movilidad posible, y están destinadas a las personas que sufren de algún tipo de patología. A menudo se considera que lo que más afecta para la conducción de la silla es el material asignado a la estructura. Sin embargo, hay factores más importantes como el asiento o la posición del usuario, las cuales pueden influir en la funcionalidad y movilidad del beneficiario.

Para mantener una correcta postura se detalla que el ángulo entre los muslos y el tronco sea 90° ya que es el adecuado para realizar las actividades cotidianas. Asimismo la persona se sentirá cómoda si las rodillas se encuentran en un ángulo de 90° . Este ángulo también se debe mantener en los tobillos, como se muestra la figura 1.3 (Sunrise Medical Co, 2005).

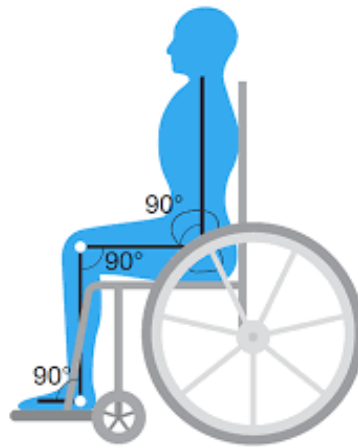


Figura 1.3: Postura correcta en una silla de ruedas (Ortopedia Inse, 2015).

La figura 1.4 muestra con un punto rojo el promedio ponderado de la ubicación del centro de gravedad cuando una persona esta sedente, donde se aprecia para tres tipos de personas con diferente masa corporal.



Figura 1.4: Centro de masa en postura sentada (Matthew P, 2006).

1.4 Tipos de actuadores lineales

Los actuadores en función de la energía que consumen se pueden clasificar en: eléctricos, hidráulicos y neumáticos, por lo cual se presenta las diferencia de cada sistema en la tabla 1.

Tabla 1: Características de los tres tipos de actuadores (Sánchez R. , 2008).

	Neumático	Hidráulico	Eléctrico
Energía	Aire a presión	Aceite	Corriente eléctrica
Opciones	Cilindros Motor de paletas Motor de pistón	Cilindros Motor de paletas Motor de pistones axiales	Corriente continua Corriente alterna Motor paso a paso
Ventajas	Baratos Rápidos Sencillos Robustos	Rápidos Alta relación potencia – peso Auto lubricantes Alta capacidad de carga Estabilidad frente a cargas estáticas	Precisos Fiabiles Fácil control Sencilla instalación Silenciosos
Desventajas	Dificultad de control Instalación espacial (compresores, filtros) Ruidosos	Difícil mantenimiento Instalación especial Frecuentes fugas Elevado costo	Potencia limitada

En definitiva el uso de un actuador eléctrico puede ser alimentado con baterías, se caracterizan por su gran portabilidad, además pueden trabajar a diferentes ángulos de inclinación, no requieren mucho espacio para su instalación, en comparación a los sistemas hidráulicos que son más complejos ya que requieren la instalación de bombas, mangueras que corre el riesgo de algún derrame de líquido o una fuga de aire.

1.5 Diseño conceptual

Para comenzar un diseño mecánico, Mott (2006) sugiere que “Se debe proponer más de una concepto de diseño como posibles alternativas. Así se plantea la creatividad para producir diseños novedosos. Cada concepto debe satisfacer las funciones y los requisitos de diseño. Debe hacerse una evaluación crítica de las propiedades deseables, las ventajas y desventajas de cada concepto de diseño, para decir que el concepto es el óptimo y viable para producir”. También indica que “el diseño mecánico es la selección de componentes mecánicos para conjuntarlos y lograr una función deseada, los elementos de máquinas deben ser compatibles, acoplarse bien entre si y funcionar de forma segura y eficiente”.

CAPÍTULO II

METODOLOGÍA

2.1 Investigación

El primer paso es dar a conocer al público sobre la problemática que enfrentan los usuarios de sillas de ruedas cuando se encuentran con obstáculos durante su movilización, en las calles o en sus hogares.

Seguidamente se procede a recaudar información sobre las dimensiones de los escalones que se encuentran especificados en la norma INEN 2249 (INEN, 2015) y además se seguirá la norma de silla de ruedas como es ISO 7193-85: Sillas de ruedas dimensiones máximas globales (Covenin, 1985) y la INEN 1647: Muebles de oficina, asientos y requisito (INEN, 1989), donde permitirán obtener la ergonomía y las dimensiones adecuadas para elaborar el diseño.

2.2 Propuesta de solución

Se plantean tres posibles soluciones para luego ser analizados mediante una matriz morfológica y saber así la mejor solución a desarrollar. Además se investigaran diferentes modelos comerciales y patentes que sean capaces de superar escalones, y a estos se realizará un breve análisis de su funcionamiento y los movimientos que realizan.

2.3 Diseño mecánico

Para el diseño de la estructura, se seleccionará un material de buena resistencia, con disponibilidad en el mercado y de bajo costo.

Para la comprobación de los esfuerzos que soporta el diseño, se plantean cuatro casos a los que va a estar sometida la estructura con la masa de una persona de 100 kg. Mediante el análisis estático, se determinarán los desplazamientos, las fuerzas de reacción, el factor de seguridad y las tensiones que se producen en el modelo 3D bajo los efectos de cargas previamente definidas.

2.4 Matriz morfológica

Para una adecuada selección de los elementos a utilizar se procede a seguir un método analítico combinatorio muy utilizado cuando se requiere realizar el diseño de un producto, el cual consiste en realizar una matriz donde se especifican las funciones que la máquina realizaría.

Para este método de selección, Reyes (2010) menciona que “su objetivo es resolver problemas mediante el análisis de las partes que lo componen. Se basa en la idea de que cualquier objeto de nuestro pensamiento está compuesto o integrado por un cierto número de elementos”.

Los pasos para construir la matriz morfológica son:

- Se analizan las posibles funciones realizando una lista de ellas, para generar nuevas posibilidades que ayuden a implementar un nuevo sistema en el mercado.
- Comparar las posibles alternativas existentes de cada función.
- Obtener un grupo de soluciones dentro de la matriz en base a las alternativas escogidas.
- Apoyarse en soluciones de diseños o mecanismos existentes.

2.5 Estudio de movimiento

A través del complemento llamado Solidworks Motion se puede “evaluar el comportamiento del diseño ante las condiciones dispuestas, además con esto es posible medir las fuerzas y cargas de diseño para la correcta selección de los motores y crear mecanismos adecuados para garantizar el rendimiento del producto, con esto se reduce la necesidad de realizar costosos prototipos, ahorra tiempo y costes de desarrollo” (Dassault Systemes, 2017).

2.6 Parámetros de selección

Se determinan las características de los elementos como motores de tracción y actuadores lineales, los cuales han sido seleccionados de acuerdo con la carga y potencia calculada, estos dos dispositivos poseen frenos electromagnéticos para proveer la seguridad al usuario.

En cuanto a los actuadores lineales utilizados para la inclinación del asiento, estos permitirán posicionar al asiento horizontalmente durante el recorrido de los escalones, es decir que el vástago recorra la distancia para compensar el ángulo de la pendiente a superar, su alimentación es con las mismas baterías que hacen funcionar a los motores de tracción.

2.7 Manual de usuario y planos de diseño

Una vez definido cada uno de los elementos a diseñar se implementarán los respectivos planos de diseño. Se creará un manual de usuario en el que se han tomado en cuenta los modos de operación que tendrá la máquina, las seguridades que se debe tener antes o después de su utilización, y su respectivo plan de mantenimiento para el correcto funcionamiento.

CAPÍTULO III

RESULTADOS



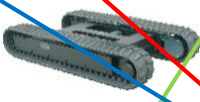


3.1 Planteamiento de las posibles soluciones

Siguiendo la sistemática de selección para las partes que van a conformar el diseño, se procede a verificar las funciones más relevantes que deberá contar el sistema.

- Sistema de dirección: el usuario será el que lleve el control y dirección del sistema.
- Sistema subir escaleras: permitirá trasladar con facilidad y seguridad sobre la superficie.
- Desplazamiento de la silla: la mayor exigencia es el poder superar zonas inclinadas.
- Inclinación del asiento: debe inclinar el asiento durante el recorrido de las escaleras.

Establecidas las funcionalidades, se procede a plantear la estructura de funciones en la matriz morfológica en donde se muestra la tabla 3.1 las alternativas. Para lo cual se ha realizado recorridos al azar con cada una de las columnas de S1, S2 y S3 que combinadas entre si da como resultado una serie de conceptos de soluciones para tratar el problema planteado.

Tabla 3.1: Matriz morfológica de las posibles soluciones.

FUNCIONALIDADES	S1 ●	S2 ●	S3 ●
Sistemas de dirección	Digital 	Táctil 	Botones 
Asiento ergonómico	Poliuretano 	Lona 	Plástico 
Sistema para poder subir escaleras	Ruedas todoterreno 	Oruga 	Ruedas de carretilla 
Mecanismo de inclinación del asiento	Manual 	Piñón -cremallera 	Actuador lineal 

3.1.1 Análisis de las soluciones encontradas

Este estudio de las alternativas se ejecuta de acuerdo a diseños existentes de dispositivos sube escaleras, donde la mecánica en cada uno es diferente para poder trasladarse, la asignación de los elementos que se representan como posibles alternativas se estudian en función de las operaciones que deberán cumplir para que su ensamble final sea correcto.

Ya una vez establecidas las posibles soluciones que se dan mediante el conjunto de alternativas, se procede a estudiar cada una de las soluciones encontradas.

- Solución 1

La solución se compone por un mando de control utilizado en sillas de ruedas eléctricas, posee un asiento ergonómico que se acomoda a la postura del usuario, tiene un sistema de oruga que a través de sus dientes se enganchan en los peldaños de la escalera para permitir la movilidad sobre estas. Para la inclinación del asiento se dispone de un actuador lineal, el cual va a permitir los movimientos angulares del asiento, como se muestra en la figura 3.1.

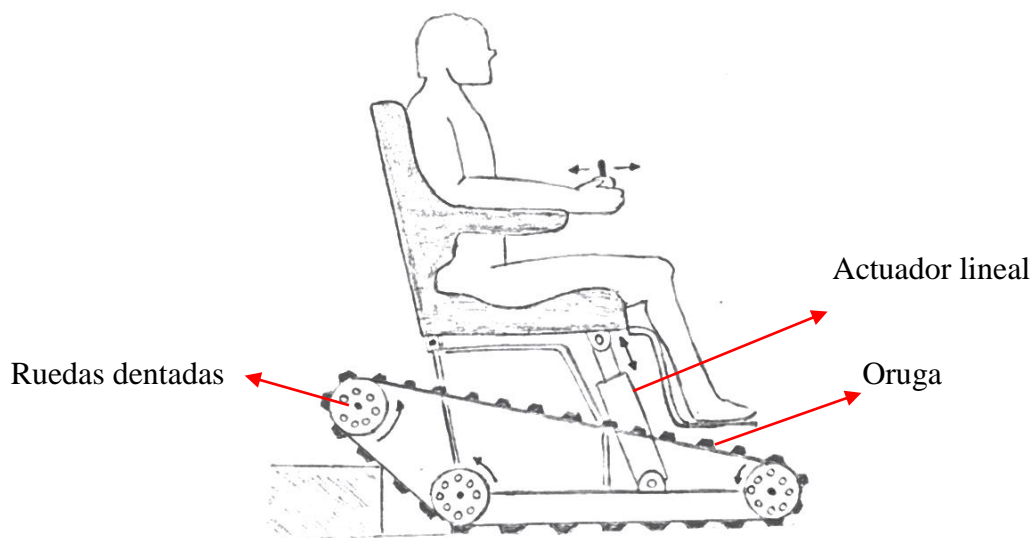


Figura 3.1: Bosquejo de la solución 1.

- Solución 2

Se indica que tiene un mando de control con tecnología táctil por lo cual no es muy beneficioso ya que algunas personas carecen de conocimiento para su operación. Además posee cuatro ruedas voluminosas de gran diámetro para que se adhieran a las escaleras, el sistema motriz consta de cuatro motores dc que se conectan a cada una de las ruedas. Mientras que el asiento es de nylon como los de las sillas de ruedas manuales. Finalmente tiene la misma idea que la solución 1 para poder inclinar el asiento, como se observa en la figura 3.2.

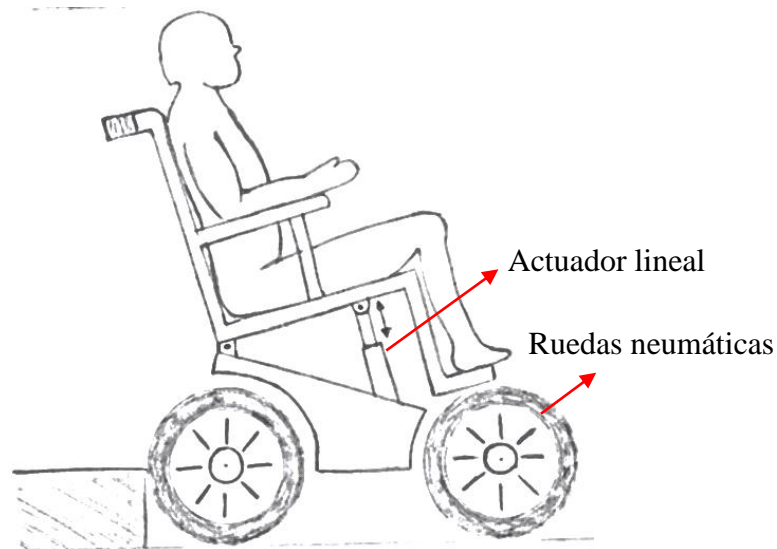


Figura 3.2: Bosquejo de la solución 2.

- Solución 3

Con respecto a esta solución se caracteriza por tener una triángulo de ruedas ubicados en la parte posteriores y el asiento se considera que sea de plástico. Es posible que las ruedas en forma de triángulo proporcionen múltiples sacudidas al usuario hasta que encuentre el contacto seguro entre las ruedas y la superficie. Mientras que su mando de control es mediante botones tipo pulsador para el funcionamiento del sistema. Asimismo para la inclinación del asiento se ha ubicado un mecanismo piñón y cremallera el cual proporciona un movimiento lineal, como se enseña la figura 3.3.

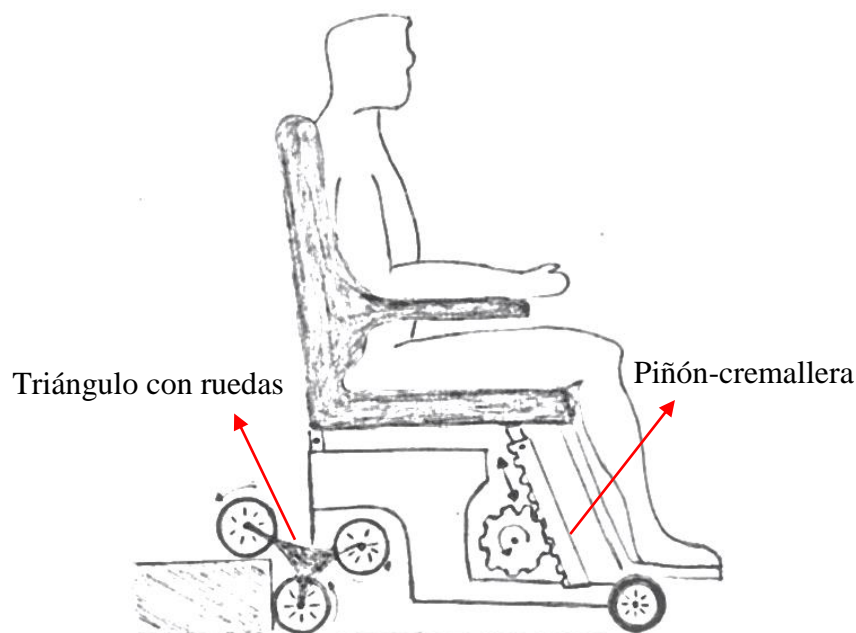


Figura 3.3: Bosquejo de la solución 3.

3.1.2 Valoración a los conceptos de solución

De acuerdo a los tres conceptos de diseño presentados, se procede a realizar la valoración técnica-económica, que según la norma VDI 2225 (Borille & Oliveira, 2011) consiste en dar un valor equilibrado a los criterios y ponderar según su importancia, y decidir la solución al diseño CAD a desarrollar.

Las tabla 3.2 y 3.3 muestran la valoración técnica-económica respectivamente de las tres posibles soluciones encontradas, donde al factor de importancia (Fi).se la puntúa de acuerdo a la relevancia de cada criterio técnico.

Tabla 3.2: Valoración técnica de las posibles soluciones.

(Ps): 4= excelente, 3 = muy bueno, 2 = bueno, 1 = regular					
(Fi): 3 = muy importante, 2 = medio importante, 1 = poco importante					
N°	Criterios técnicos	Factor de importancia (Fi)	Puntaje de soluciones (Ps)		
			S1	S2	S3
1	Velocidad	1	2	3	2
2	Seguridad y confiabilidad	3	4	3	2
3	Ergonomía	3	4	3	1
4	Potencia	3	4	4	2
5	Maniobra	3	3	3	2
6	Inclinación de la silla	3	3	3	1
7	Estabilidad	3	4	4	2
8	Peso	2	1	3	2
Puntaje total de Ps = $\sum(Fi*Ps)$		$\sum 21$	72	67	34
Valor técnico = $\sum (Fi*Ps) / \sum Fi$ (Ps máx.)			0,86	0,80	0,81

Tabla 3.3: Valoración económica de las posibles soluciones.

(Ps) 4= excelente, 3 = muy bueno, 2 = bueno, 1 = regular					
(fi) 3 = muy aceptable, 2 = medio aceptable, 1 = poco aceptable					
Criterios económicos	Factor de importancia (Fi)	Puntaje de soluciones (Ps)			
		S1	S2	S3	
Costo de fabricación	3	4	2	1	
Costo y disponibilidad del material	3	4	2	2	
Costo de montaje	2	3	3	3	
Costo de reparación y mantenimiento	2	2	2	2	
Puntaje total de Ps = $\sum(Fi*Ps)$	$\sum 10$	34	22	19	
Valor económico = $\sum (Fi*Ps) / \sum Fi$ (Ps máx.)			0,85	0,73	0,63

Entonces se determina que la mejor solución es S1, tomado de los resultados técnicos y económicos por estar próxima a la línea continua y encontrarse en la parte superior-derecha, considerada como la región de las características ideales, como se muestra la figura 3.4.

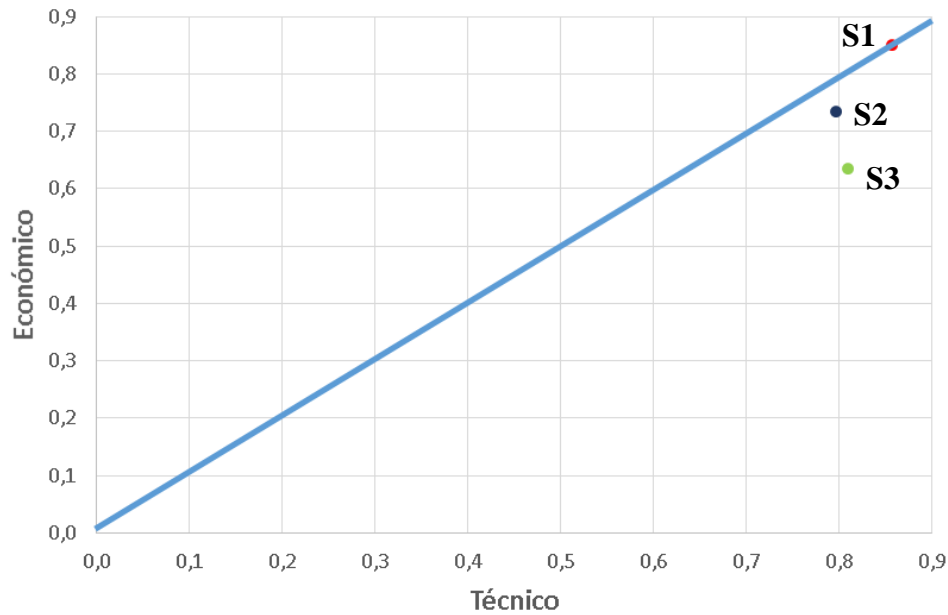


Figura 3.4: Evaluación técnica-económica.

3.2 Dimensiones de la silla

Las dimensiones de la silla serán establecida en base a la norma INEN 1647: muebles de oficina, asientos y requisitos (INEN, 1989), la cual establece las siguientes características:

- Altura máximo del asiento comprimido: 510 mm
- Anchura del asiento: 450 mm
- Profundidad del asiento: 450 mm
- Altura del respaldo: 450 mm
- Altura del brazo con respecto al asiento comprimido: 215 mm
- Altura de apoya pies: 150 mm
- Altura total: 510 mm + 450 mm: 960 mm

3.3 Dimensiones de los escalones.

Para dimensionar la huella y contrahuella se utilizaron los valores especificado en la norma INEN 2249 (INEN, 2015). Esta norma señala que la altura de la contrahuella debe ser menor o igual a 180 mm, por lo que se calcula la huella mediante la ecuación 3.1.

$$2a + b = 640 \text{ mm} \quad \text{Ecuación 3.1}$$

En donde:

a = contrahuella = 180 mm

b = huella = 280 mm

Asimismo, se procedió a dimensionar respectivamente la pendiente y su ángulo con las ecuaciones 3.2 y 3.3.

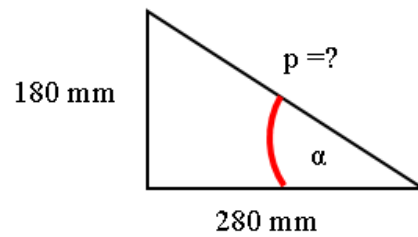


Figura 3.5: Dimensión del escalón.

$$p^2 = a^2 + b^2 \quad \text{Ecuación 3.2}$$

$$\text{tg } \alpha = \frac{a}{b} \quad \text{Ecuación 3.3}$$

Donde:

p = pendiente = 332,87 mm

α = ángulo de pendiente = 33°

3.4 Requisitos de diseño

Se ha observado que la mayoría de sillas de ruedas son fabricadas con tubos circulares, esto se debe a que “en un tubo circular la carga se distribuyen uniformemente. Su sección transversal cerrada proporciona alta resistencia y rigidez a la torsión y a la flexión” (Mott, 2006) Por esta razón se decidió diseñar con perfiles circulares la mayor parte de la estructura.

En base a las dimensiones que se disponen en la norma INEN 1647 (INEN, 1989), se procedió a realizar el diseño de la silla. Además se indica que conservará un chasis no plegable como las sillas de ruedas convencionales, debido a que posee motores y baterías. Para el recorrido se plantea que la maquina se traslade sobre diez escalones.

3.5 Descripción del prototipo

Detallando cada numeral de la figura 3.6 se indica que

1. Silla: Esta estructura será en la que se apoyarán las diferentes partes del cuerpo humano.
2. Actuador lineal 1: será el encargado de proporcionar el giro a la silla durante su recorrido por las escaleras.
3. Sistema de transmisión: el sistema de transmisión está compuesta por: orugas, ruedas dentadas, bastidor, rodillos de caucho y cadenas.

4. Actuador lineal 2: el propósito de estos elementos es de evitar una caída brusca hacia atrás y proporcionar un apoyo de estabilización cuando se encuentre en el último escalón.
5. Chasis: en esta parte se alojarán elementos como motores, placas de soporte y baterías.

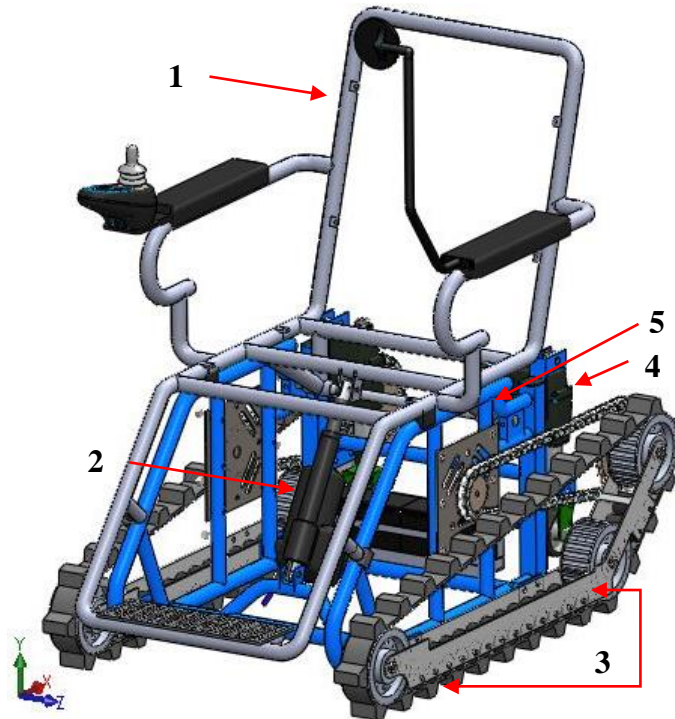


Figura 3.6: Partes que conforman el prototipo.

La figura 3.7 describe cada elemento que conforma la estructura de la silla y el chasis.

6. Guías para el actuador lineal 1: se ubicarán las placas de soportes de apoyo para el actuador lineal entre la silla y el chasis.
7. Placas laterales de sujeción: se indica que estas piezas tendrán una conexión mediante pernos entre las placas del chasis y el bastidor de oruga.
8. Topes de caucho: se indica que la silla tiene ensamblado topes de caucho, uno en forma de H y el otro en forma de T para el contacto y apoyo entre la silla y el chasis.
9. Eje de rotación para la silla: se encontrará un eje para el giro angular de la silla el cual se apoyará en los extremos laterales del chasis.
10. Guías para el actuador lineal 2: se indica que tienen guías de apoyo en la parte posterior para el acople del cuerpo y vástago del segundo actuador.

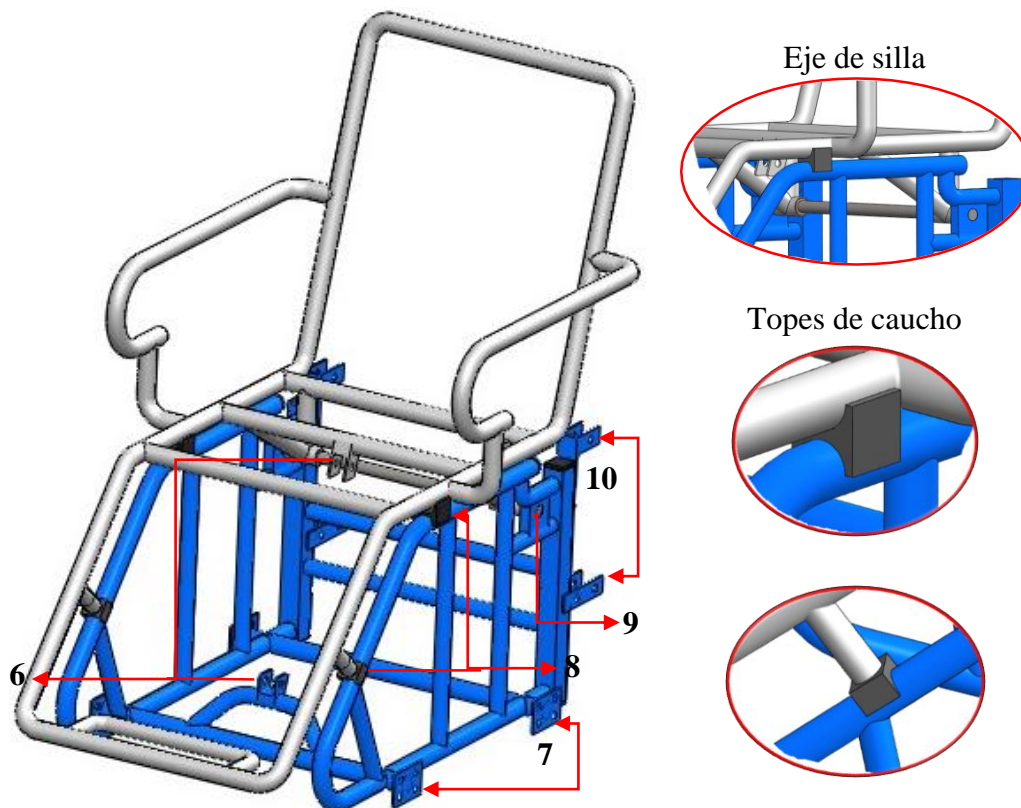


Figura 3.7: Partes que conforman la estructura de la silla y el chasis.

3.6 Diseño de elementos estructurales

3.6.1 Requisitos para la selección del material

El material es seleccionado en base a algunos criterios como: resistencia a fluencia, la disponibilidad en el mercado nacional y el precio.

- Resistencia a la fluencia

El material a usar deberá ser capaz de soportar las cargas propuestas antes de que se presente la rotura de sus partes.

- Disponibilidad en el mercado nacional

La disponibilidad del material a nivel nacional es importante para la selección, ya que se deberá utilizar un material que sea de fácil adquisición.

- Precio

En cuanto a su precio, debe ser bajo en comparación con otros materiales.

Basándose en los factores explicados anteriormente se ha elegido el acero ASTM A500. Por lo que se describe a este material con las siguientes propiedades: resistencia a la tensión: 270 MPa y resistencia a la fluencia: 180 MPa (INEN 2415, 2008).

3.6.2 Cálculo del factor de seguridad

El factor de seguridad se puede estimar en función de las variaciones estimadas de los siguientes cinco parámetros como son: propiedades del material, esfuerzo, geometría, análisis de falla y confiabilidad deseada.

Según Ullman (2010) expresa que cuanto mejor se conocen los parámetros del componente, más cercano deberá estar el factor de seguridad a 1. Asimismo cuanto menos se conozca del componente, mayor será el factor de seguridad. La forma de presentar el factor de seguridad (FS) es asociar un valor mayor a 1 por separado a cada una de los parámetros y luego realizar el producto para obtener el factor de seguridad general del componente.

$$FS = FS_{\text{material}} \cdot FS_{\text{esfuerzo}} \cdot FS_{\text{geometría}} \cdot FS_{\text{análisis de falla}} \cdot FS_{\text{confiabilidad}} \quad \text{Ecuación 3.4}$$

$FS_{\text{material}} = 1,1$	Si las propiedades del material se conocen de un manual o de los valores del fabricante.
$FS_{\text{esfuerzo}} = 1,1$	Si la carga está bien definida como estática o fluctuante.
$FS_{\text{geometría}} = 1$	Si las tolerancias de fabricación son promedio.
$FS_{\text{análisis de falla}} = 1,1$	Si el análisis de falla a ser usado se deriva para el estado de estrés.
$FS_{\text{confiabilidad}} = 1,5$	Si la confiabilidad debe ser alta, digamos, mayor que 99%.

Según los detalles de los cinco valores que se muestran en la ecuación 3.4 son estimaciones de cómo estos factores afectan el diseño Por lo tanto el FS es igual a 2.

3.6.3 Selección del perfil estructural

Acerca de la fuerza que va a soportar cada elemento estructural en la silla, se da a conocer el porcentaje de cada parte del cuerpo humano, como se indica en la tabla 3.4.

Tabla 3.4: Peso de distintas partes del cuerpo para una persona de 100 kg de masa (MNA, s.f).

Partes del cuerpo humano	Porcentaje	Masa (kg)	Peso (N)
Cabeza	7	7	68,6
Tronco sin miembros	50	50	490
Brazo completo	5,5		
Ambos brazos	11	11	107,8
Muslo	10,1		
Pierna con el pie	5,9		
Extremidad inferior completa	16		
Ambas extremidades inferiores	32	32	313,6
		$\Sigma 100$	$\Sigma 980$

Mediante la figura 3.8, se identificó la viga central del asiento con mayor carga siendo de 765,38 N la cual como carga distribuida a lo largo de la viga se obtiene que $w_1 = 1,7 \frac{N}{mm}$, correspondiente al peso de la cabeza, tronco, brazos y muslos de una persona. Para lo cual se realizó el diagrama de fuerza cortante y momento flector, como se muestra la figura 3.9.

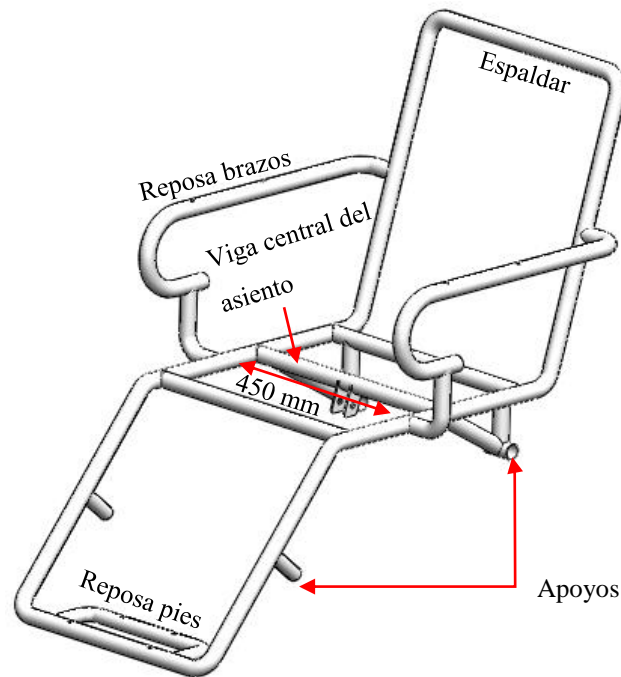


Figura 3.8: Partes que conforman la silla.

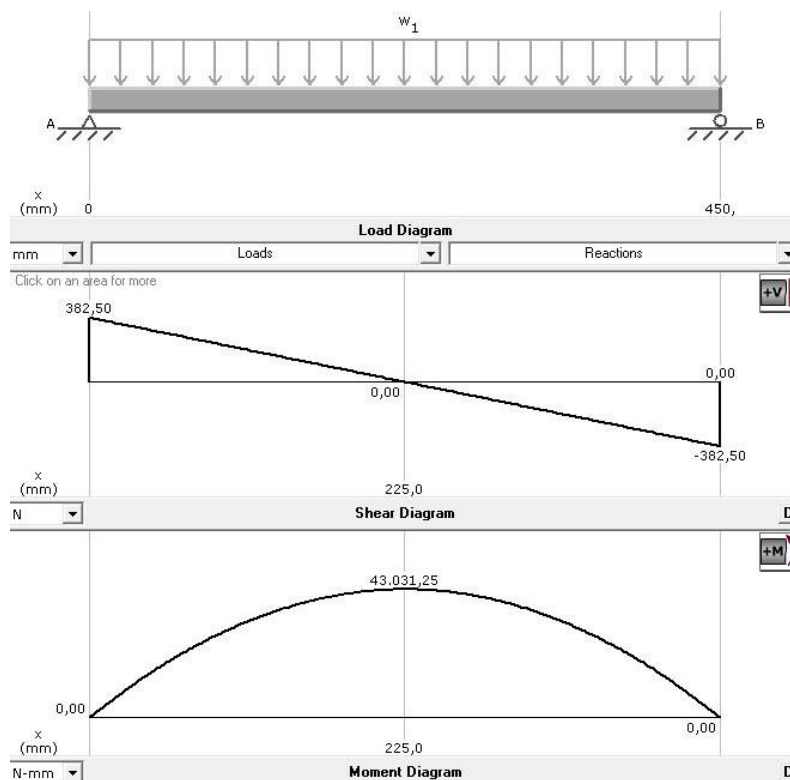


Figura 3.9: Diagrama de la viga central del asiento sometida a carga.

En cuanto a la ecuación 3.5 se puede calcular el esfuerzo admisible. Por lo cual seleccionando el factor de seguridad de 2 se obtiene un esfuerzo admisible de 90 MPa.

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{FS} \quad \text{Ecuación 3.5}$$

Donde:

FS: factor de seguridad del elemento

σ_{adm} : esfuerzo admisible

S_y = resistencia de fluencia del material acero ASTM A-500 (180 MPa)

Mientras que en la ecuación 3.6, muestra como calcular el módulo de sección requerido.

$$S = \frac{M}{\sigma_{adm}} \quad \text{Ecuación 3.6}$$

Donde:

S: módulo de sección

M: momento flector en un punto de la viga

σ_{adm} : esfuerzo admisible

Para el momento flector máximo (M), se toma el valor de la figura 3.9, y remplazando valores se obtiene que:

$$S = 478,12 \text{ mm}^3 \approx 0,47 \text{ cm}^3$$

En base al módulo de sección (S), se elige en el anexo A un tubo hueco, con la sección más próxima, siendo de 25,4 mm x 1,5 mm, determinándose que el módulo de sección requerido (S_{req}) es menor que el módulo de sección de la tabla (S_{tabla})

$$S_{req} < S_{tabla}$$

$$0,47 \text{ cm}^3 < 0,64 \text{ cm}^3$$

3.7 Centro de masa ubicado en el sistema

Se indica que el centro de masa de una persona sentada se determinó con el programa CMCal Versión 1.0 (López, 2017). Para establecer el centro de masa en el software Solidworks, se definieron los materiales de diseño para cada pieza. Con esta información se determina que el peso del chasis (w_2) ensamblada con sus elementos es 882 N y el peso de la silla con el usuario (w_1) es 1078 N, como se muestra en la figura 3.10.

Por lo tanto, se localizaron las coordenadas x_3 y y_3 del centro de masa total (C.G 3), considerando como referencia el punto 0, con la ecuación 3.7.

Donde:

$$W_3 = w_1 + w_2$$

$$x_3 = \frac{x_1 * w_1 + x_2 * w_2}{W_3} \quad y_3 = \frac{y_1 * w_1 + y_2 * w_2}{W_3} \quad \text{Ecuación 3.7}$$

Con referencia a lo anterior, se encontró que el centro de masa total con peso de $W_3 = 1960$ N se encuentra por debajo del asiento, con coordenadas $x_3 = 475$ mm, $y_3 = 318$ mm.

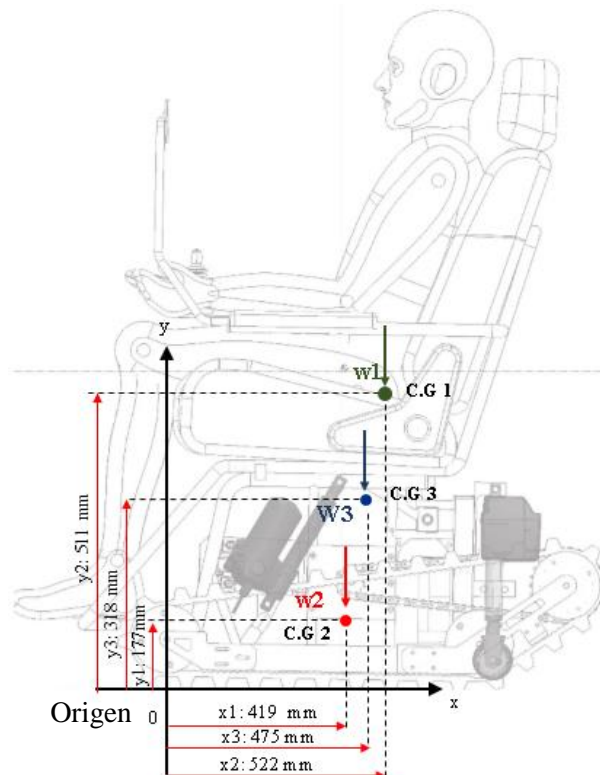


Figura 3.10: Localización del centro de gravedad del sistema (C.G 3).

3.8 Fuerza requerida y selección de los actuadores lineales.

Se ubicaron dos tipos de actuadores con diferente ubicación y desplazamiento; el primer actuador lineal mantendrá al asiento en posición horizontal mientras el segundo será el encargado de evitar una caída brusca hacia atrás y proporcionar un apoyo de estabilización cuando se encuentre en el último escalón. Por lo cual se traza la dirección de las fuerzas que intervienen en dichos elementos, como se muestra la figura 3.11.

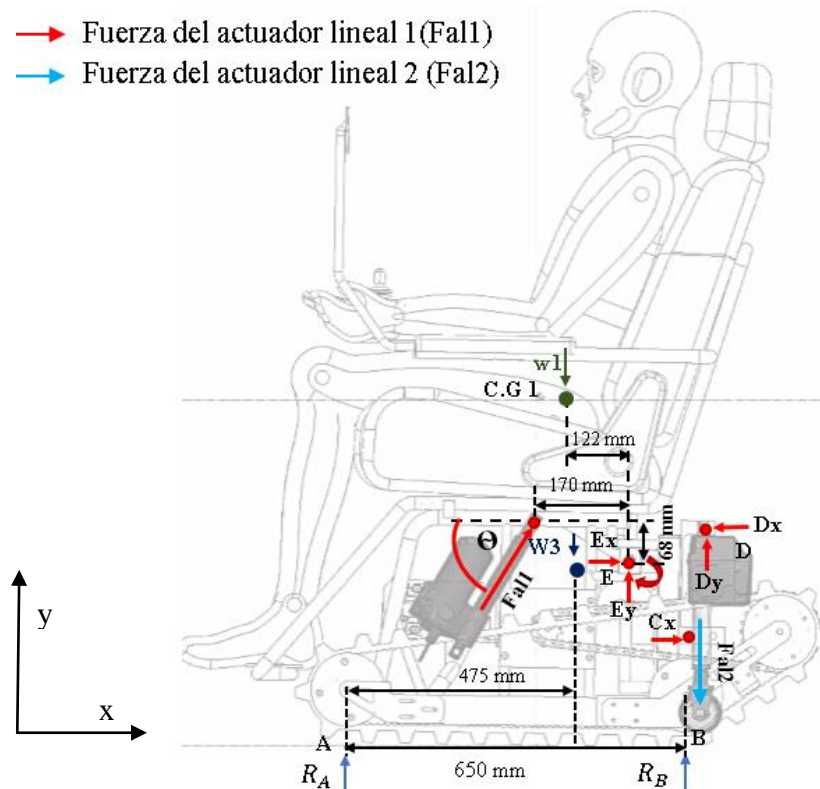


Figura 3.11: Ubicación y dirección de las acciones de los actuadores lineales 1 y 2: Punto E corresponde al eje de giro para la silla, Punto D se localiza la sujeción superior del actuador lineal 2, Punto Cx se ubica la sujeción inferior del actuador lineal 2; θ corresponde al ángulo entre el actuador lineal 1 y la viga horizontal del chasis, R_A , R_B son las reacciones que actúan en las ruedas A y B.

- Análisis de la fuerza en el actuador lineal 1(Fal1)

El cálculo de fuerza requerida por el actuador lineal, comienza con el giro angular del asiento que se encuentra apoyado sobre el punto E, para lo cual se realiza un diagrama de cuerpo libre. Se tiene por geometría que el ángulo de inclinación del actuador lineal (θ) es $58,17^\circ$. Mientras que la carga (w_1), corresponde al peso del usuario y silla siendo de 1078 N, como se visualiza la figura 3.12.

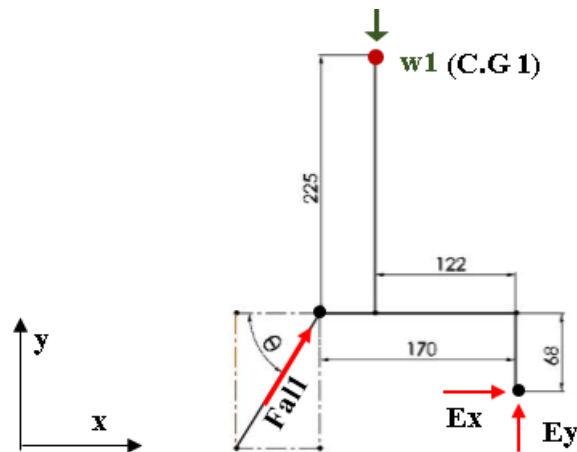


Figura 3.12: Diagrama de cuerpo libre para el cálculo de fuerza del actuador lineal 1, mm.

Por lo tanto, aplicando suma de momentos en el punto E se tiene:

$$+\circlearrowleft \sum M_E = 0$$

$$-Fa1(\cos \theta) \cdot 0,068 \text{ m} - Fa1(\sin \theta) \cdot 0,17 \text{ m} + w1 \cdot 0,122 \text{ m} = 0$$

$$Fa1 = 734,7 \text{ N}$$

De la misma manera, realizando un estudio de movimiento en Solidworks, en el que se colocó dos bloques; el primero de 100 kg en la silla que corresponde a la masa de la persona y el segundo de 50 kg en el chasis que pertenece a la masa de las baterías y motores, tomando en cuenta la gravedad y dirección del vástago, los resultados obtenidos de la fuerza máxima que necesita el actuador es en los primeros grados de giro, a partir de la cual va decreciendo a medida que aumenta el nivel de inclinación de la silla hasta alcanzar su condición angular de 33° , como se observa en la figura 3.13.

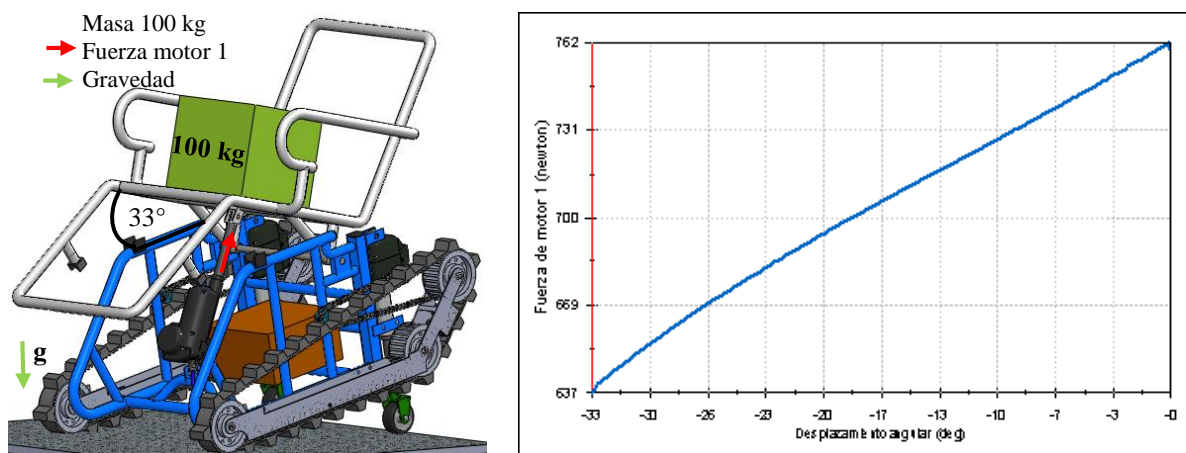


Figura 3.13: Diagrama de fuerza vs desplazamiento angular del actuador lineal 1.

La diferencia obtenida entre el cálculo de las ecuaciones de equilibrio y el análisis de movimiento con respecto al actuador 1, es cercana a los 30 Newton con carrera de 159 mm.

- Análisis de la fuerza en el actuador lineal 2 (Fal2)

Para calcular la fuerza que genera el actuador lineal 2, se calcula R_B , y se toma Fal2 igual a R_B , ya que es la fuerza que debe efectuar el actuador para mantener el sistema en equilibrio, como se plantea en el diagrama de cuerpo libre de la figura 3.14.

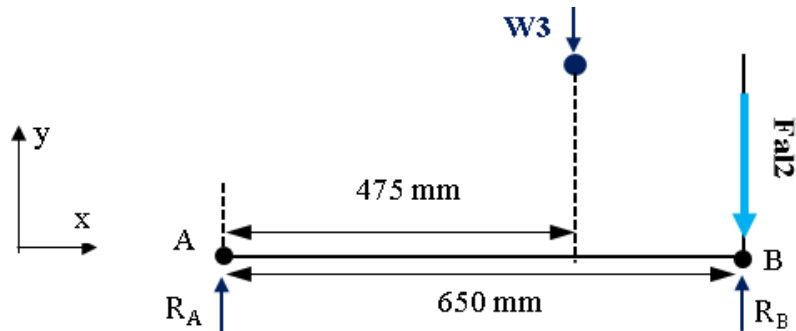


Figura 3.14: Diagrama de cuerpo libre para el cálculo de fuerza del actuador lineal 2.

Por lo tanto, aplicando suma de momentos en el punto A se tiene:

$$+\circlearrowleft \sum M_A = 0$$

$$R_B \cdot 0,65 \text{ m} - W3 \cdot 0,475 \text{ m} = 0$$

$$R_B = 1432,3 \text{ N}$$

$$Fal2 = R_{B\text{cada}/\text{rueda}} = 716,15 \text{ N}$$

Con respecto al estudio de movimiento realizado sobre el actuador 2 con masas de 100 kg y 50 kg, se obtuvo que la fuerza máxima se produce en los primeros giros del chasis con respecto al suelo, donde es dividida entre dos ya que se usara un par de actuadores, obteniendo así que cada actuador tiene que levantar un peso de 722 N, como se muestra en la figura 3.15.

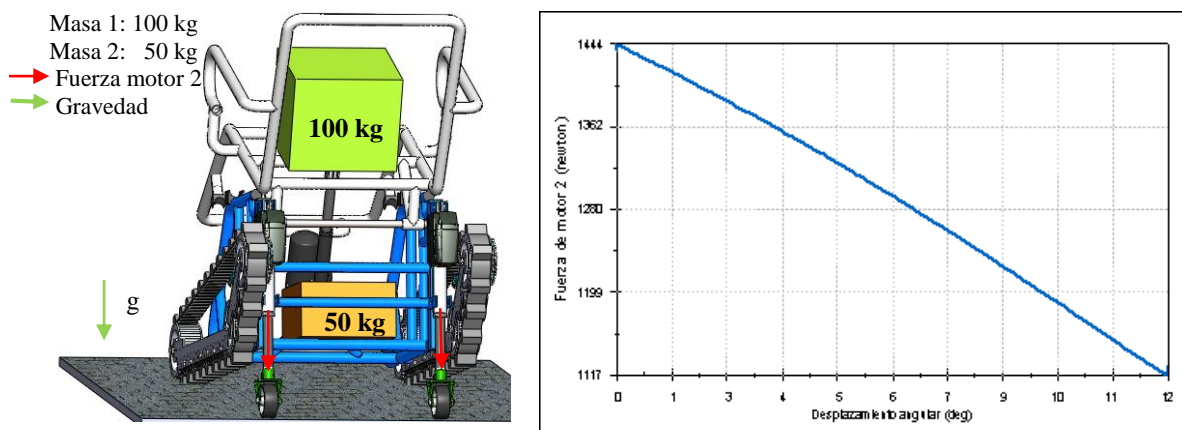


Figura 3.15: Diagrama de fuerza vs desplazamiento angular del actuador lineal 2.

La diferencia obtenida entre el cálculo de las ecuaciones de equilibrio y el análisis de movimiento con respecto al actuador 2, es de 6 Newton con carrera de 136 mm.

- Características de los actuadores lineales seleccionados

La tabla 3.5 muestra los resultados obtenidos. Con base en el anexo J, se seleccionó el dispositivo con características más próximas a las necesidades planteadas.

Tabla 3.5: Comparación y selección de los actuadores eléctricos lineales a utilizar.

Requerimientos	Fuerza (N) analítico	Fuerza (N) Software	Especificaciones de catálogo	Fuerza (N)	Carrera (mm)
Actuador lineal 1	734,72	762	La 30	1000 N	200
Actuador lineal 2	716,15	722	La 25	900 N	200

3.9 Diseño y cálculo de las uniones con pernos

En la figura 3.16 se muestra la conexión entre el chasis y el bastidor oruga en el que se realiza mediante la fijación por pernos hexagonales, los cuales se encuentran distribuidas 4 en cada placa de sujeción. Se indica que estos pernos se encuentran sometido a cortante directo y su área transversal resiste toda la fuerza aplicada. Sus características son M8 x 1 con clase 4.6, el cual posee un paso fino para un mayor ajuste entre los elementos a fijar.

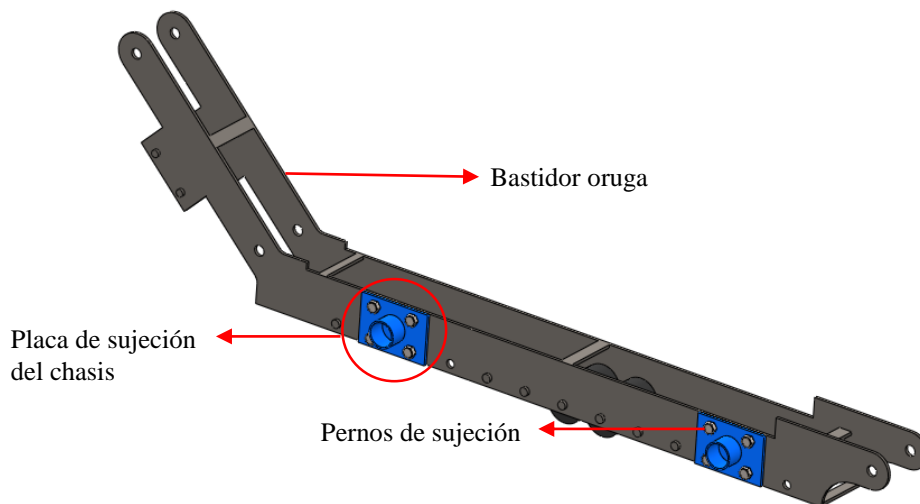


Figura 3.16: Ubicación de los pernos de sujeción.

Para lo cual, se determinó la separación de los agujeros para los pernos, como se muestra la figura 3.17.

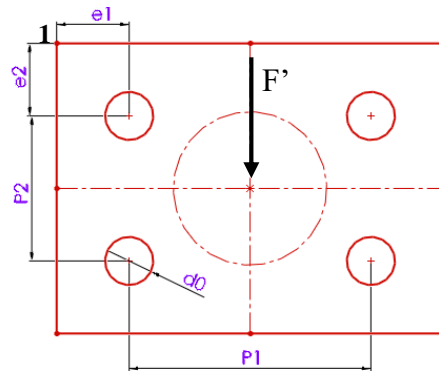


Figura 3.17: Esquema de los agujeros de la placa lateral.

Donde:

e1: distancia horizontal desde el vértice 1 al centro del agujero.

e2: distancia vertical desde el vértice 1 al centro del agujero.

P1: distancia horizontal entre centros de los pernos.

P2: distancia vertical entre centros de los pernos.

d0: diámetro nominal del perno.

Por lo cual según la norma EA-95 (s.f), se obtuvo que:

$$\begin{array}{llll} e1 \geq 2 \cdot d0 & e2 \geq 1,5 \cdot d0 & P1 \geq 5 \cdot d0 & P2 \geq 3 \cdot d0 \\ e1 \geq 16 \text{ mm} & e2 \geq 12 \text{ mm} & P1 \geq 40 \text{ mm} & P2 \geq 24 \text{ mm} \end{array}$$

Ahora bien, aplicando la carga total (W3) se determina cada fuerza que recae en las conexiones pernadas. En el que se efectuó suma de momentos con respecto al punto O, como se muestra la figura 3.18.

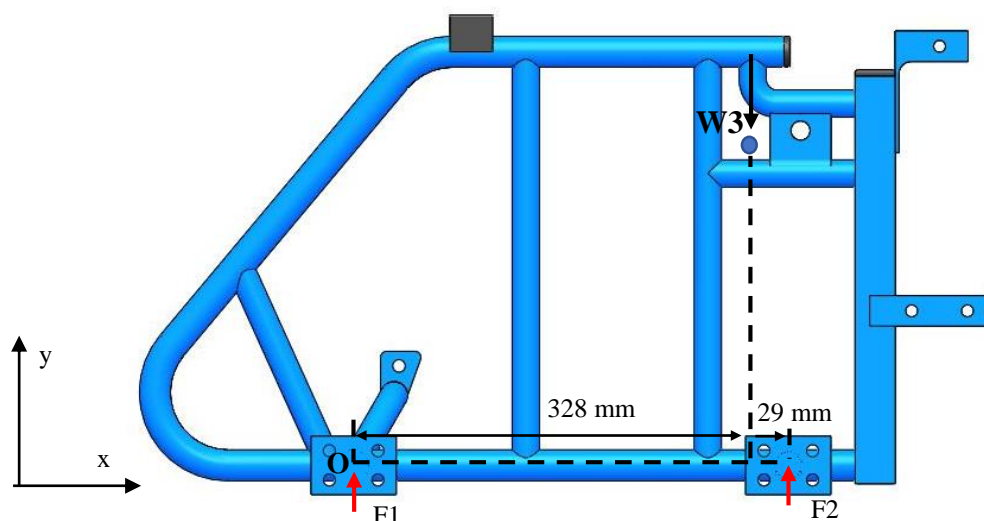


Figura 3.18: Fuerzas que recaen en las placas laterales del chasis.

Por lo tanto:

$$+\circlearrowleft \sum M_o = 0$$

$$F2 \cdot 0,357 \text{ m} - W3 \cdot 0,328 \text{ m} = 0$$

$$F2 = 1800,78 \text{ N}$$

Asimismo realizando suma de momentos en y, se obtuvo que:

$$+\uparrow \sum Fy = 0$$

$$-W3 + F1 + F2 = 0$$

$$F1 = 159,21 \text{ N}$$

Entonces se determinó que la fuerza de reacción más crítica se encuentra en su parte trasera, en el que por simetría se obtuvo que la fuerza en cada placa es 900,39 N.

Como se tiene un total de 4 pernos por placa, se divide la fuerza aplicada de 900,39 N entre el número de pernos afectados.

$$F' = \frac{\text{Fuerza aplicada}}{4}$$

De este modo F' es igual a 225 N, siendo esta la fuerza que debe soportar cada perno.

En la tabla 8.1 del anexo L, se define un área de esfuerzo a tensión (A_t) para un perno M8x1 es de 39,2 mm².

Luego para el esfuerzo cortante se aplicó la ecuación 3.8 y se obtuvo 5,46 MPa.

$$\tau = \frac{F'}{A_t} \quad \text{Ecuación 3.8}$$

Con respecto al material del perno seleccionado es de acero con bajo contenido de carbono, su resistencia a fluencia (S_y) es de 240 MPa. Para lo cual aplicando la ecuación 3.9 que se define como la relación de Von Misses para la estimación del límite de fluencia al corte (S_{ys}), se obtuvo 138,48 MPa.

$$S_{ys} = 0,577 \cdot S_y \quad \text{Ecuación 3.9}$$

Asimismo mediante la ecuación 3.10, se estableció la carga cortante de tensión (F_s) que puede aplicarse a las conexiones, aplicando un factor de seguridad (n) de 2. Por lo cual reemplazando los valores se obtuvo una carga de 2,71 kN.

$$F_s = \frac{A_s \cdot S_{ys}}{n} \quad \text{Ecuación 3.10}$$

Además se desea determinar la precarga inicial de los pernos, por lo que según Shigley (2012) establece el criterio para conexiones reutilizables con la ecuación 3.11.

$$F_i = 0,75 \cdot F_p \quad \text{Ecuación 3.11}$$

Para lo cual se determinó la carga de prueba (F_p) mediante la ecuación 3.12. Los datos de la resistencia de prueba mínima (S_p) y el área de esfuerzo a tensión del perno (A_t) se encuentran en la tabla 8-1 y 8-11 del anexo L, por lo que se obtuvo que F_p es 8,82 kN.

$$F_p = A_t \cdot S_p \quad \text{Ecuación 3.12}$$

Por lo tanto la fuerza de precarga (F_i) es 6,61 kN.

En definitiva, con el diametro (d) del perno de 8 mm, según Norton (2011) el torque requerido (T_i) para lograr dicha precarga (F_i) en pernos lubricados se calcula con la ecuación 3.13, en el que se obtuvo 11,1 N·m.

$$T_i \cong 0,21 \cdot F_i \cdot d \quad \text{Ecuación 3.13}$$

3.10 Análisis de las fuerzas requeridas para trasladarse por la superficie inclinada

Las etapas con más dificultades son dos: el encuentro con el primer escalón y el desplazamiento sobre los escalones, por lo cual se identificaron las fuerzas necesarias para superar estos dos casos.

- Análisis de fuerzas para superar el primer escalón

La figura 3.19 muestra el esquema de la oruga al hacer contacto con el primer escalón, por lo que se detalla las fuerzas que actúan en la rueda y el borde. La fuerza F es la mínima requerida para que el sistema pueda remontar el escalón, una normal $N3$ que se ejerce entre la rueda y el borde, y una fuerza de fricción $Fr3$ que se opone a la fuerza de empuje. En cambio, cuando la rueda $R2$ está a punto de elevarse del piso, la fuerza normal $N2$ que ejerce del suelo sobre la rueda tiende a cero. En consecuencia, en este momento solo actúan las fuerzas en la rueda $R1$.

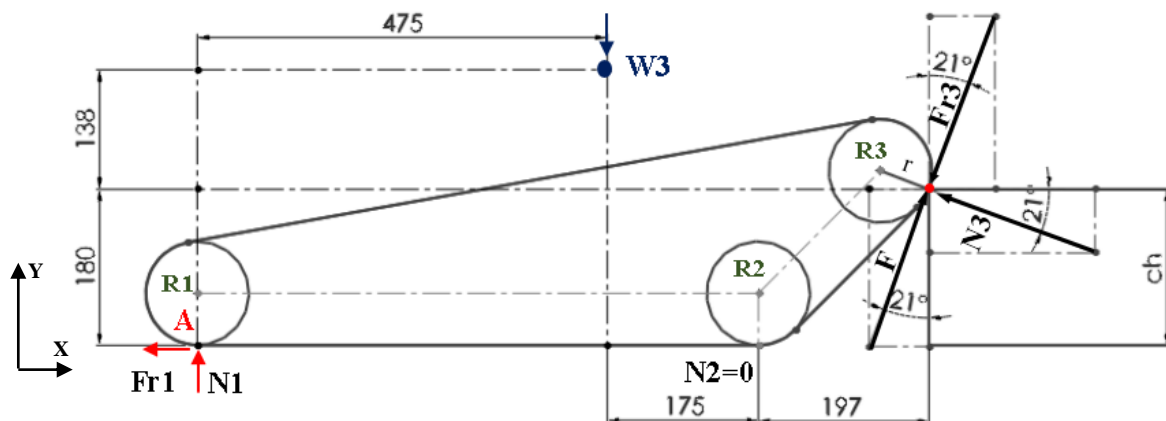


Figura 3.19: Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas para superar el primer escalón.

Donde:

$Fr1$, $Fr3$: Fuerzas de rozamiento

μ_e : Coeficiente de fricción estático entre caucho y asfalto, 0,75

$N1$, $N3$: Fuerzas normales

F : Fuerza de tracción

$W3$: Peso total = 1960 N

$m = 200$ kg

V : velocidad en pendiente = $0,1 \frac{m}{s}$, (UNE EN 81-40, 2009)

ch : contrahuella, 180 mm

Se indica que el desplazamiento sobre la pendiente se realizará a una velocidad de $0,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, ya que es utilizada en plataformas sube escaleras para evitar movimientos bruscos y proveer la confianza y seguridad al usuario durante su recorrido (UNE EN 81-40, 2009).

Mediante la ecuación 3.14 se determina la fuerza de roce entre dos superficies en contacto, mientras que con la ecuación 3.15 se obtiene la aceleración, asumiéndose que se parte del reposo hasta llegar a una velocidad final de $0,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ en un tiempo de 1 s, obteniéndose una aceleración de $0,1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$.

$$F_r = \mu_e \cdot N \quad \text{Ecuación 3.14}$$

$$a = \frac{V_f - V_o}{t} \quad \text{Ecuación 3.15}$$

Para empezar se plantean las tres ecuaciones de equilibrio. Por lo que, aplicando suma de fuerzas en el eje x, y reemplazando la ecuación 3.14 en la resultante se obtiene una primera ecuación:

$$\rightarrow \sum F_x = m \cdot a(\cos 21^\circ)$$

$$-F_{r1} - F_{r3x} - N_{3x} + F_x = 17,73 \text{ N}$$

$$-0,75 N_1 - 1,63 N_3 + 0,93 F = 18,67 \text{ N}$$

Ahora bien, realizando suma de fuerzas en el eje y, se obtiene una segunda ecuación:

$$+\uparrow \sum F_y = m \cdot a(\sin 21^\circ)$$

$$N_1 + F_y - F_{r3y} + N_{3y} - W = 6,8 \text{ N}$$

$$N_1 + 0,1 N_3 + 0,36 F = 1966,8 \text{ N}$$

Finalmente, aplicando suma de momentos en el punto A, se tiene una última ecuación:

$$\curvearrowright + \sum M_A = 0$$

$$F_y(0,847 \text{ m}) - F_x(0,18 \text{ m}) + N_{3y}(0,847 \text{ m}) + N_{3x}(0,18 \text{ m}) - F_{r3y}(0,847 \text{ m}) + F_{r3x}(0,18 \text{ m}) - W(0,475 \text{ m}) = 0$$

$$0,14F + 0,36 N_3 = 931 \text{ N}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones, se obtuvo que:

$$N_1 = 726,8 \text{ N}$$

$$N_3 = 1397,7 \text{ N}$$

$$F = 3056 \text{ N}$$

- Análisis de fuerzas cuando la silla se encuentra sobre la pendiente

Con respecto a la figura 3.20, se muestran las fuerzas que actúan en el prototipo cuando se encuentra ubicado sobre la pendiente, donde se tienen tres incógnitas: N_1 , N_2 y F . Mientras que la fuerza de rozamiento (Fr) se encuentra restringida en cada rueda.

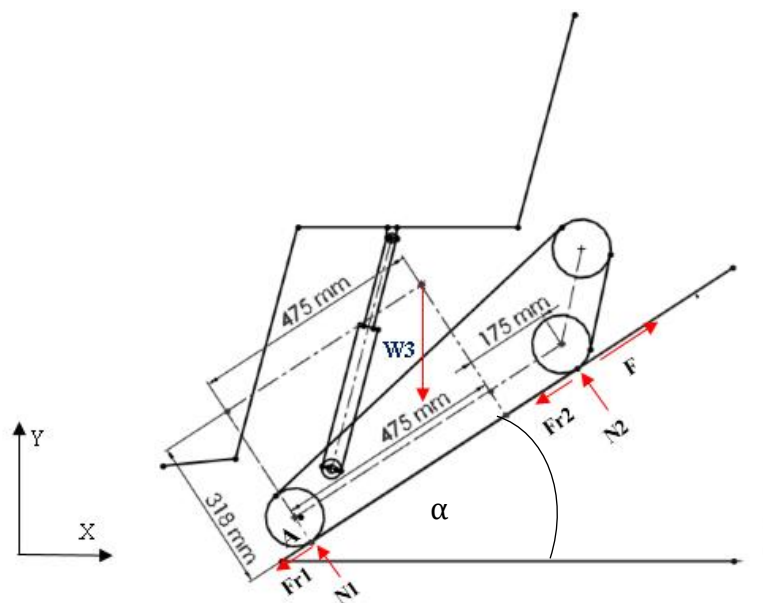


Figura 3.20: Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan sobre la silla al estar localizada sobre la pendiente.

Donde:

Fr_1 , Fr_2 : Fuerzas de rozamiento

μ_e : Coeficiente de fricción estático entre caucho y asfalto, 0,75

N_1 , N_2 : Fuerzas normales

F : Fuerza de tracción

W_3 : Peso total = 1960 N

$\alpha = 33^\circ$, ángulo de pendiente

$m = 200 \text{ kg}$

Por lo tanto, aplicando suma de momentos en el punto A se tiene:

$$\sum M_A = 0$$

$$N_2(0,65 \text{ m}) - W_3 \cdot \cos(\alpha) \cdot 0,475 \text{ m} + W_3 \cdot \sin(\alpha) \cdot 0,318 \text{ m} = 0$$

$$N_2 = 679 \text{ N}$$

Ahora bien, reemplazando N_2 en la ecuación de suma de fuerzas en y, se consigue que:

$$\sum F_y = 0$$

$$N_1 + N_2 - W_3 \cdot \cos(\alpha) = 0$$

$$N_1 = 964,8 \text{ N}$$

Después de haber encontrado N_1 y N_2 , se utiliza la ecuación 3.14 para luego reemplazarla en la ecuación de suma de fuerzas en x, se obtuvo que:

$$\sum F_x = m \cdot a$$

$$-F_{r1} - F_{r2} - W_3 \cdot \sin(\alpha) + F = 20 \text{ N}$$

$$F = 2320,35 \text{ N}$$

Siendo mayor en el primer caso la fuerza resultante como es de 3056 N, esta será utilizada para calcular la potencia mínima que necesita el motor para poner en marcha el sistema.

3.11 Sistema de transmisión

Para el bastidor oruga se selecciona que sea de acero ASTM A-36 en forma de placa con espesor de 3 mm, debido a que en el mercado nacional no se encuentra otro material con esta geometría, sin embargo este acero aporta una excelente soldabilidad entre uniones y es económico. También constan con rodillos de caucho que giran mediante unos pasadores para aliviar el desplazamiento. Posee ruedas dentadas que engranan con los dientes internos de la oruga para un movimiento sincrónico. Además conserva un sistema de transmisión por cadena de rodillos para proporcionar el movimiento y transmitir la potencia a las ruedas dentadas durante la marcha, como se muestra la figura 3.21.

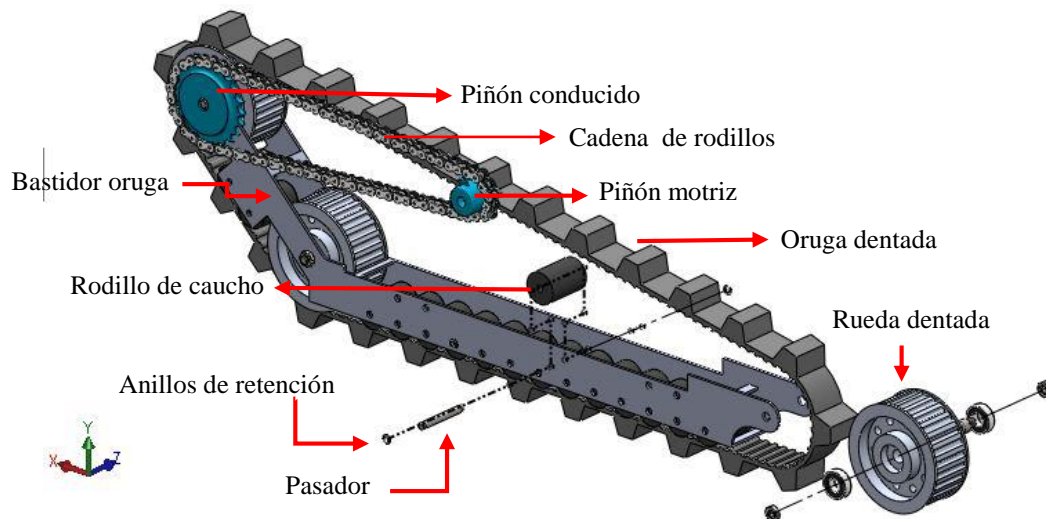


Figura 3.21. Partes que conforman el sistema de transmisión por oruga.

La distancia entre centros para los rodillos (L_1) es de 40 mm, la cual se estableció en ocupar el segmento lateral del bastidor, el diámetro (D) que posee cada elemento es de 36 mm y el espacio entre rodillos es de 4 mm, esto con el fin de evitar que el peldaño de la escalera tenga contacto con la línea del bastidor (L_b), como se muestra la figura 3.22.

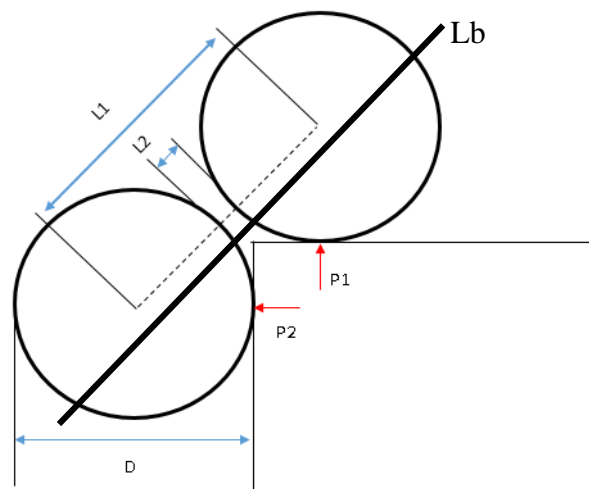


Figura 3.22. Esquema de contacto entre escalón y rodillos.

3.11.1 Requisitos para la rueda dentada

En cuanto a las ruedas dentadas lleva como máximo un diámetro exterior de 120 mm, para que no afecte en la altura de 150 mm del apoyapié y además permanezca por debajo de la altura de la contrahuella del escalón que es de 180 mm. Con respecto a su diseño se seleccionan que sean de dientes rectos debido a la precisión que ofrecen y además debe poseer en mismo paso que el de la correa para que engranen correctamente, mientras que a cada lado de la rueda debe llevar pestañas esto con el fin de que la correa se desplace a sus extremos.

En cuanto al material para este elemento, se selecciona la aleación de aluminio 7075-T6, por ser apropiado para piezas sometidas a grandes tensiones estáticas y de fatiga. Además por ser más blando y ligero que el acero permite tiempos de maquinado más rápido (Instituto Asteco, 2012). Por lo que a este material, en el país se lo encuentra de diferentes perfiles, como por ejemplo en barras redondas que es la forma requerida para la fabricación de este elemento.

La tabla 3.6 muestra las características mecánicas del material seleccionado.

Tabla 3.6: Características de diferentes aleaciones de aluminio (Martínez Reina , 2014).

Aleación Aluminio	Límite de rotura (MPa)	Densidad (g/cm ³)	Límite de fluencia (MPa)	Elongación a la rotura (%)	Módulo de elasticidad (GPa)
7075-T6	572	2,81	503	11	71,7

En base a la figura 3.23, se establecen los parámetros geométricos que debe cumplir la rueda. Por lo que, el paso viene a ser la distancia consecutiva entre dientes.

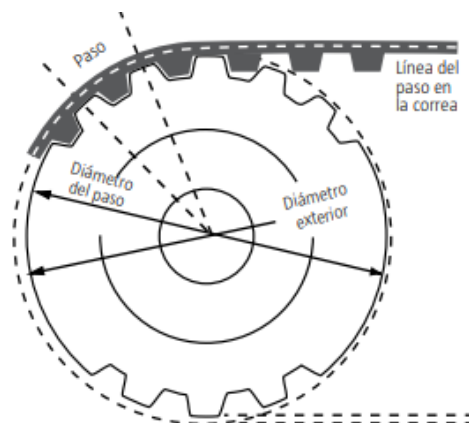


Figura 3.23: Detalle de la transmisión entre rueda y correa dentada (Intermec, s.f).

- Cálculo de la rueda dentada

Para lo cual primeramente se calculó el módulo, con la ecuación 3.16, por lo que se obtuvo que es igual a 4.

$$M = \frac{P}{\pi} \quad \text{Ecuación 3.16}$$

Donde:

M: módulo

P: paso de correa = 12,7 mm

En cuanto al diámetro interno y de paso se aplicaron las ecuación 3.17 y 3.18, de este modo se obtuvo que D_i es 102,72 mm y D_p corresponde a 112 mm.

$$D_i = D_e - (4,32 \cdot M) \quad \text{Ecuación 3.17}$$

$$D_p = D_i + (2,32 \cdot M) \quad \text{Ecuación 3.18}$$

Donde:

D_i : diámetro interno

D_e : diámetro exterior = 120 mm

D_p : diámetro de paso

Además se consiguió el número de dientes para la rueda dentada con la ecuación 3.19. Por lo que mediante esto resultó que encajan 28 dientes en la rueda dentada.

$$Z = \frac{D_e}{M} - 2 \quad \text{Ecuación 3.19}$$

Donde:

Z: número de dientes

- Rodamientos

Se establece que se debe colocar a cada lado de la rueda un rodamiento, cuya función es disminuir la fricción entre la rueda dentada y el eje, garantizando un apoyo bajo cargas.

Se utiliza la capacidad de carga estática para el rodamiento por girar a velocidades bajas y movimientos lentos de oscilación. En consecuencia, se selecciona un rodamiento con el mismo diámetro interior que el eje de la rueda, el cual debe soportar una carga radial mínima de 200 kg. Según el anexo H, se selecciona un rodamiento con las siguientes características:

- Rodamiento de bolas con una sola hilera, en vista que son los más comercializados a nivel nacional y por la fácil adquisición.
- Capacidad de carga estática = 289 kgf
- Diámetro exterior: $d = 32$ mm, diámetro interior = 15mm y ancho = 8 mm

3.11.2 Requisitos para las orugas

Se requiere que la oruga posea un dentado a doble cara, donde el dentado de cara interna tiene que tener el mismo paso de diente que la rueda dentada, para que encajen correctamente. Mientras que los dientes externos se encargarán del enganche en los escalones. Las distancias entre centros de las ruedas que se van a encontrar en la superficie se plantea para que cubran la hipotenusa de dos escalones. Finalmente se indica que el material es de goma para ofrecer ventajas como buena adherencia y no dejar marcas en suelo.

- Longitud y dimensiones de la oruga

Para analizar su longitud, se muestra la figura 3.24, en el que la distancia entre centro de C representa a la longitud de dos hipotenusas de dos escalones, a esto se traza radios a cada punto de contacto, el ángulo de 135° viene a ser mayor que el ángulo de la pendiente del escalón para que no interfiera con este, el radio (r) es el radio de la rueda, la distancia de A esta dedicada para que el punto E tenga contacto con el peldaño del primer escalón. Mientras que la distancia entre centros de B, se obtiene mediante la ecuación 3.20, donde es igual a 804 mm.

$$B^2 = A^2 + C^2 - 2AC \cdot \cos 135^\circ \quad \text{Ecuación 3.20}$$

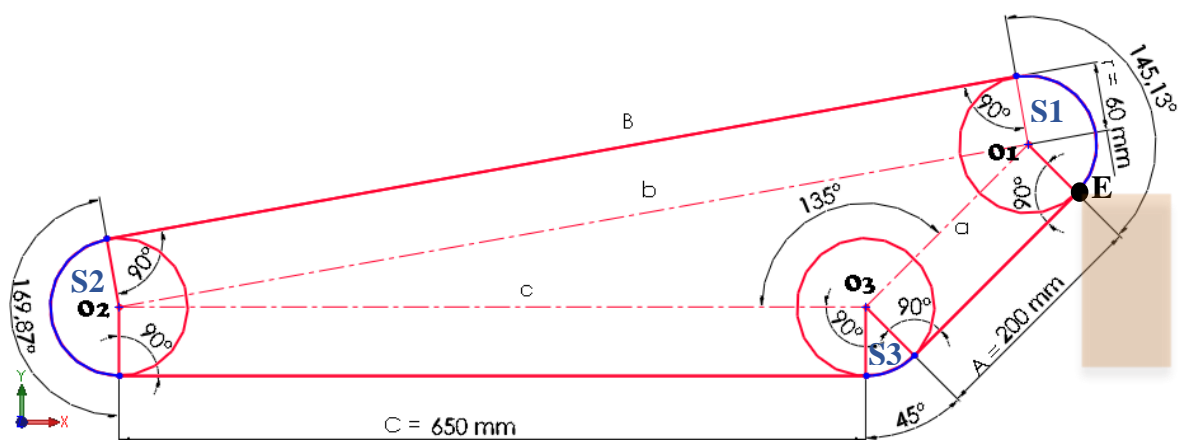


Figura 3.24: Esquema de las dimensiones para la oruga.

Asimismo, la longitud de arco de cada rueda se determinó con la ecuación 3.21.

$$S = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \frac{\theta}{360^\circ} \quad \text{Ecuación 3.21}$$

Donde:

θ : ángulo de contacto entre rueda y oruga

r: radio de la rueda dentada

Por lo que sumando todas las longitudes de arco se consiguió la longitud total de una sola rueda.

$$S1 + S2 + S3 = 2\pi r$$

Remplazando los valores en la ecuación 3.22, se obtuvo una longitud total de 2031 mm.

$$l = 2\pi r + A + B + C$$

Ecuación 3.22

De este modo, se demuestra que la longitud encontrada analíticamente coincide con el software solidworks como se visualiza la figura 3.25.

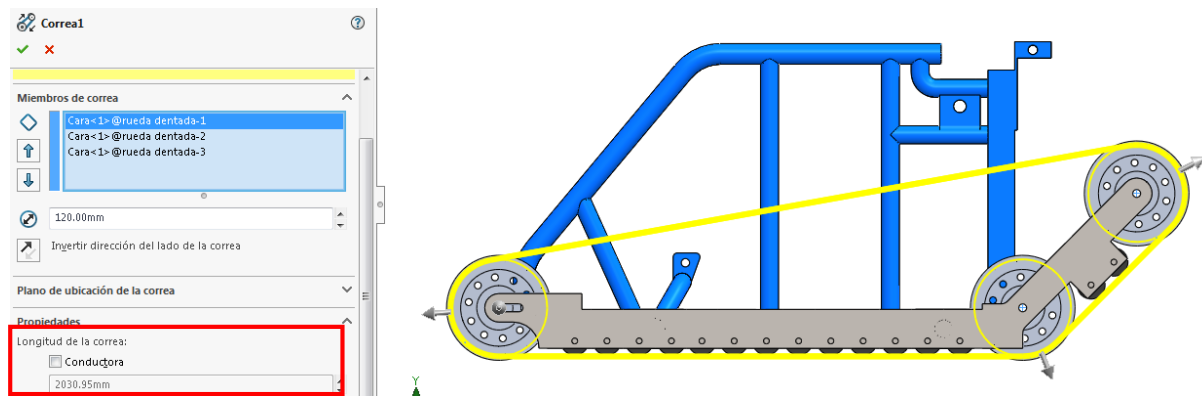


Figura 3.25: Longitud de la oruga utilizando Solidworks.

Según Shigley (2012), la banda dentada con designación tipo H la asigna para servicio pesado. De igual forma con base al anexo D, se selecciona la banda tipo H con el desarrollo más próximo al requerido en el que resultado que la longitud coincide con el calculado, como se muestra en la tabla 3.7.

Tabla 3.7: Dimensiones para la correa dentada (Jocar, s.f)

Designación	Referencia	Desarrollo (mm)	Paso	Ancho (mm)
H	800 H	2032	12,7 mm	50,8

Seguidamente se muestran en la figura 3.26, una porción de banda con sus dientes externos e internos, con sus respectivas dimensiones que han sido recogidas de los anexos D y E.

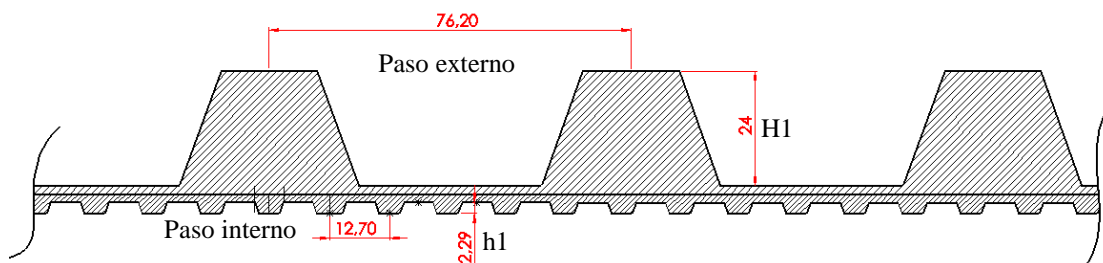


Figura 3.26: Dimensiones para los dientes de oruga, en mm.

Asimismo, para encontrar el número de dientes que encajan en el exterior de la banda, se divide la longitud total entre el paso externo, obteniéndose un total de 27 dientes.

- Observaciones para la selección de la oruga

Actualmente en el mercado nacional existen bandas de para diferentes aplicaciones, pero para las necesidades pretendidas y con la geometría requerida no hay disponibilidad.

En la figura 3.27 se muestran tres modelos de oruga. La figura 3.27 a) corresponde a una oruga importada que se emplea en máquinas excavadoras, cosechadoras y robots de rescate (Huamaoji, 2009). La figura 3.27 b) corresponde a una oruga fabricada por Tipanluisa & Villacís (2015), la construcción se realizó con base en una correa con dientes internos, y mediante un proceso de vulcanizado en caliente, le adherieron los dientes externos. La figura 3.27 c) ilustra el modelo 3D que se incorporará en este trabajo, basado en una oruga tipo H, con las dimensiones especificada en la tabla 3.8.

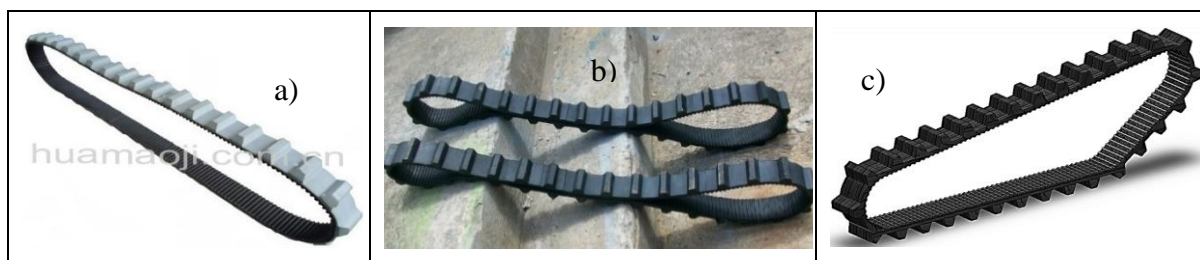


Figura 3.27: Modelos de oruga, a) importado, b) elaboración nacional, c) diseño en 3D

Tabla 3.8: Especificaciones para el diseño en 3D de la oruga.

Ancho (mm)	Paso de diente interno (mm)	Paso de diente externo (mm)	Longitud (mm)	Nro. de dientes internos	Nro. de dientes externos	Masa de la oruga (kg)
50,8	12,7	76,2	2032	200	27	2,5

Además según Gonzalo González & García Domínguez (2010), la tensión máxima admisible (T_a) para correas dentadas de perfil tipo H es de 1892 N.

3.11.3 Requisitos para el sistema de transmisión por cadena

Con respecto a este sistema de transmisión, se implementará un conjunto de cadenas-rodillos, ruedas dentadas. Además se indica que el piñón motriz será de menor diámetro que el piñón conducido, para proveer buen torque y a la vez servirá como reductor de velocidad. Según Mott (2006) la velocidad de una cadena se considera baja cuando es menor a 2 m/s, y se considera alta cuando supera los 20 m/s. Debido a la disponibilidad en el mercado se selecciona cadenas de rodillos de una hilera. Recomienda López (s.f) que, cuando las velocidades son bajas, se debe elegir la cadena por su resistencia a la rotura, en el que debe ser mínimo siete veces mayor que la carga de trabajo, por lo cual con base en el Anexo B, se selecciona un paso de 12,7 mm con un límite mínimo de rotura de 18 kN. El número de pasos debe estar en el rango de $30 \leq C_p \leq 50$ pasos (Correa, 2010). Según Shigley (2012), recomienda que el piñón motriz para velocidades bajas posea 12 dientes. En cuanto al piñón conducido se establece que debe tener un diámetro menor que la rueda dentada, por lo cual se selecciona que tenga 24 dientes.

- Cálculo del sistema de transmisión por cadena

El número de pasos se calcula con la siguiente ecuación, donde

Para determinar el diámetro primitivo de piñón se tienen los siguientes parámetros:

Z_1 : número de dientes del piñón motriz (12 dientes)

Z_2 : número de dientes del piñón conducido (24 dientes)

P: paso de cadena (12,7 mm)

D_p : diámetro primitivo de piñón motriz

d_p : diámetro primitivo de piñón conducido

Para calcular el diámetro primitivo se aplica la ecuación 3.23. Por lo cual el diámetro primitivo del piñón motriz (D_p) es 48,5 mm. De igual forma aplicando la misma ecuación pero con el número de dientes del piñón conducido (Z_2), se tiene que el diámetro primitivo del piñón conducido (d_p) es 97 mm.

$$D_p = \frac{Z_1 \cdot P}{\pi} \quad \text{Ecuación 3.23}$$

Para determinar la relación de reducción (i) se emplea la siguiente expresión.

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{2}{1}$$

Seleccionando el mínimo número de pasos de 30 debido a no poseer mucho espacio, se determinó que la distancia entre centros (C) entre el piñón motriz y conducido es de 381 mm.

$$C = C_p \cdot P$$

También se verificó el número de eslabones que posee la cadena (N) con la ecuación 3.24, teniendo un total de 79 eslabones por lado.

$$N = \frac{2C}{P} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{P(Z_1 + Z_2)^2}{40C} \quad \text{Ecuación 3.24}$$

Para saber la longitud total de cadena se multiplica el número de eslabones por el paso, obteniéndose que se necesita 1003 mm.

Para determinar el ángulo de contacto entre la cadena y el piñón se aplicó la ecuación 3.25.

$$\theta_1, \theta_2 = 180^\circ \pm 2 \arcsin \left[\frac{d_p - D_p}{2C} \right] \quad \text{Ecuación 3.25}$$

Donde:

$\theta_1(-)$: ángulo de contacto en piñón motriz

$\theta_2(+)$: ángulo de contacto en piñón conducido

Por lo cual se obtuvo que $\theta_1 = 173,13^\circ$ y $\theta_2 = 186,87^\circ$, como se visualiza la figura 3.28.

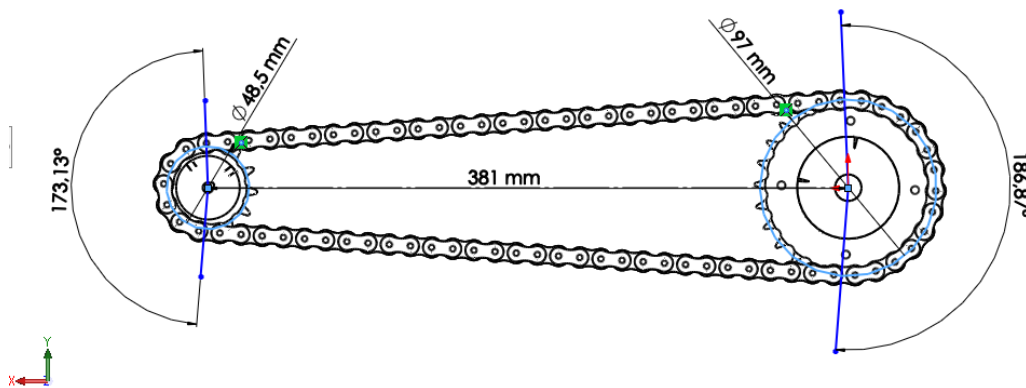


Figura 3.28: Sistema de transmisión por cadena calculada.

- Fuerza en la cadena

La figura 3.29 muestra el enlace del piñón motriz para transmitir potencia. La parte inferior de la cadena (F_C) está a tensión y transmite el torque a cada piñón. El tramo superior de la cadena (F_D) es el lado flojo, no ejerce fuerza sobre los piñones.

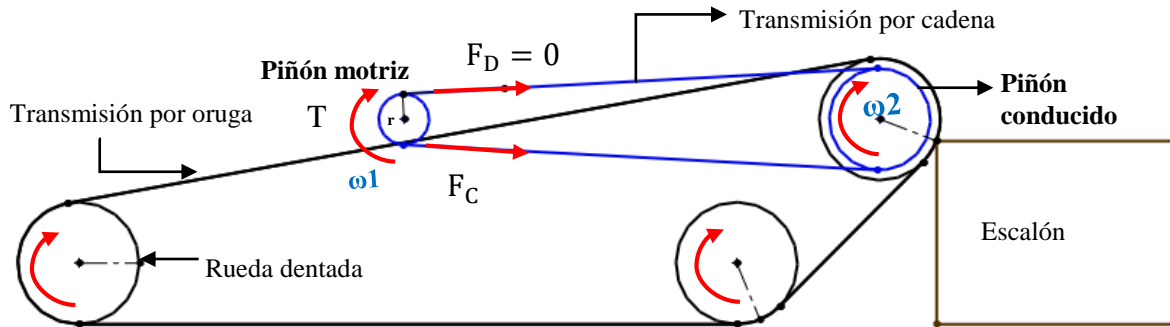


Figura 3.29: Esquema del sistema de transmisión por cadena

En vista de poseer dos motores, la fuerza requerida para subir el escalón se divide entre dos y se aplica la ecuación 3.26, para saber el torque requerido en el piñón motriz.

$$T = \frac{F}{2} \cdot r \quad \text{Ecuación 3.26}$$

Donde:

F: fuerza para subir el primer escalón; 3056 N

T: torque del piñón motriz

r: radio del piñón motriz; 0,024 m

Por lo que el torque requerido por el piñón motriz es de 36,67 N·m.

A continuación se comprobó la fuerza de cadena mediante la ecuación 3.27.

$$F_c = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right)} \quad \text{Ecuación 3.27}$$

Donde:

F_c : Fuerza en la cadena

T: torque del piñón motriz

D: diámetro de paso del piñón motriz

Por lo que se tiene una fuerza en el lado tenso para la cadena de 1528 N, por lo que multiplicada por siete veces se obtiene 10,7 kN, la cual viene a ser menor al límite de rotura de la cadena seleccionada.

$$F_{\text{cadena}} < L_{\text{rotura}}$$

$$10,7 \text{ kN} < 18 \text{ kN}$$

3.12 Potencia, torque y selección del motor

A continuación se procede a determinar los parámetros que debe cumplir el motor, para luego proceder a la selección del mismo.

Mediante la ecuación 3.28 se determinó que la potencia total es de 306 W. Pero en vista de poseer dos motores, la potencia mínima que se necesita para cada motor es 153 W.

$$P = F \cdot V \quad \text{Ecuación 3.28}$$

Donde:

P: potencia mínima

F: fuerza de tracción; 3056 N

V: velocidad en pendiente = $0,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$; (UNE EN 81-40, 2009)

Mientras que para la velocidad angular (ω) existente en el piñón motriz se expresa mediante la ecuación 3.29, donde el radio (r) es 0,024 m. Por lo que se obtuvo 4,16 rad/s, y a esto expresando en revoluciones por minuto se obtiene 39,73 rpm.

$$\omega = \frac{V}{r} \quad \text{Ecuación 3.29}$$

Asimismo se tiene que el torque (T) se calcula con la ecuación 3.30, en el que se adquirió un valor de 36,7 N·m.

$$T = 9,55 \cdot \frac{P}{\omega} \quad \text{Ecuación 3.30}$$

En definitiva, la tabla 3.9 muestra una comparación entre los requerimientos calculados y los datos técnicos del motor seleccionado que se encuentran en el anexo K.

Tabla 3.9. Valores requeridos y de catálogo del motor.

Descripción	Requerimientos	Especificaciones (DYD-D-320W)	Catálogo
Potencia	153 W	Potencia	300 W
Torque	36,7 N·m	Torque	60 N·m
		Voltaje	24 V
		Capacidad de carga	145 kg

3.13 Autonomía y cálculo de la batería

Se indica que, “todas las sillas de ruedas eléctricas cuentan con dos baterías de 12 V, donde se realiza una conexión en serie para dar una salida de 24 V que es la tensión que necesita cada motor, mientras que la capacidad permanece para cada batería. Para una correcta selección se tiene que identificar los amperios horas (Ah) que necesitas para poner en marcha la silla” (Torres, 2012), como se indica la figura 3.30.

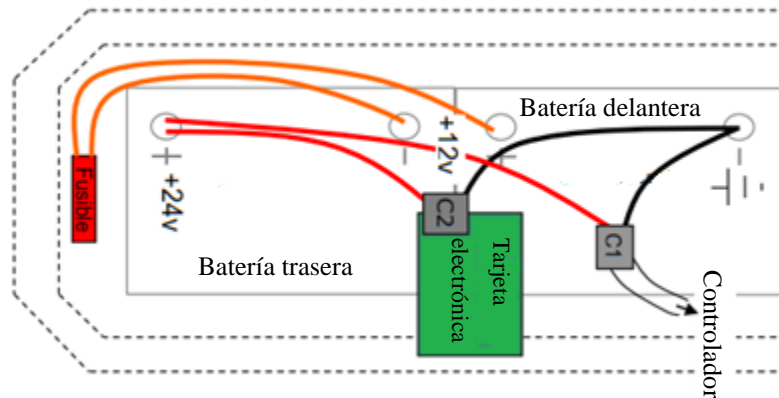


Figura 3.30: Conexión en serie de las dos baterías de 12 V (Topchair, 2015).

Las baterías mayormente utilizadas en silla de ruedas son las de tipo gel por tener un mayor desempeño y trabajan en cualquier posición sin riesgo de que ocurra algún derrame de líquido. Por lo tanto, para seleccionar las baterías adecuadas, se debe basar en la potencia que entrega cada motor, para la cual se calcula la corriente de consumo.

La ecuación 3.31 expresa la Ley de Ohm.

$$P = V \cdot I \quad \text{Ecuación 3.31}$$

Donde:

P = Potencia del motor: 300 W

V = Voltaje: 12 V (Tensión de la batería)

I = Intensidad de la corriente (A)

Por lo que se obtiene una corriente de 25 A

Según el anexo J se da a conocer la corriente que necesitan los actuadores 1 y 2, a plena carga.

Actuador lineal eléctrico: LA 30: 7 A

Actuador lineal eléctrico: LA 25: $1,9 \text{ A} \cdot 2 = 3,8 \text{ A}$

Por lo que el total de corriente máxima que se necesita por batería es 34 A.

Se debe tener en cuenta que cada batería estaría trabajando al 100% y lo óptimo sería que trabaje como máximo al 75%, por lo que se debería elegir baterías que generen 45 A.

Con respecto al tiempo de autonomía de batería (Villaverde, s.f), se tiene la ecuación 3.32, en el que se obtuvo que el tiempo de duración de las baterías es 1 hora y 5 minutos.

$$t = \frac{H}{\left(\frac{I \cdot H}{C}\right)^K} \quad \text{Ecuación 3.32}$$

Donde:

t = tiempo en horas de autonomía

H = tiempo en horas indicado por el fabricante (10 horas)

C = capacidad de la batería en Ah (45 Ah)

I = intensidad de corriente que se requiere de la batería. (34 A)

K = exponente de Peukert. (Para baterías de gel se emplea el valor de 1,1, mientras que para baterías de plomo ácido, se utiliza 1,3).

En la tabla 3.10 se muestra las especificaciones de la batería a utilizar

Tabla 3.10. Especificaciones de la batería (Genergy Battery Co., Ltd., 2018).

Modelo	Voltaje nominal	Corriente	Tipo	Forma	Masa	Dimensiones (mm)
NM12-45L	12 V	45 Ah	Gel	Cuadrado	14 kg	197·165·170

En consecuencia se decidió colocar las baterías en la parte posterior y debajo del asiento con el objetivo de proporcionar un balance o contrapeso, ya que vienen siendo una de las parte del sistema con mayor peso.

3.14 Determinación del peso total del prototipo

Para obtener el peso total, se consideran los diferentes elementos que conforma el prototipo, como se detalla la tabla 3.11. La masa de algunas piezas se obtuvo con el software Solidworks, y los demás elementos fueron conseguidos en los respectivos catálogos.

Tabla 3.11: Masa de las cargas vivas y muertas que conforman el prototipo.

Elementos		cantidad	masa unit. (kg)	masa total (kg)
Persona		1	100	100
— Estructura metálica	silla	1	6,5	6,5
	chasis principal	1	7,5	7,5
Batería 45 Ah		2	14	28
Actuador eléctrico lineal 1		1	3	3
Actuador eléctrico lineal 2		2	2	4
Garruchas		2	1	2
Motor DC 300 W		2	7	14
Oruga		2	2,5	5
Ruedas dentadas		6	0,98	5,8
Ejes de transmisión		6	0,64	3,8
Bastidor oruga		2	3	6
Eje de apoyo del asiento		1	0,35	0,35
Asiento, espaldar y almohadillas		1	3	3
Cadena de transmisión		2,5 m	0,96 kg/m	2,4
— Piñones	motriz	2	0,23	0,46
	conducido	2	1,62	3,2
Pernos, material electrónico, etc.		X	x	5
Total				200 kg

3.15 Análisis estático lineal del diseño

Para efectuar las simulaciones, se considerarán los casos de carga de la estructura.

3.15.1 Persona ubicada en la silla en posición normal

Primeramente se ubicó las fuerzas que recaen en cada elemento de la silla donde algunas cargas son repetidas debido a las diferentes posiciones que optaría la persona, para lo cual se muestra en la figura 3.31 el diagrama de cuerpo libre de la silla, en base a los valores de la tabla 3.4.

En cuanto a W1 corresponde al peso del tronco y cabeza, descomponiendo W1 en dirección perpendicular y con ángulo de 20° a la viga del espaldar se obtiene una fuerza de 191 N.

Asimismo el valor de W2 corresponde al peso del tronco, cabeza y muslos que es 756,56 N.

Para W3 se tiene el valor total de los dos brazos con 107,8 N. Finalmente para W4 corresponde al valor de las dos piernas con pie, siendo de 115,64 N.

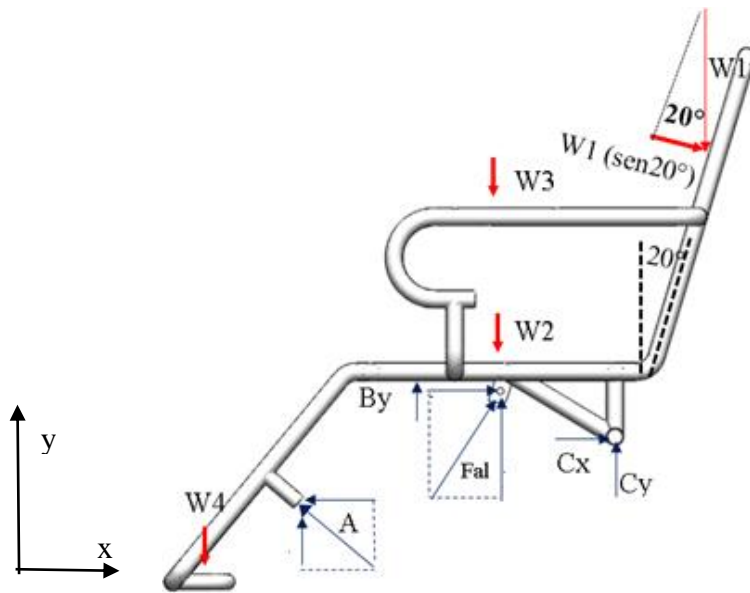


Figura 3.31: Esquema de las fuerzas que intervienen en la silla.

Para empezar con el análisis estático a las sujeciones de la silla se modelan incluyendo una parte del chasis, sobre el cual se apoya la estructura de la silla en los cuatro puntos con los topes de caucho, así como en los orificios para el eje de la rotación de la silla. Los tubos del chasis se empotran en sus extremos, mientras que el resto de los vínculos se modelan como contacto sin penetración. Donde las sujeciones se representan con flechas de color verde, las diferentes cargas de color morado y la gravedad de color rojo, como se muestra la figura 3.32.

$$W1 = 191 \text{ N}$$

$$W2 = 756,56 \text{ N}$$

$$W3 = 107,8 \text{ N}$$

$$W4 = 115,64 \text{ N}$$

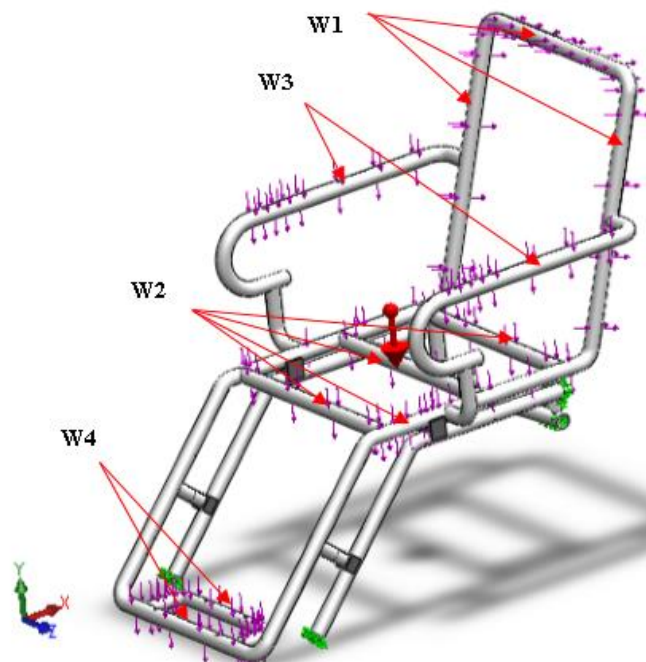


Figura 3.32: Cargas distribuidas en la silla en posición normal.

La figura 3.33, muestra el mallado asignado y una parte del control de malla aplicado a un orificio, ya que se recomienda aplicarlo en regiones donde se desee una mayor precisión en el modelo o donde se aprecie una discontinuidad geométrica como vértices, aristas y agujeros internos, con la finalidad de generar una malla más densa (Sánchez J. , 2014).

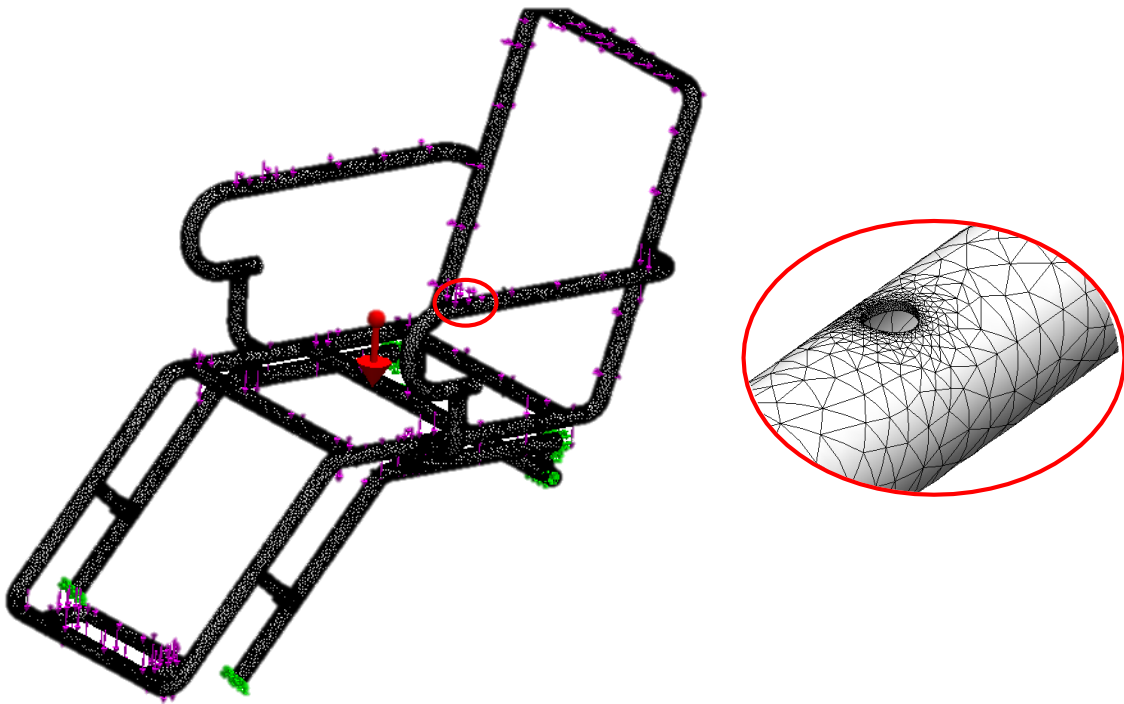


Figura 3.33: Mallado aplicado a la estructura.

3.15.2 Convergencia del mallado obtenida de la silla

Para lograr un estudio válido debe asegurarse que el error del mallado esté dentro de los límites aceptables. Una forma de corroborar esto, es logrando una convergencia en los resultados obtenidos para distintos mallados (Giner , 2012).

La tabla 3.12 muestra información de todos los estudios de refinamientos de malla realizados, para así comparar sus resultados de esfuerzo y número de elementos.

Tabla 3.12: Primera comprobación de convergencia del mallado.

Número de malla	Número de elementos	Tamaño máx. de elementos (mm)	Tamaño min. de elementos (mm)	Máximo esfuerzo Von Mises (MPa)	Error porcentual
1	307734	76,69	15,33	113	
2	309230	67,66	13,53	116	2,59%
3	309554	53	10,6	117	0,85%
4	310965	42,29	8,45	119	1,68%
5	311138	35,52	7,1	124	4,03%

Para finalizar el análisis de resultados, se muestra la figura 3.34, donde se presenta su respectiva convergencia del estudio realizado. La finalidad de dicho gráfico es visualizar la tendencia que presentan los resultados a estabilizarse conforme se refine la malla; para el presente caso la convergencia ocurre en el tercer refinamiento. Donde estos resultados serán aplicados a los diferentes casos de carga, con el fin de obtener un estudio válido y disminuir errores.

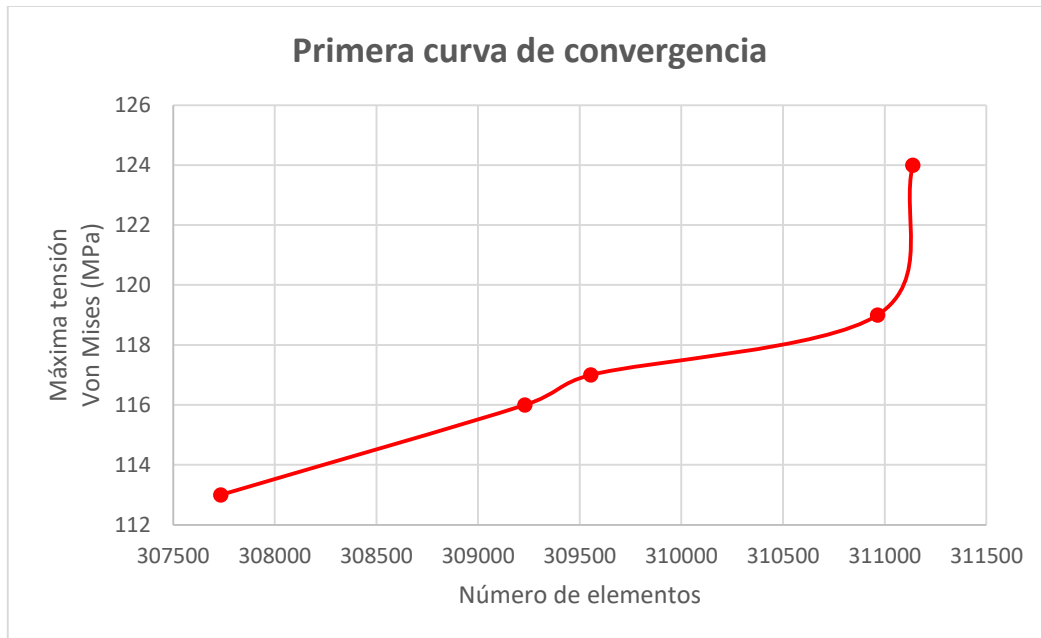


Figura 3.34: Resultados de la primera curva de convergencia.

3.16 Cálculo del eje para el apoyo de la silla

El principal objetivo del eje de apoyo es transferir el peso de la persona y de la silla al chasis. El eje se encuentra soportado en cada extremo mediante un cojinete para facilitar el giro angular de la silla y evitar el desgaste por fricción en las secciones de contacto, como se visualiza la figura 3.35.

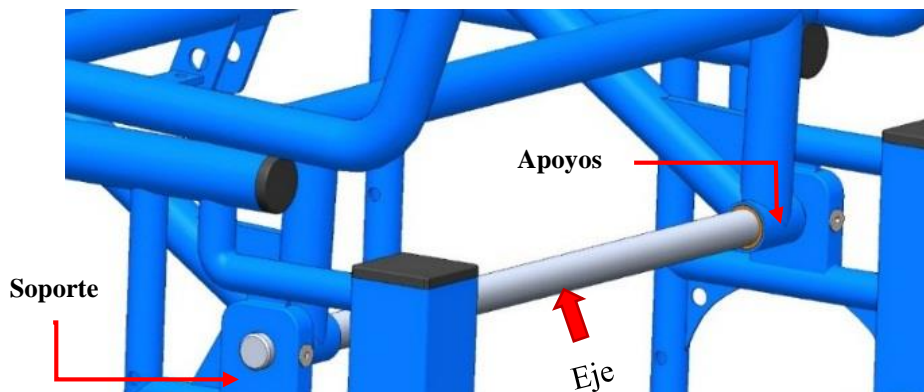


Figura 3.35: Distribución de fuerzas sobre el eje del asiento.

En efecto después de aplicar las cargas en la silla, utilizando la simulación en Solidworks cuando la persona está sentada se obtuvo la reacciones en los apoyos, como se muestra la figura 3.36, para lo cual empleando la ecuación 3.33 de la fuerza resultante y remplazando las componentes conocidas se obtuvo que $F = 650 \text{ N}$.

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad \text{Ecuación 3.33}$$

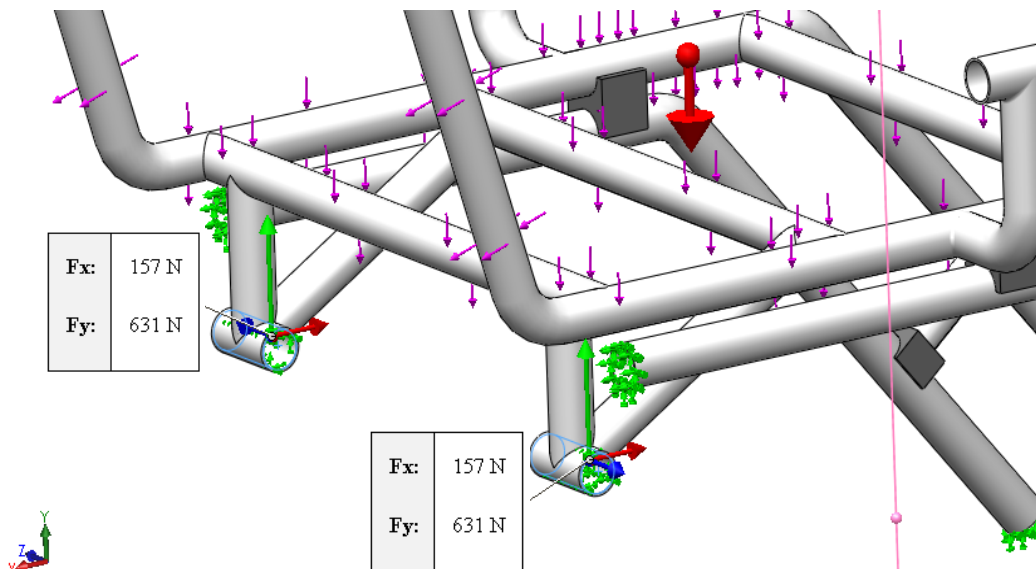


Figura 3.36: Reacciones localizadas en los apoyo de la silla.

De acuerdo al catalogo Dipac se asigna el acero AISI 1018 para el eje, debido a su fácil adquisición y su gran empleo en diferentes piezas exigidas al desgaste. Las propiedades son: resistencia mecánica (S_u): 520 MPa y resistencia fluencia (S_y): 235 MPa (DIPAC, 2016),

El siguiente punto es determinar el diámetro del eje, por lo que el módulo de sección se puede calcular con la ecuación 3.34.

$$S = \frac{\pi * d^3}{32} \quad \text{Ecuación 3.34}$$

Donde:

S: módulo de sección para un eje circular sólido

d: diámetro

Asimismo, se tiene la ecuación 3.35 para calcular el módulo de sección. Con base en el momento flector soportado.

$$S = \frac{M}{\sigma_{adm}} \quad \text{Ecuación 3.35}$$

Dónde:

S: módulo de sección

M: momento flector máximo

σ_{adm} : esfuerzo admisible

Con respecto al esfuerzo admisible, se calculó con base en la resistencia a fluencia del material Sy sobre un factor de seguridad de 2, obteniéndose 117,5 MPa.

La figura 3.37, muestra que el momento flector máximo es de 24 245 N·mm, por lo cual el módulo de sección S es 206,3 mm³.

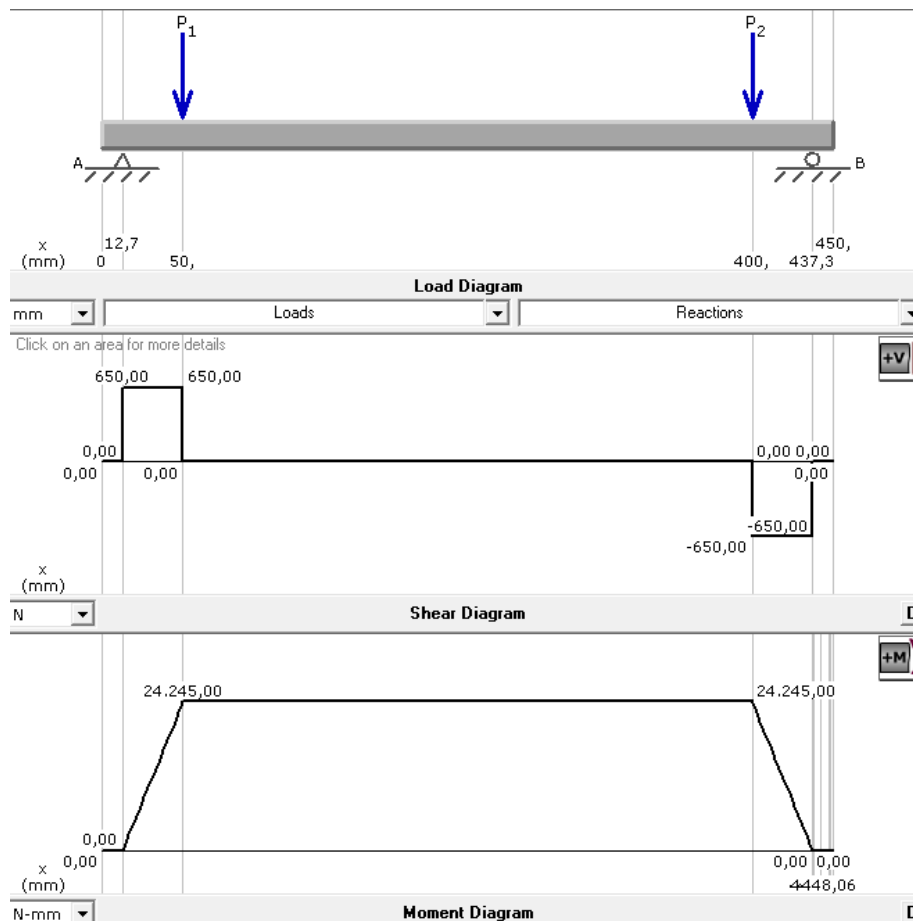


Figura 3.37: Diagrama del eje del asiento sometida a carga.

Reemplazando el valor de S calculado en la ecuación 3.35. Se obtuvo que se necesita un diámetro de 12,8 mm, por lo que se asignó el diámetro más próximo al calculado en la tabla del anexo A, como es de 15,875 mm.

3.17 Casos de carga aplicada a la estructura

3.17.1 Primer caso: Peso del cuerpo apoyado en el espaldar

Mediante la figura 3.38: a), se puede comprobar que el esfuerzo máximo es de 108 MPa, esta ocurre entre la viga del espaldar y del asiento. De igual manera en el literal b), el factor de seguridad mínimo que se obtuvo es de 2,9.

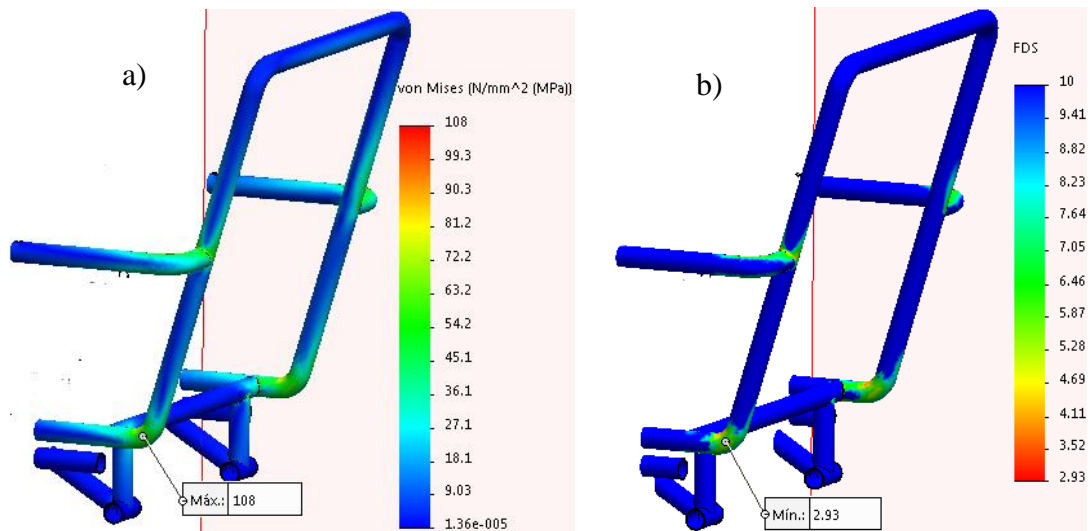


Figura 3.38: Resultados de simulación para el primer caso de carga, a) Esfuerzo máximo y b) factor de seguridad mínimo.

3.17.2 Segundo caso: Peso del cuerpo apoyado en los apoya brazos

Aquí como punto crítico, se tiene que si la persona se apoya con todo el peso de su cuerpo en estos elementos, donde se aplica la carga total de 980 N en los dos apoya brazos. En la figura 3.39: a), muestra que el esfuerzo máximo es de 102 MPa y se encuentra en la unión con la viga del asiento. Asimismo en el literal b) se consiguió un factor de seguridad mínimo de 3.

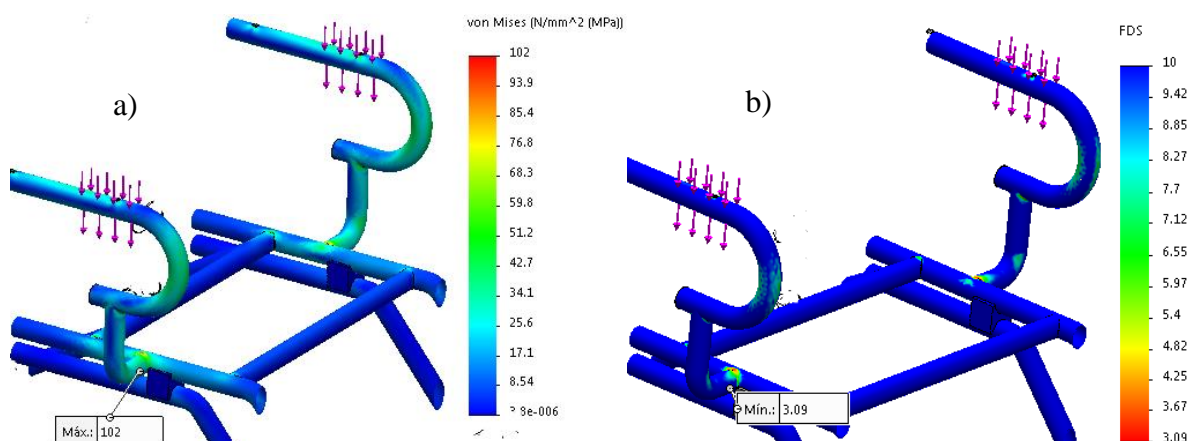


Figura 3.39: Resultados de simulación para el segundo caso de carga, a) Esfuerzo máximo y b) factor de seguridad mínimo.

3.17.3 Tercer caso: Peso del cuerpo apoyado en apoya pies

Este caso se tiene cuando la persona esta parada en los apoya pies, donde se aplica la carga total de 980 N. Se muestra en la figura 3.40: a), un esfuerzo máximo es de 134 MPa y se encuentra en la viga inferior lateral. En el literal b) se consiguió un factor de seguridad de 2,36.

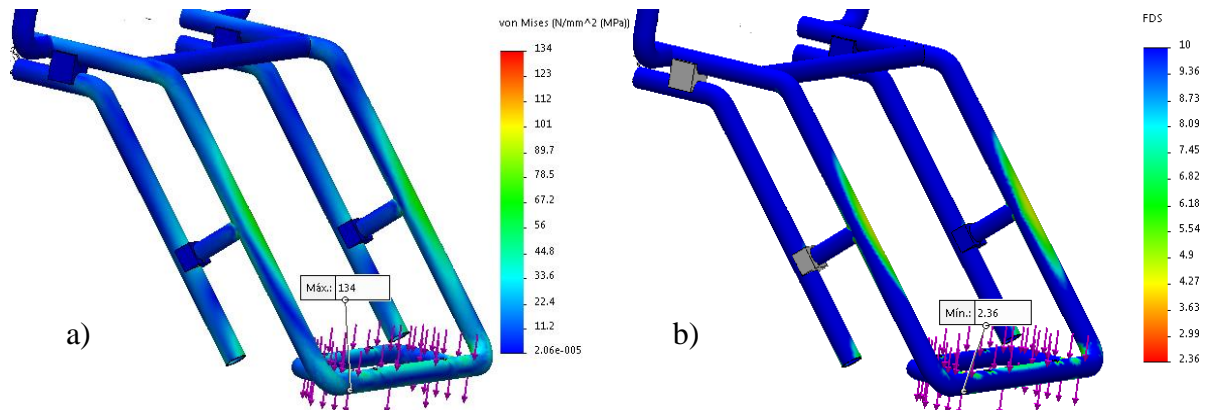


Figura 3.40: Resultados de simulación para el tercer caso de carga, a) Esfuerzo máximo y b) factor de seguridad mínimo.

3.17.4 Cuarto caso: Chasis principal sobre los escalones

En la figura 3.41 se muestra las diferentes partes que conforman el chasis.

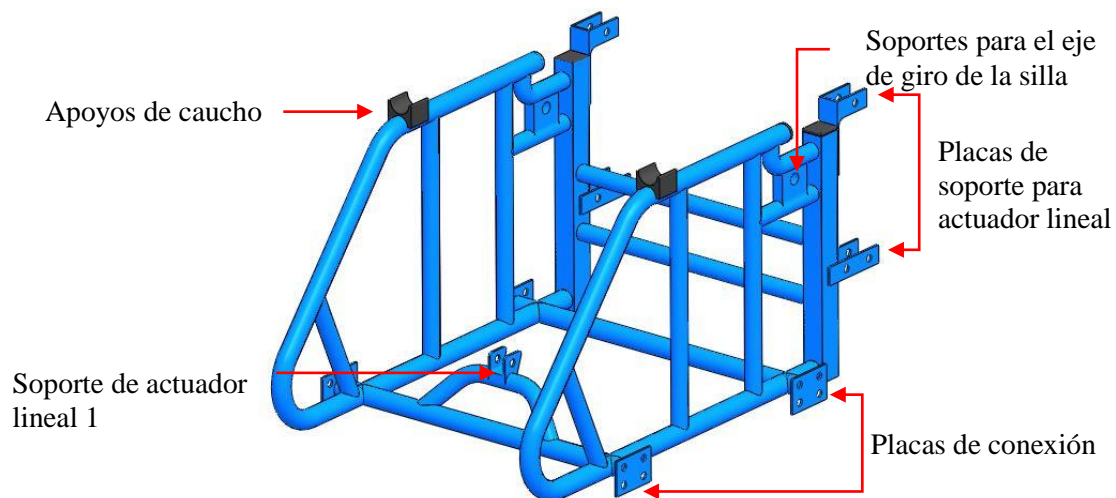


Figura 3.41: Partes que conforman el chasis.

Para esta parte del estudio se ensambla el chasis con el bastidor oruga mediante conectores virtuales tipo perno-tuerca, para la conexión entre las placas laterales., donde se simula como si estuviese sobre los escalones, fijando la estructura a 33° . En cuanto a $R1 = R2 = 650 \text{ N}$, son las reacciones en el eje de apoyo de la silla, mientras que F_{a1} es la fuerza que transmite el actuador lineal 1 para levantar a la silla. Igualmente las flechas de color verde son las restricciones correspondientes a los puntos de contacto de las orugas con los escalones y la flecha roja representa la gravedad, como se muestra la figura 3.42.

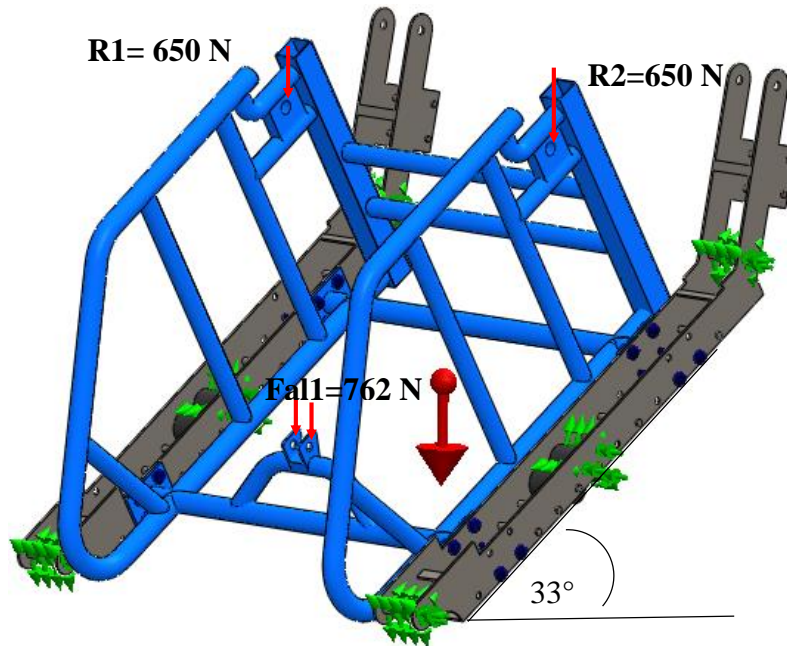


Figura 3.42: Chasis sobre los escalones para el proceso del análisis estático.

3.17.5 Convergencia del mallado para el cuarto caso

De igual forma, se realizó el estudio de convergencia donde corresponde cuando el sistema se sitúa sobre los escalones, para lo cual se obtuvieron los diferentes refinamientos, como se muestra la tabla 3.13.

Tabla 3.13: Segunda comprobación de convergencia del mallado.

Número de malla	Número de elementos	Tamaño máx. de elementos (mm)	Tamaño min. de elementos (mm)	Máxima tensión Von Mises (MPa)	Error porcentual
1	172679	90,4	19,88	143	
2	173365	77,36	15,47	142	0,70%
3	173847	62,39	12,47	147	3,40%
4	176025	48,66	9,73	174	15,52%
5	183502	39,39	7,86	148	17,57%
6	190436	29,94	5,98	151	1,99%

Asimismo se obtuvo la figura 3.43, donde se determina que el mallado aceptable se encuentra en el segundo refinamiento.

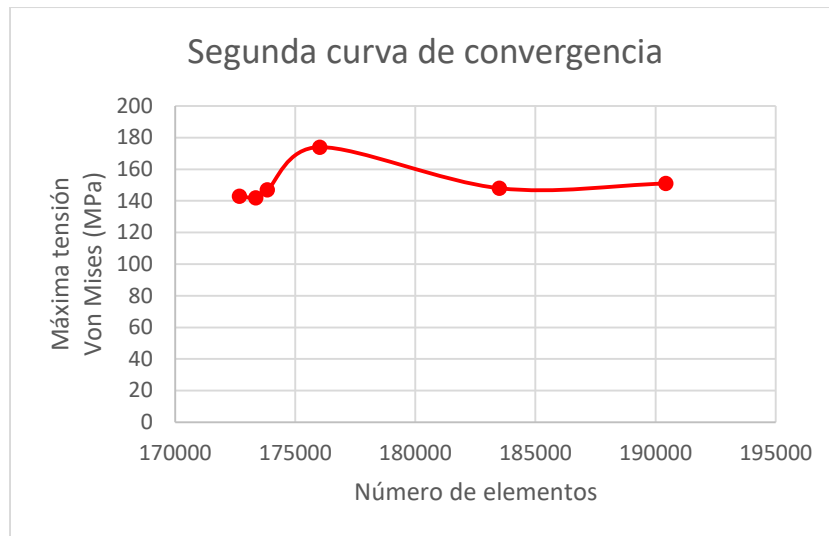


Figura 3.43: Resultados de convergencia para el cuarto caso.

- Resultados del cuarto caso

De acuerdo a la figura 3.44: a) muestra que el esfuerzo máximo es de 146 MPa y está ubicado entre la viga de apoyo del actuador y la viga transversal inferior del chasis. Asimismo en el literal b) se consiguió un factor de seguridad de 2,16.

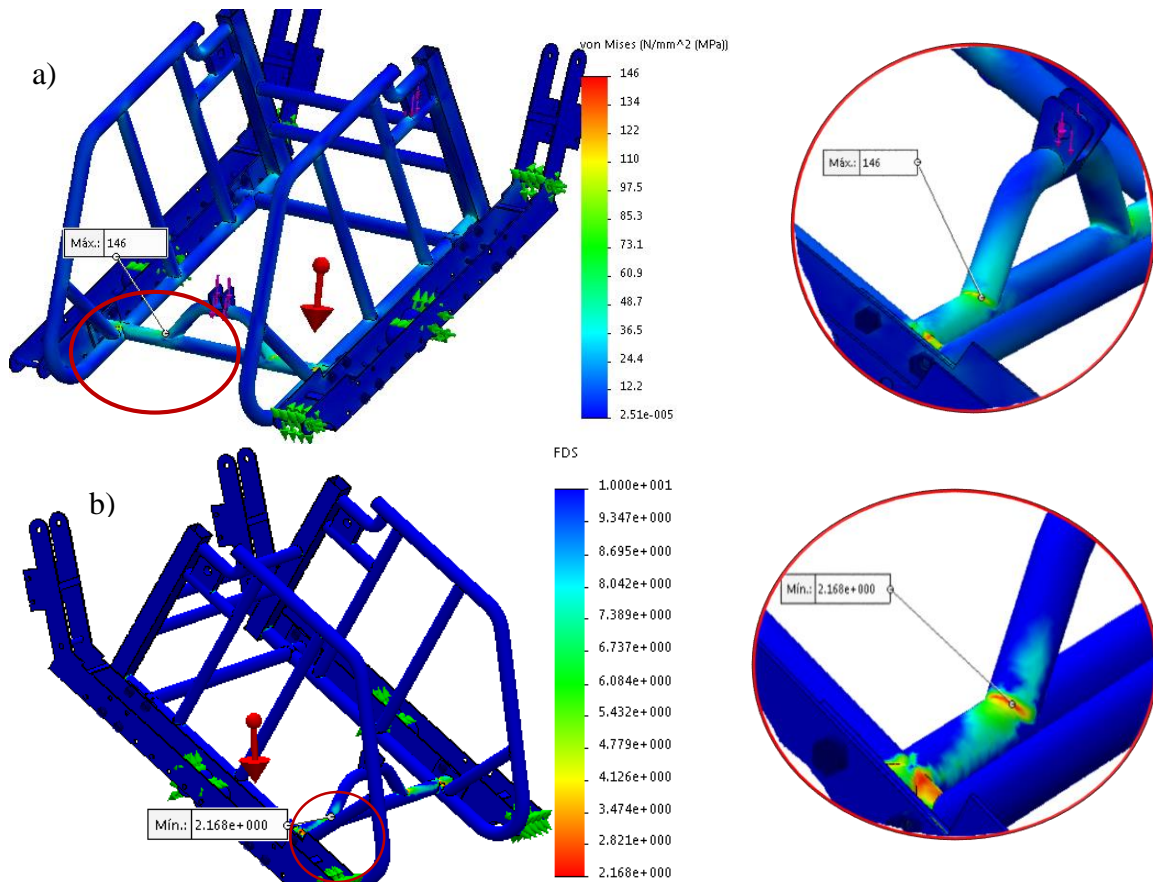


Figura 3.44: Resultados de simulación para el cuarto caso de carga, a) Esfuerzo máximo y b) Factor de seguridad mínimo.

3.18 Estudio de movimiento

- Maniobras que realiza el sistema durante el ascenso y descenso

En la figura 3.45 muestra una secuencia de movimientos para el desplazamiento sobre los escalones, se señala que para el ascenso tiene que trasladarse con marcha hacia atrás y para el descenso tiene que ser con marcha hacia adelante. Cuando se sobrepasa el último escalón se suspenden las garruchas hasta hacer contacto con la superficie plana.

En cambio, para el descenso, el sistema debe estar ubicado cerca del último escalón para suspender totalmente el vástago del actuador trasero y continuar con la marcha sobre la superficie inclinada hasta tener a la vista un punto de equilibrio estimado que sea considerado seguro para el usuario y consecutivamente contraer el vástago del actuador trasero para seguir con el desplazamiento normalmente sobre la superficie inclinada.

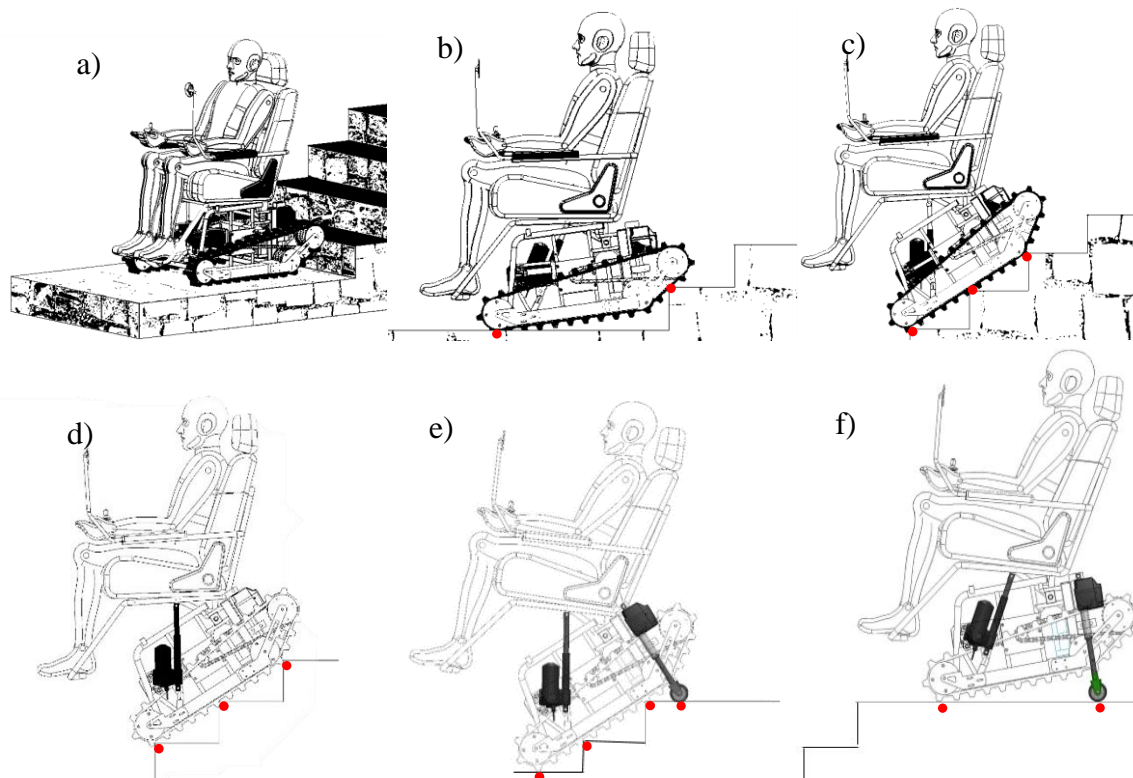


Figura 3.45: Estudio de movimiento durante el ascenso y el descenso, a) Punto de contacto de la oruga con el primer escalón, b) Remonta del primer escalón, c) Desplazamiento sobre los escalones, d) Llegada al último escalón, e) Accionamiento del actuador trasero en el último escalón, d) Posición sobre la superficie plana.

3.19 Prototipo silla - oruga

El objetivo de la elaboración del prototipo, es obtener un modelo físico a pequeña escala para comprobar detalles geométricos y cinemáticos desarrollados en el diseño CAD.

Inicialmente se investigó sobre los posibles elementos que podrían ayudar a la fabricación, en que se tomaron en cuenta los diferentes movimientos que tiene que realizar el prototipo como son: el mecanismo de inclinación del asiento y el sistema de transmisión por oruga. Para lo cual se utilizaron los siguientes componentes:

Desplazamiento sobre superficie: Kit de chasis tanque modelo DD1-1

Inclinación del asiento: acelerómetro

Control principal: Arduino

Dirección del móvil: joystick

Transmisión de datos: comunicación inalámbrica

Referente a la tracción, se indica que todas las ruedas giran de forma sincronizada, por lo que la oruga recibe la transmisión a través de una rueda dentada.

A continuación se describe el funcionamiento de la silla oruga, para lo cual se indica que, cuando se comienza a usar el joystick, la tarjeta central procesa la información de dirección y velocidad de los servos que se encuentran acoplados a las ruedas motrices, a esto un par de bits ordenan el sentido de giro, en donde la velocidad se obtendrá de las señales PWM (Pulse Width Modulation), las mismas que se encontrarán identificadas en la etapa de potencia, mientras que el sensor de inclinación capta los movimientos que haga el asiento y enviar la información a un servo para posicionarlo en forma horizontal.

A continuación en la figura 3.46, se muestra un diagrama de cómo están enlazados los diferentes dispositivos en el sistema. Además se debe saber, que para que gire el asiento, el sensor de inclinación tiene que detectar los cambios de movimiento que se dan en función del eje x. Asimismo se señala que el integrado L293D es el que va a controlar la velocidad y el sentido de giro de los servos del móvil.

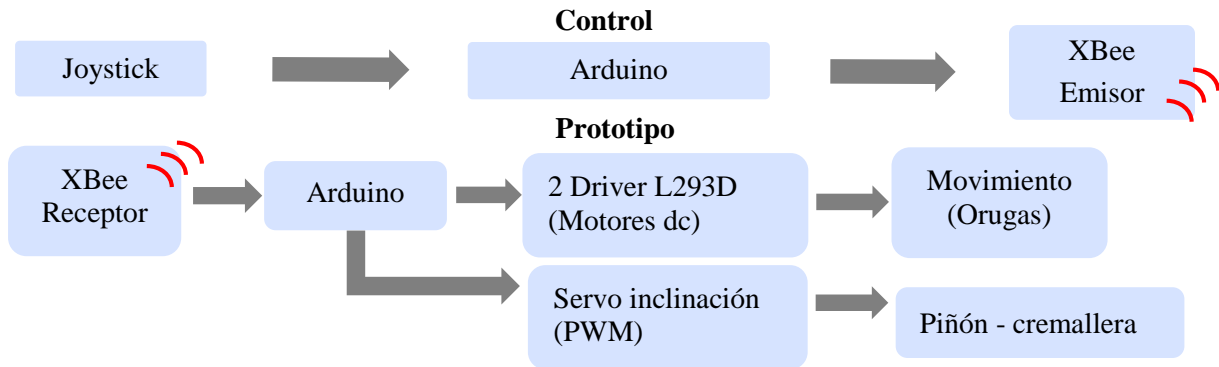


Figura 3.46: Diagrama de funcionamiento del prototipo silla-oruga.

Se indica que el motor acoplado al asiento no presenta un movimiento continuo, más bien este queda restringido a los datos que se obtenga del sensor de inclinación, es decir la activación del servo va a estar presidida por las señales adquiridas del sensor de inclinación para posicionar al asiento, como se muestra en la figura 3.47.

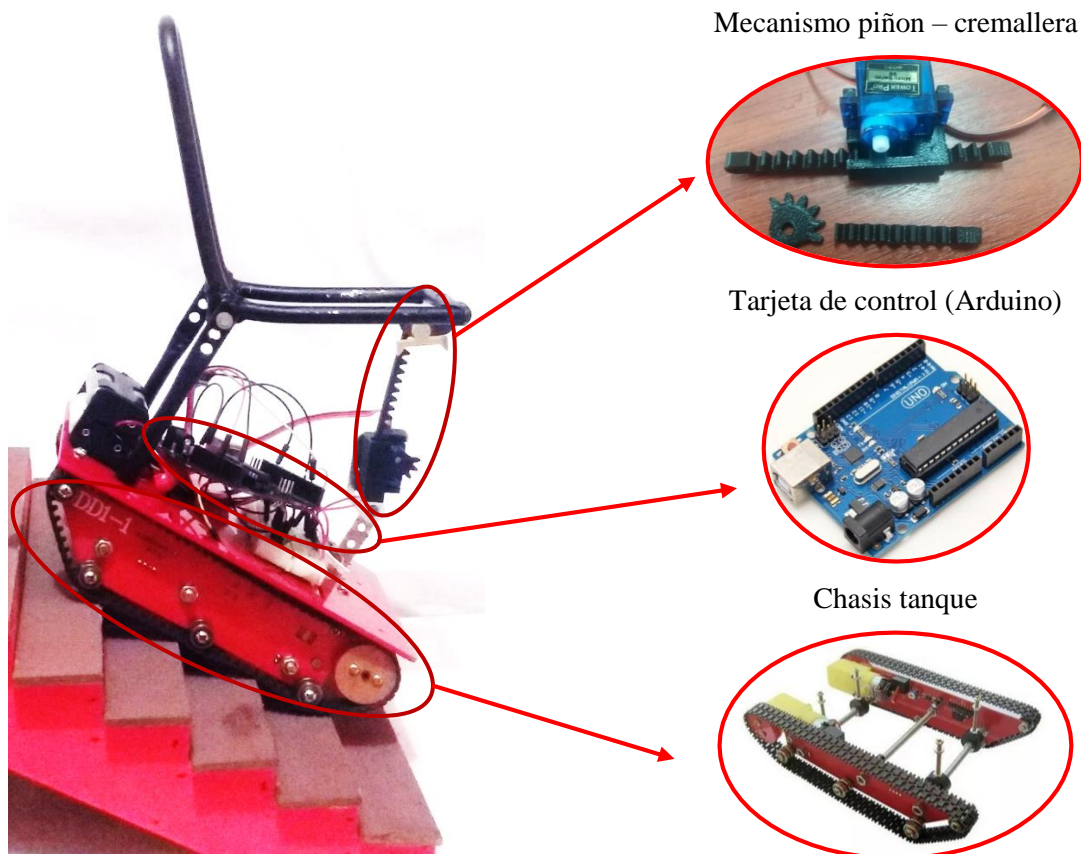


Figura 3.47: Funcionamiento y partes del prototipo silla - oruga

Finalmente se puede concluir que en base al móvil realizado, se obtuvieron los resultados de funcionamiento que se esperaba, demostrando que la elaboración del modelo ayudó a sustentar el estudio del proyecto planteado.

3.20 Costos

En esta sección se realiza un análisis de costos aplicados al diseño, construcción y montaje de la silla autónoma sube escaleras, para lo cual se detallan los costos directos e indirectos.

3.20.1 Costos directos de fabricación

A continuación, se detallan los costos de: materia prima, mano de obra, montaje, maquinados y sus diversos elementos que posee, para la producción del prototipo autónomo sube escaleras.

Tabla 3.14. Costos directos de fabricación.

Materiales	Costos (USD)	Proveedor
Asiento	90	Asientos Núñez
Elementos estructurales	100	Dipac
2 Motor 300 W	525	Aliexpress
2 Baterías 24 V a 45 Ah	260	Varta
Actuadores La 30 y La25	900	Linak
Cadenas de transmisión	40	Maxxis
Pernos y sujeciones	50	Casa del perno
2 Orugas	421	Solar bright import
Unión de perfiles	120	Indumei
Maquinado de piñones y ruedas dentadas	1200	Indumei
Rodillos de caucho y pasadores	235	Ecuarollers
Total	3941	

3.20.2 Costos indirectos de fabricación

Asimismo, se detallan los costos de materiales consumibles, imprevistos y de diseño, para la producción del prototipo autónomo sube escaleras.

Tabla 3.15. Costos indirectos de fabricación.

Descripción	Costo (USD)
Internet	40
Movilización	25
Instrumentos de escritorios varios.	50
Elaboración 3D de piezas	250
Elaboración de planos de diseño	25
Total:	390

3.20.3 Costo total

Finalmente, el costo total se calcula sumando los costos directos y los costos indirectos.

Tabla 3.16. Costo total.

Descripción	Costo (USD)
Costo directo de fabricación	3941
Costo indirecto de fabricación	390
Total	4331

CAPÍTULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- El diseño de la silla autónoma sube escaleras está enfocado en brindar la mayor movilidad a las personas con falta de movilidad en sus piernas, permitiendo potencializar su autonomía y superar barreras inaccesibles.
- El material seleccionado para la estructura y en algunos elementos que componen el modelado 3D, se puede adquirir en el mercado nacional por lo que es posible su construcción.
- La matriz morfológica sirvió para conseguir la mejor solución, por lo que mediante la valoración técnico-económica resultó como mayor puntuación el sistema con tracción por oruga.
- Mediante un análisis de movimiento dinámico, se verificó que el asiento compensa los grados de inclinación de la pendiente, conservando siempre la posición del usuario.
- Se comprobó que la fuerza de tracción es mayor cuando se intenta superar en primer escalón y además con esto se determinó los requerimientos técnicos que necesita los motores.
- Mediante los resultados del análisis de elementos finitos se obtuvo que el material seleccionado soportará las cargas propuestas en la estructura y se producen desplazamientos mínimos, los cuales no son perjudiciales para el material seleccionado.

4.2 Recomendaciones

- Se recomienda realizar un estudio profundo para saber los verdaderos requerimientos por parte de las personas con discapacidad, para luego partir con ideas innovadoras sobre distintos tipos de diseños y poder implementarlos físicamente con la ayuda de alguna organización.
- La recomendación para futuros investigadores sobre este tema, es que se estudie materiales más ligeros y se sujete a menores dimensiones, para obtener una mayor autonomía.

- Además, los costos es una parte fundamental por lo que se recomienda tomar total interés, para que algún interesado en el diseño lo perfeccione, ya que si se obtiene un producto seguro, económico y confiable, rápidamente entrara en el mercado.
- Asimismo realizar pruebas de tracción sobre diferentes rutas para obtener datos más claros sobre los movimientos.
- En definitiva, se detalla un manual de usuario, que da a conocer sobre las recomendaciones que se deben emplear durante el funcionamiento, mantenimiento y sobre los requerimientos de seguridad, donde se exige a ser tomados en cuenta para una correcta utilización del sistema.

REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA

- Asister. (2016). Asistencia Familiar. *Salvaescaleras oruga estándar modelo SA-2*. Obtenido de <http://www.asister.es/tienda/salvaescaleras-oruga/>
- Borille, A., & Oliveira, J. (2011). *Intech. Selection of Additive Manufacturing Technologies Using Decision Methods*. Obtenido de <https://www.intechopen.com/books/rapid-prototyping-technology-principles-and-functional-requirements/selection-of-additive-manufacturing-technologies-using-decision-methods>
- Bruixola, G., & Contero, M. (2006). *Oficina española de patentes y marcas*. Patente nro ES 2 245 577 A1. Obtenido de http://www.espatentes.com/pdf/2245577_a1.pdf
- Civiac Gímenez , J. R. (2013). Patente nro WO2013093156A1. Obtenido de <https://www.google.com/patents/WO2013093156A1?cl=es>
- CONADIS. (02 de 04 de 2018). *Consejo Nacional para la Igualdad de Discapacidades*. Obtenido de <https://www.consejodiscapacidades.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2018/03/index.html>
- Correa, E. (2010). Diseño de transmisión por correa. 20. Medellín: Universidad de Antioquia. Obtenido de <http://www.monografias.com/trabajos-pdf4/disenio-transmision-cadena/disenio-transmision-cadena.pdf>
- Covenin. (1985). *Silla de ruedas. Dimensiones máxima globales*. Norma Venezolana. ISO 7193-85. Obtenido de <http://www.sencamer.gob.ve/sencamer/normas/2906-92.pdf>
- Dassault Systemes. (2017). SolidWorks Corporation. *Análisis de movimiento basado en el tiempo*. Obtenido de <http://www.solidworks.es/sw/products/simulation/solidworks-motion.htm>
- DIPAC. (2016). Productos de acero. Obtenido de <http://www.dipacmanta.com/>
- DND. (2013). *Dirección Nacional de Discapacidad*. Obtenido de <https://www.salud.gob.ec/direccion-nacional-de-discapacidades/>
- EA-95. (s.f). Uniones roblonadas, atornilladas y fijación con elementos mecánicos. España. Obtenido de <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/6143/05.pdf?sequence=6&isAllowed=y>
- Freudenberger Prendes, Á. (2004). *Oficina española de patentes y marca*. Patente nro ES 2 198 194 A1. Obtenido de http://www.espatentes.com/pdf/2198194_a1.pdf
- Giner , C. (2012). *Introducción al uso de software para el cálculo mecánico por el método de los elementos finitos*, 15. U.T.N Facultad Regional Mendoza. Obtenido de

<https://es.scribd.com/document/320134176/Introduccion-AI-CALCULO-DE-ELEMENTOS-FINITOS-SOLID-WORKS>

- Gonzalo González , R., & García Domínguez, M. E. (2010). Cálculo analítico de la potencia nominal en transmisión por correa dentada. *Instituto Superior Politécnico "José Antonio Echeverría" - CUJAE*. Departamento de Mecánica Aplicada. Facultad de Ingeniería Mecánica. Obtenido de http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1815-59442010000200006
- Huamaoji. (2009). *Huamaoji Construction Machinery Trading (Beijing) Co., Ltd*. Obtenido de <https://spanish.alibaba.com/product-detail/rubber-track-for-robot-small-rubber-running-track-1958736750.html>
- INEN. (1989). *Muebles de oficina, asientos y requisitos*. Instituto ecuatoriano de normalización. INEN 1647, Quito. Obtenido de <https://archive.org/stream/ec.nte.1647.1989#page/n1/mode/2up>
- INEN. (2015). *Accesibilidad de las personas al medio físico, edificios, escaleras*. Instituto ecuatoriano de normalización. INEN 2249. Obtenido de http://www.normalizacion.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2015/07/nte_inen_2249.pdf
- INEN 2415. (2008). Tubos de acero al carbono soldados para aplicaciones estructurales y usos generales. Requisitos. Obtenido de <https://archive.org/stream/ec.nte.2415.2008#page/n3/mode/2up>
- Instituto Asteco. (2012). Características del Duraluminio Prodax. Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=tP49mRQ173M>
- Intermec. (s.f). *Transmisiones por correas de tiempo y sincrónicas*. Obtenido de http://lab.transmitec.com/wp-content/uploads/2014/06/manual_poleas_dentadas_intermec.pdf
- Jocar. (s.f). *Correas dentadas de caucho*. Obtenido de <http://www.jocartransmisiones.com/PDF's/07-Caucho.pdf>
- Joresa. (2015). *Cadenas de Rodillos serie ISO 606*. Obtenido de http://www.joresa.com/1/cadena_rodillos_roller_chain_637302.html
- Larburu, N. (2001). *Prontuario de máquinas: Técnicas, máquinas y herramientas*. Ediciones Paraninfo, S.A.
- Linak. (2016). Actuador lineal. Obtenido de <http://www.linak.com/products/linear-actuators.aspx?product=LA30>

- Link-Belt. (s.f). *Tecnología de cadenas de rodillos*. Obtenido de <https://www.rodamientos.net/es/wp-content/uploads/2015/04/CATALOGO-LinkBelt-16092014.pdf>
- Lopez, C. (s.f). *Cadenas*. Obtenido de Proyectos de Ingeniería Mecánica: <http://biblio3.url.edu.gt/Libros/2013/ing/pim/4.pdf>
- López, J. (2017). *Biomecánica de las técnicas deportivas*. (Universidad de Castilla la Mancha) Obtenido de <https://previa.uclm.es/profesorado/xaguado/ASIGNATURAS/BMD/3-PRACTICAS/Practicas2.htm>
- Mantech. (s.f). DYD MOTOR: Small AC/DC Motors & Gear Motors. Obtenido de <http://www.mantech.co.za/ProductInfo.aspx?Item=80M0009>
- Martínez Reina , A. (Septiembre de 2014). Diseño de un soporte articulado de ordenador para discapacitados motóricos (Tesis de pregrado). *Universidad de Almería*, 138-139. Escuela superior de ingeniería. Obtenido de <http://repositorio.ual.es/bitstream/handle/10835/3224/Trabajo.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Matthew P, R. (2006). *Whole-Body Center of Mass Location in Seated Posture*. University of Michigan Transportation Research Institute. Obtenido de <https://deepblue.lib.umich.edu/bitstream/handle/2027.42/110772/103146.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Matweb. (1996). Material property data. *Acero ASTM A36, placa*. Obtenido de <http://matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=afc003f4fb40465fa3df05129f0e88e6&ckck=1>
- MNA. (s.f). Peso de distintas partes del cuerpo. *Guía para rellenar el formulario Mini Nutritional Assessment*, 17. Obtenido de http://www.mna-elderly.com/forms/mna_guide_spanish.pdf
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (cuarta edición ed.). Mexico: Pearson educación.
- NKS. (s.f). Ctalogo general de rodamientos. 140-B8. Obtenido de <https://sicoris-sa.com/pdf/catalogos/nsk-rodamientos-catalogo-general-catalogo.pdf>
- Norton, R. (2011). *Diseño de Máquinas* (Cuarta ed.). México: Pearson.
- Organización Mundial de la Salud. (2011). Informe mundial sobre la discapacidad. Obtenido de http://www.who.int/disabilities/world_report/2011/summary_es.pdf?ua=1

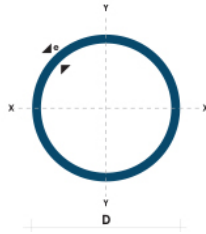
- Ortopedia Inse. (25 de Julio de 2015). Obtenido de <http://ortopediainse.blogspot.com/2015/07/conoce-la-postura-correcta-en-una-silla.html>
- Peipeiscooter. (2017). *Brushed geared wheelchair motor 300w*, PEWM82MB-300w. Obtenido de <https://es.aliexpress.com/item/electric-wheelchair-motor-PEWM82MB-300w/2052309095.html?spm=a219c.search0302.4.146.nLe8Cg>
- Reyes, P. (2010). *Análisis Morfológico*. Obtenido de <http://blog.pucp.edu.pe/blog/wp-content/uploads/sites/16/2010/03/Analisis-morfologico.pdf>
- Sánchez, J. (2014). Universidad Nacional Experimental del Táchira. *Guía procedimental para la realización de diferentes análisis utilizados en diseños mecánicos a través del método de elementos finitos.*, 26-27. Obtenido de <https://es.scribd.com/document/321412487/Guia-MEF>
- Sánchez, R. (2008). *Accionamientos y actuadores electricos*, 4-5. Obtenido de <http://www.uhu.es/rafael.sanchez/ingenieriamaquinas/carpetaapuntes.htm/Apuntes%20Tema%206%20nuevo%20formato.pdf>
- Scewo. (2017). *Stair climbing electric wheelchair*. Obtenido de <http://www.scewo.ch/>
- Shigley. (2012). *Diseño de ingeniería mecánica* (Novena ed.). Mexico.D.F: McGraw Hill.
- Solar Bright Import & Export Co., L. (2017). *Special Rubber Tracks for Undercarriage*. Obtenido de <http://rubbercrawler.en.made-in-china.com/product/FsKEOLujwaWy/China-Special-Rubber-Tracks-for-Undercarriage.html>
- Sunrise Medical Co. (2005). *Consideraciones biomecánicas en una silla de ruedas manual*. Obtenido de http://www.sld.cu/galerias/pdf/sitios/rehabilitacion-bio/imagina__biomecanica_de_una_silla_de_ruedas.pdf
- Tecno. (16 de Octubre de 2012). *Crearon una silla de ruedas capaz de subir escaleras*. Obtenido de http://tn.com.ar/tecno/f5/crearon-una-silla-de-ruedas-capaz-de-subir-escaleras_277025
- Thistle. (s.f). *Specialist manufacture of rubber tracks and belting for vehicles, stair climbing and other applications*. Obtenido de <http://www.thistle.uk.com/index.html>
- Tipanluisa , N., & Villacís, I. (Abril de 2015). Diseño y contrucción de una estructura automática de orugas. 6. Latacunga, Ecuador: Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Latacunga. Carrera de Ingeniería Mecatrónica. Obtenido de <http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/10015/1/AC-ESPEL-MEC-0044.pdf>

- Topchair. (2015). Silla y salvaescaleras. *Instrucciones de uso*, 50. Obtenido de <http://www.topchair.fr/en/stair-climbing-wheelchair/>
- Torres, C. (2012). *Energicentro: Baterías y Energía*. Obtenido de <http://energicentro.blogspot.com/2012/03/silla-de-ruedas-motor-silla-electrica.html>
- Ullman, D. G. (2010). *The Mechanical Design Process*. McGraw-Hill. Obtenido de <http://www.brijrbedu.org/Brij%20Data/Brij%20MD/E-Book/The%20Mechanical%20Design%20Process%20By%20David%20G.%20Ullman.pdf>
- UNE EN 81-40. (2009). *Instalación de ascensores en edificios existentes*. (Enor, Productor) Obtenido de https://sistemamid.com/panel/uploads/biblioteca/2013-10-06_07-10-1792118.pdf
- Villaverde, R. (s.f). *Cálculo de la autonomía en baterías de gel y plomo ácido*. Obtenido de <http://www.camne.com.ar/taller/calculoautonomiabaterias/calculoautonomiabaterias.htm>

ANEXOS

Anexo A: Selección de los perfiles estructurales y elementos (DIPAC, 2016)

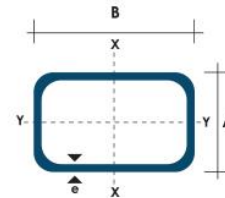
- Tubo estructural redondo con calidad ASTM-500



(D) Diámetro	Espesor	Peso	Área	I	W	i
Pulgadas	mm	Kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm ³
7/8"	1.50	0.77	0.98	0.53	0.47	0.73
1"	1.50	0.88	1.13	0.81	0.64	0.85
1 1/4"	1.50	1.12	1.43	1.63	1.03	1.07
1 1/2"	1.50	1.35	1.72	2.89	1.52	1.30
1 3/4"	1.50	1.59	2.02	4.67	2.10	1.52
2"	1.50	1.82	2.32	7.06	2.78	1.74
2 1/2"	1.50	2.29	2.92	14.05	4.42	2.19
3"	1.50	2.76	3.52	24.56	6.45	2.64

- Tubo estructural rectangular con calidad ASTM A-500

Dimensiones				Área	Ejes Y-Y			Ejes X-X		
A mm	B mm	Espesor (e) mm	Peso Kg/m	Área cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	40	1.2	1.09	1.32	2.61	1.30	1.12	0.88	0.88	0.83
20	40	1.5	1.35	1.65	3.26	1.63	1.40	1.09	1.09	0.81
20	40	2.0	1.78	2.14	4.04	2.02	1.37	1.33	1.33	0.79
25	50	1.5	1.71	2.10	6.39	2.56	1.74	2.19	1.75	1.02
25	50	2.0	2.25	2.74	8.37	3.35	1.75	2.80	2.24	1.01
25	50	3.0	3.30	4.14	12.56	5.02	1.74	3.99	3.19	0.99
30	50	1.5	1.88	2.25	7.27	2.91	1.80	3.32	2.21	1.21
30	50	2.0	2.41	2.94	9.52	3.81	1.80	4.28	2.85	1.21
30	50	3.0	3.30	4.21	12.78	5.11	1.74	5.66	3.77	1.16
30	70	2.0	3.03	3.74	22.20	6.34	2.44	5.85	3.90	1.25
30	70	3.0	4.48	5.41	30.50	8.71	2.37	7.84	5.23	1.20
40	60	1.5	2.29	2.91	14.90	4.97	2.26	7.94	3.97	1.65



- Perfil laminado con calidad ASTM A-36

Denominación	Dimensiones		Peso		Área
	A mm	e mm	kg/m	kg/6m	cm ²
PLT 12X3	12	3	0.28	1.70	0.36
PLT 12X4	12	4	0.38	2.45	0.48
PLT 12X6	12	6	0.57	3.40	0.72
PLT 19X3	19	3	0.45	2.68	0.57
PLT 19X4	19	4	0.60	3.58	0.76
PLT 19X6	19	6	0.89	5.37	1.15
PLT 25X3	25	3	0.59	3.53	0.75
PLT 25X4	25	4	0.79	4.71	1.00
PLT 25X6	25	6	1.18	7.07	1.50
PLT 25X12	30	3	0.71	4.24	0.90
PLT 30X4	30	4	0.94	5.65	1.20
PLT 30X6	30	6	1.41	8.47	1.80
PLT 30X9	30	9	2.12	12.71	2.70
PLT 30X12	30	12	2.83	16.95	3.60
PLT 38X3	38	3	0.89	5.37	1.15
PLT 38X4	38	4	1.19	7.16	1.52
PLT 38X6	38	6	1.79	11.40	2.28
PLT 38X9	38	9	2.69	16.11	3.42
PLT 38X12	38	12	3.58	21.48	4.56
PLT 50X3	50	3	1.18	7.08	1.50



- Eje de transmisión con calidad AISI 1018

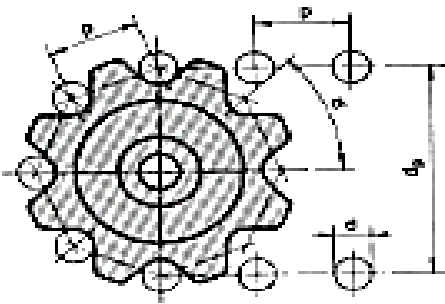
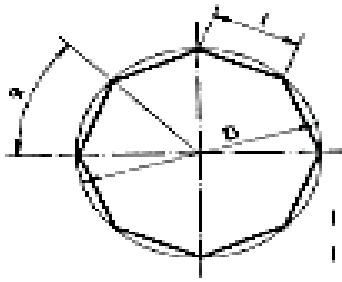
Propiedades Mecánicas			
Resistencia Mecánica (N/mm ²)	Punto de Fluencia (N/mm ²)	Elongación %Min.	Dureza ROKWELL B
410 - 520	235	20	143

Dimensiones
Diámetro
3/8"
1/4"
5/8"
3/4"
7/8"
1"
1 1/4"
1 1/2"
1 3/4"
2"

Anexo B: Selección de la cadena de rodillos DIN 8187 - ISO 606 (Link-Belt, s.f)

Cadena de rodillos simple ISO														
No. cadena	Paso		Dimensiones en mm										Carga de rotura min. N	Peso q kg/m
	ISO	Inch p	mm	B	B ₁ max.	B ₂ max.	C max.	D max.	E min.	F	G	K		
04 B-1	0,236	6,000	3,35	4,45	4,10	1,85	4,00	2,80	5,00	5,00	-	3000	0,133	
05 B-1	0,315	8,000	3,91	4,71	4,77	2,31	5,00	3,00	7,10	7,10	-	5000	0,164	
06 B-1	0,375	9,525	6,13	7,83	8,53	3,28	6,35	5,72	8,20	8,20	-	9000	0,410	
08 B-1	0,500	12,700	8,24	10,33	11,30	4,45	8,51	7,75	10,92	11,80	-	18000	0,660	
10 B-1	0,625	15,875	9,80	12,25	13,28	5,08	10,16	9,65	13,72	14,70	-	22400	0,920	
12 B-1	0,750	19,050	11,35	14,57	15,62	5,72	12,07	11,68	16,10	16,10	-	29000	1,210	
16 B-1	1,000	25,400	18,05	21,11	25,45	8,28	15,88	17,02	21,00	21,00	-	60000	2,660	
20 B-1	1,250	31,750	20,10	22,25	29,01	10,19	19,05	19,56	26,40	26,40	-	95000	3,620	
24 B-1	1,500	38,100	26,70	32,17	37,92	14,63	25,40	25,40	33,40	33,40	-	160000	6,650	
28 B-1	1,750	44,450	32,55	37,35	46,50	15,90	27,94	30,99	37,00	37,00	-	200000	8,900	
32 B-1	2,000	50,800	33,15	38,15	45,50	17,85	29,21	30,99	42,20	42,20	-	250000	9,800	
40 B-1	2,500	63,500	39,50	47,40	55,70	22,89	39,37	38,10	48,00	51,50	-	355000	15,100	
48 B-1	3,000	76,200	49,30	60,00	70,50	29,24	48,26	45,72	62,00	65,00	-	560000	24,800	

Anexo C: Valores de $\cos \alpha$ (Larburu, 2001, pág. 308).

Organos de tracción y de sustentación		DIÁMETRO PRIMITIVO DE LAS RUEDAS PARA CADENAS Valores de la $\cos \alpha$								TABLA 10 - 9
 <p>Rueda dentada</p>		 <p>Polígono regular ($D = d_p$) ($l = p$)</p>								
Z	cos α	Z	cos α	Z	cos α	Z	cos α	Z	cos α	
6	2,000	36	11,434	66	21,016	96	30,563	126	40,111	
7	2,306	37	11,732	67	21,314	97	30,861	127	40,409	
8	2,613	38	12,029	68	21,613	98	31,160	128	40,708	
9	2,924	39	12,327	69	21,911	99	31,458	129	41,006	
10	3,238	40	12,625	70	22,209	100	31,756	130	41,304	
11	3,549	41	12,923	71	22,507	101	32,054	131	41,602	
12	3,864	42	13,221	72	22,805	102	32,353	132	41,901	
13	4,197	43	13,519	73	23,104	103	32,651	133	42,200	
14	4,494	44	13,817	74	23,402	104	32,950	134	42,499	
15	4,810	45	14,115	75	23,700	105	33,248	135	42,797	
16	5,126	46	14,414	76	24,000	106	33,546	136	43,096	
17	5,442	47	14,712	77	24,300	107	33,844	137	43,394	
18	5,759	48	15,010	78	24,600	108	34,142	138	43,693	
19	6,075	49	15,308	79	24,900	109	34,440	139	43,991	
20	6,392	50	15,606	80	25,200	110	34,738	140	44,290	
21	6,709	51	15,904	81	25,500	111	35,036	141	44,588	
22	7,027	52	16,202	82	25,800	112	35,334	142	44,887	
23	7,344	53	16,500	83	26,100	113	35,632	143	45,185	
24	7,661	54	16,798	84	26,400	114	35,930	144	45,484	
25	7,979	55	17,096	85	26,700	115	36,228	145	45,782	
26	8,296	56	17,394	86	27,000	116	36,526	146	46,081	
27	8,614	57	17,692	87	27,300	117	36,824	147	46,379	
28	8,931	58	17,990	88	27,600	118	37,122	148	46,678	
29	9,249	59	18,288	89	27,900	119	37,420	149	46,976	
30	9,567	60	18,586	90	28,200	120	37,718	150	47,275	
31	9,884	61	18,884	91	28,500	121	38,016	151	47,573	
32	10,202	62	19,182	92	28,800	122	38,314	152	47,872	
33	10,520	63	19,480	93	29,100	123	38,612	153	48,170	
34	10,838	64	19,778	94	29,400	124	38,910	154	48,469	
35	11,156	65	20,076	95	29,700	125	39,208	155	48,767	

Ejemplo.- Diámetro primitivo de una rueda de 25 dientes para paso de 75,4mm.
 $\cos \alpha = 7,979$; $d_p = 25,4 \times 7,979 = 202,67\text{mm}$.

Anexo D: Catálogo de correa dentada positive drive (Jocar, s.f).

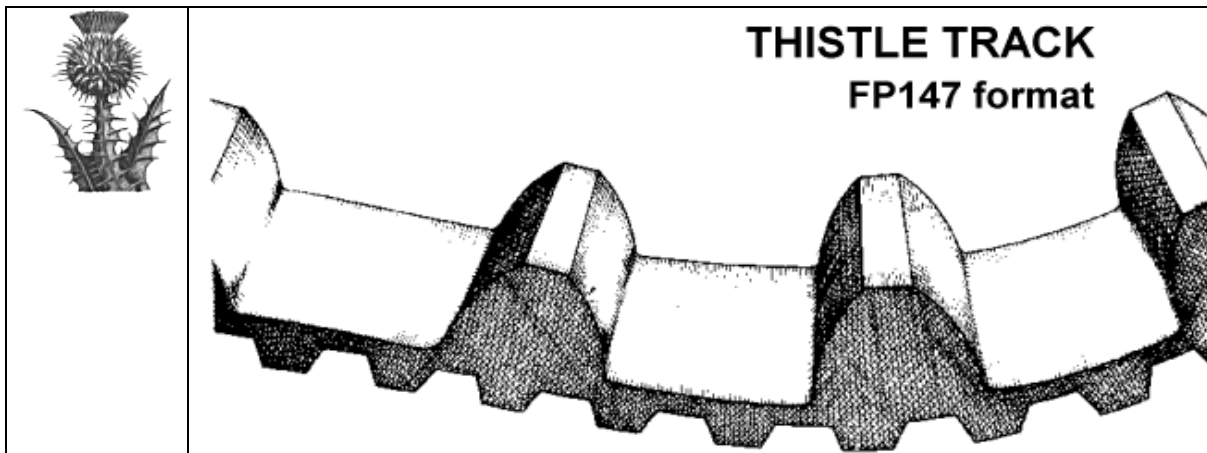
DENTADO SIMPLE			GOOD YEAR					
PASO XL (1/5" - 5,08 mm.)			PASO L (3/8" - 9,525 mm.)			PASO H (1/2" - 12,7 mm.)		
REF.	N°. Dientes	Desarrollo mm.	REF.	N°. Dientes	Desarrollo mm.	REF.	N°. Dientes	Desarrollo mm.
60 XL	30	152,40	124 L	33	314,33	240 H	48	609,60
70 XL	35	177,80	150 L	40	381,00	270 H	54	685,80
80 XL	40	203,20	187 L	50	476,25	300 H	60	762,00
90 XL	45	228,60	210 L	56	533,40	330 H	66	838,20
100 XL	50	254,00	225 L	60	571,50	360 H	72	914,40
110 XL	55	279,40	240 L	64	609,60	390 H	78	990,60
120 XL	60	304,80	255 L	68	647,70	420 H	84	1.066,80
130 XL	65	330,20	270 L	72	685,80	450 H	90	1.143,00
140 XL	70	355,60	285 L	76	723,90	480 H	96	1.219,20
150 XL	75	381,00	300 L	80	762,00	490 H	98	1.244,60
160 XL	80	406,40	322 L	86	819,15	510 H	102	1.295,40
170 XL	85	431,80	345 L	92	876,30	540 H	108	1.371,60
180 XL	90	457,20	367 L	98	933,45	560 H	112	1.422,40
190 XL	95	482,60	390 L	104	990,60	570 H	114	1.447,80
200 XL	100	508,00	420 L	112	1.066,80	600 H	120	1.524,00
210 XL	105	533,40	450 L	120	1.143,00	630 H	126	1.600,20
220 XL	110	558,80	480 L	128	1.219,20	660 H	132	1.676,40
230 XL	115	584,20	510 L	136	1.295,40	700 H	140	1.778,00
240 XL	120	609,60	540 L	144	1.371,60	750 H	150	1.905,00
250 XL	125	635,00	600 L	160	1.524,00	800 H	160	2.032,00
260 XL	130	660,40	660 L	176	1.676,40	850 H	170	2.159,00
300 XL	150	762,00				900 H	180	2.286,00
330 XL	165	838,20				1000 H	200	2.540,00
362 XL	181	919,48				1100 H	220	2.794,00
390 XL	195	990,60				1250 H	250	3.175,00
412 XL	206	1.046,48				1400 H	280	3.556,00
450 XL	225	1.143,00				1700 H	340	4.318,00
492 XL	246	1.249,68						

DENTADO SIMPLE (Abierta a metros)								
PASO XL (1/5" - 5,08 mm.)			PASO L (3/8" - 9,525 mm.)			PASO H (1/2" - 12,7 mm.)		
ANCHOS STANDARD	Ref.	mm.	ANCHOS STANDARD	Ref.	mm.	ANCHOS STANDARD	Ref.	mm.
	XL 037	9,525		L 050	12,70		H 050	12,70
		L 075	19,05	H 100	25,40	H 150	38,10	
		L 100	25,40	H 200	50,80	H 300	76,20	



PERFIL		XL	L	H	XH	XXH
t= paso	(")	1/5	3/8	1/2	7/8	1-1/4
	(mm)	5,08	9,525	12,70	22,225	31,75
a=altura total		2,286	3,556	4,18	11,18	11,18
d=altura diente		1,27	1,905	2,286	6,35	15,725

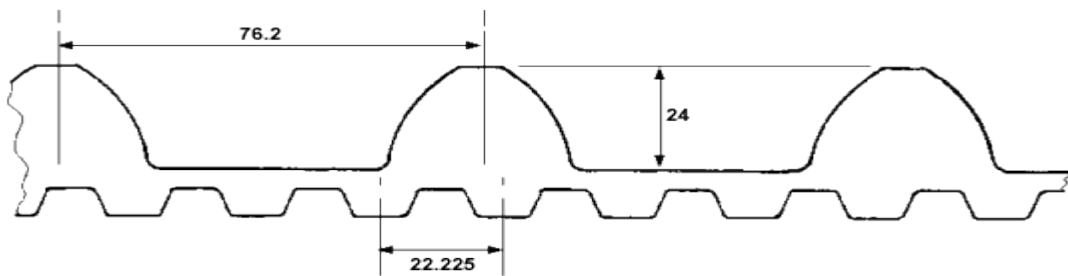
Anexo E: Dimensiones del diente externo de una cadenas de goma (Thistle, s.f)



Application Areas

This track form was specifically developed for use in bomb disposal applications, where *excellent stair climbing* has to be combined with the *ability to mount high kerbs and all kinds of obstacles and ground types*.


Track Dimensional Details



Number of XH Teeth	Pitch Length (mm)	Width (mm)
96	2134	50
96	2134	100

Anexo F: Referencia para el costo de la oruga (Solar Bright Import & Export Co., 2017).

Robot rubber tracks

04 

New Mini Rubber Track for Robot Undercarriage

[Contact Supplier](#)

Price:	Min. Order(Pieces)	FOB Price
	10	US \$156

Port: Qingdao

Cotizacion de importacion del par de orugas de China a Ecuador.

A continuación la cotización detallada del costo total de la importación.

Impuestos:	\$49.92 usd.	sobre el producto:
	\$ 49.92 usd.	Sub-Total Impuestos
Manejo:	\$ 41.50 usd.	Precio Base
	\$ 6.24 usd.	Seguro
	\$ 9.90 usd.	Sobre peso:
	\$ 57.64 usd.	Sub-Total Manejo
3% por uso de TC:	\$ 1.50 usd.	(solo sobre impuestos)
TOTAL:	\$ 109.06 usd.	

Costo total: $156 * 2 + 109,06 = 421,06$ usd

Anexo G: Referencia para el costo de los motores (Peipeiscooter, 2017)



300w*2

wheelchair motor

peipeiscooter

Brush gear motor with electromagnetic brake

600 w equipo de cepillo motor para silla de ruedas silla de ruedas con freno electromagnético 300 w * 2 PEWM82MB-300w

[Ver nombre original del producto en inglés](#)

Precio: **US \$289.00** / Par

Envío: **US \$305.27** a Ecuador vía UPS Expedited
Tiempo de entrega: 7-15 días

Cantidad: Par (999 Par disponible)

Precio total: **US \$594.27**

[Comprar ahora](#) [Añadir a la cesta](#)

Añadir a mi Lista de Deseos (8 veces añadido)

Política de devoluciones Se aceptan devoluciones si el producto es muy distinto de su descripción. El comprador puede devolver el producto (haciéndose cargo de los gastos de envío de vuelta) o quedarse con el producto y acordar con el vendedor la devolución del dinero. Ver detalles

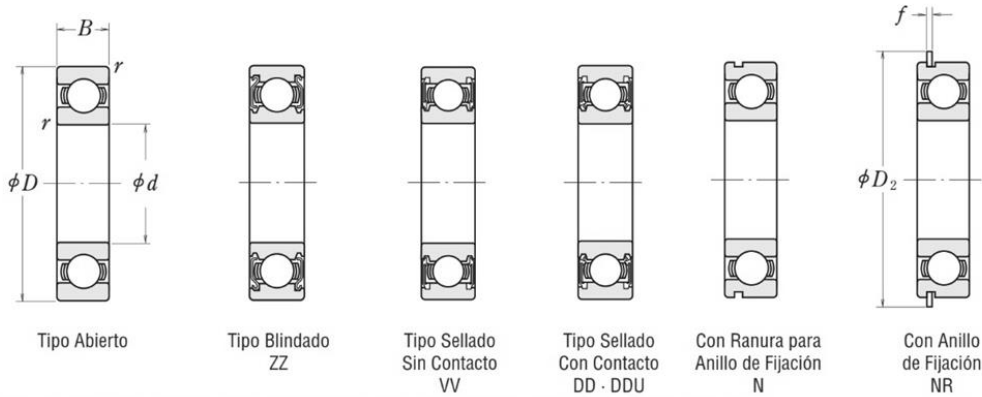
Garantías del vendedor: Entrega Puntual **19 días**

Q Sitúa el cursor encima para hacer zoom

Anexo H: Catálogo de rodamientos NKS (NKS, s.f).

RODAMIENTOS DE BOLAS DE RANURA PROFUNDA DE UNA SOLA HILERA

Diámetro interior 10~22 mm



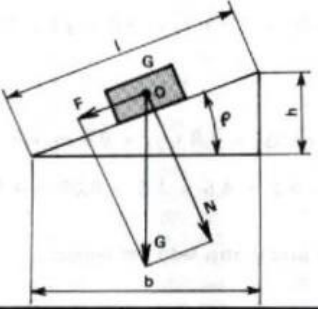
Dimensiones (mm)	Índices de Carga Básica (N)				Factor		Velocidad Límite (rpm)			Números de Rodamiento					
	d	D	B	r min.	C _r	C _{0r}	C _r	C _{0r}	f ₀	Grasa		Aceite	Abierto	Blindado	Sellado
										Abierto Z - ZZ V - VV	DU DDU	Abierto Z			
10	19	5	0.3	1 720	840	175	86	14.8	34 000	24 000	40 000	6800	ZZ	VV	DD
	22	6	0.3	2 700	1 270	275	129	14.0	32 000	22 000	38 000	6900	ZZ	VV	DD
	26	8	0.3	4 550	1 970	465	201	12.4	30 000	22 000	36 000	6000	ZZ	VV	DDU
	30	9	0.6	5 100	2 390	520	244	13.2	24 000	18 000	30 000	6200	ZZ	VV	DDU
	35	11	0.6	8 100	3 450	825	350	11.2	22 000	17 000	26 000	6300	ZZ	VV	DDU
	12	21	5	0.3	1 920	1 040	195	106	15.3	32 000	20 000	38 000	6801	ZZ	VV
24		6	0.3	2 890	1 460	295	149	14.5	30 000	20 000	36 000	6901	ZZ	VV	DD
28		7	0.3	5 100	2 370	520	241	13.0	28 000	—	32 000	16001	—	—	—
28		8	0.3	5 100	2 370	520	241	13.0	28 000	18 000	32 000	6001	ZZ	VV	DDU
32		10	0.6	6 800	3 050	695	310	12.3	22 000	17 000	28 000	6201	ZZ	VV	DDU
37		12	1	9 700	4 200	990	425	11.1	20 000	16 000	24 000	6301	ZZ	VV	DDU
15	24	5	0.3	2 070	1 260	212	128	15.8	28 000	17 000	34 000	6802	ZZ	VV	DD
	28	7	0.3	4 350	2 260	440	230	14.3	26 000	17 000	30 000	6902	ZZ	VV	DD
	32	8	0.3	5 600	2 830	570	289	13.9	24 000	—	28 000	16002	—	—	—
	32	9	0.3	5 600	2 830	570	289	13.9	24 000	15 000	28 000	6002	ZZ	VV	DDU
	35	11	0.6	7 650	3 750	780	380	13.2	20 000	14 000	24 000	6202	ZZ	VV	DDU
	42	13	1	11 400	5 450	1 170	555	12.3	17 000	13 000	20 000	6302	ZZ	VV	DDU
17	26	5	0.3	2 630	1 570	268	160	15.7	26 000	15 000	30 000	6803	ZZ	VV	DD
	30	7	0.3	4 600	2 550	470	260	14.7	24 000	15 000	28 000	6903	ZZ	VV	DDU
	35	8	0.3	6 000	3 250	610	330	14.4	22 000	—	26 000	16003	—	—	—
	35	10	0.3	6 000	3 250	610	330	14.4	22 000	13 000	26 000	6003	ZZ	VV	DDU
	40	12	0.6	9 550	4 800	975	490	13.2	17 000	12 000	20 000	6203	ZZ	VV	DDU
	47	14	1	13 600	6 650	1 390	675	12.4	15 000	11 000	18 000	6303	ZZ	VV	DDU
20	32	7	0.3	4 000	2 470	410	252	15.5	22 000	13 000	26 000	6804	ZZ	VV	DD
	37	9	0.3	6 400	3 700	650	375	14.7	19 000	12 000	22 000	6904	ZZ	VV	DDU
	42	8	0.3	7 900	4 450	810	455	14.5	18 000	—	20 000	16004	—	—	—
	42	12	0.6	9 400	5 000	955	510	13.8	18 000	11 000	20 000	6004	ZZ	VV	DDU
	47	14	1	12 800	6 600	1 300	670	13.1	15 000	11 000	18 000	6204	ZZ	VV	DDU
	52	15	1.1	15 900	7 900	1 620	805	12.4	14 000	10 000	17 000	6304	ZZ	VV	DDU
22	44	12	0.6	9 400	5 050	960	515	14.0	17 000	11 000	20 000	60/22	ZZ	VV	DDU
	50	14	1	12 900	6 800	1 320	695	13.5	14 000	9 500	16 000	62/22	ZZ	VV	DDU
	56	16	1.1	18 400	9 250	1 870	940	12.4	13 000	9 500	16 000	63/22	ZZ	VV	DDU

Notas (1) Para tolerancias dimensionales de las ranuras y de los anillos de fijación, consulte las Páginas A50 a A53.

(2) Cuando se aplican cargas axiales pesadas, aumente d_a y disminuya D_a respecto a los valores indicados.

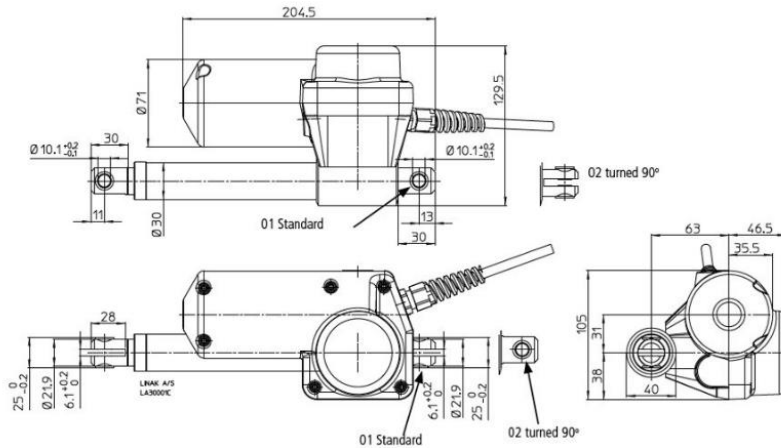
(3) Los tipos de anillo N y NR sólo son aplicables a los rodamientos de tipo abierto.

Anexo I: Coeficiente de fricción entre neumático y hormigón (Larburu, 2001).

Máquinas simples	ROZAMIENTO DE MATERIALES			
Rozamiento				
Rozamiento (fricción), es la resistencia que se opone al movimiento existente o que se ha de producir; actúa según las superficies en contacto. En el primer caso, el rozamiento es dinámico, pudiendo ser por resbalamiento o rodadura; en el segundo caso, es estático.				
La resistencia al rozamiento es proporcional a la presión normal entre las superficies en contacto.				
$F = N\mu$				
siendo:				
F La fuerza para superar la resistencia al rozamiento.				
N La presión normal entre las superficies en contacto.				
μ El coeficiente de rozamiento (Tabla 7.4).				
Generalmente, se considera que el rozamiento por resbalamiento es independiente del valor de las superficies en contacto, y el de rodadura independiente de la velocidad, aunque también están influenciados por el tipo del lubricante, temperatura, velocidad y presión superficial; en todo caso, es mayor el rozamiento estático que el dinámico.				
Angulo de rozamiento				
El ángulo de rozamiento de un cuerpo situado en un plano inclinado, es igual al que forma este plano con la horizontal, cuando el cuerpo inicia el descenso.				
		$N = G \cos \rho$ $F = N \operatorname{tg} \rho = \mu N$ $\operatorname{tg} \rho = \mu$ AutoretenCIÓN de G, para $\rho \leq \mu$.		
$\operatorname{tg} \rho = \frac{h}{b}$ $\operatorname{sen} \rho = \frac{h}{l}$				
Máquinas simples	COEFICIENTES DE ROZAMIENTO			TABLA 7 . 4
MATERIALES EN ROZAMIENTO	Estático		Dinámico	
	Seco	Lubricado	Seco	Lubricado
Acero sobre acero	0,15	0,10	0,10	0,09-0,08
Acero sobre fundición de hierro	0,19	0,10	0,18	0,08-0,05
Acero sobre bronce	0,19	0,10	0,18	0,08-0,05
Acero sobre antifricción				0,04
Acero sobre madera dura	0,6-0,5	0,10	0,4	0,08
Acero sobre hielo	0,026		0,015	
Fundición sobre fundición (hierro)	0,20	0,16	0,14	0,10
Fundición sobre bronce	0,20	0,16	0,18	0,08
Fundición sobre madera dura	0,6	0,10	0,5	0,10
Bronce sobre bronce	0,20	0,11	0,19	0,06
Revestimiento de freno sobre acero	0,4		0,1	
Correa de cuero sobre fundición	0,4		0,3	
Correa de cuero sobre madera	0,5		0,4	
Neumáticos sobre calzada (hormigonada, asfaltada)		0,75-0,65		
Neumáticos sobre calzada empedrada (seca)		0,6		
Neumáticos sobre calzada mojada		0,3-0,1		
Cojinetes de máquinas (rodaduras)		0,1	0,06-0,03	
Rodamientos de bolas y de rodillos			0,003-0,001	

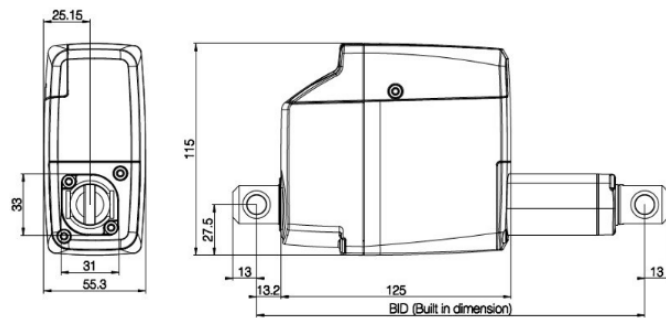
Anexo J: Actuadores eléctricos lineales utilizados (Linak, 2016)

- Especificaciones del actuador lineal La 30



New type	Spindle pitch (mm)	Thrust max. Push (N)	Thrust max. Pull (N)	*Self-lock max. With/without brake (N)	Typical speed 0/ full load (mm/s)	Stroke length (mm)										Typical amp. at full load	
						50	100	150	200P	250	300	350	400P	12V	24V		
307xx0-4xxxx0/5xx	12	1000	1000	1000/0	48/24	50	100	150	200P	250	300	350	400P	14	7		
303xx0-4xxxx0/5xx	9	1500	1500	1500/400	42/20	50	100	150P	200	250	300P	350	400	14	7		
302xx0-4xxxx0/5xx	6	2000	2000	2000/500	18.5/14	50	100P	150	200P	250	300	350	400P	14	7		
301xx0-xxxxx0/5xx	3	3000	3000	3000/3000	16/9	50P	100P	150	200P	250	300	350	400	14	6.4		
307xx0-4xxxx1/2xx	<u>12</u>	<u>1000</u>	<u>1000</u>	<u>1000/0</u>	65/35	50	100	150	200P	250	300	350	400P	20	10		
303xx0-4xxxx1/2xx	9	1800	1800	1800/0	52/25	50	100	150P	200	250	300P	350	400	20	10		
302xx0-4xxxx2xx	6	2000	2000	2000/500	34/20.3	50	100P	150	200P	250	300	350	400P	18	-		
302xx0-4xxxx1xx	6	2400	2400	2400/500	34/20.3	50	100P	150	200P	250	300	350	400P	9	-		
301xx0-xxxxx1/2xx	3	3500	3000	3500/3500	17/9.5	50P	100P	150	200P	250	300	350	400	18	9		
307xx0-4xxxx4xx	12	1000	1000	1000/0	26/20	50	100	150	200P	250	300	350	400P	-	2.5		
303xx0-4xxxx4xx	9	2000	2000	2000/0	20/13	50	100	150P	200	250	300P	350	400	-	4.4		
302xx0-4xxxx4xx	6	3000	3000	3000/2000	13.8/7	50	100P	150	200P	250	300	350	400P	-	4		

- Especificaciones del actuador lineal La 25

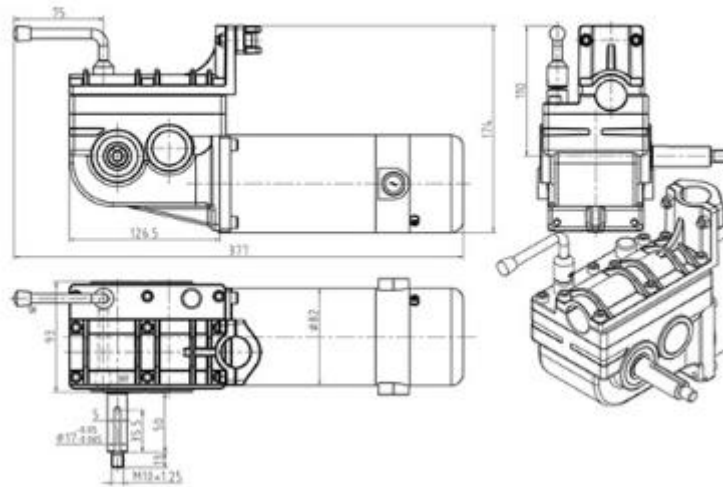


Type	Push/Pull Max. (N)	Self-lock min. (N) Push/Pull				Spindle pitch (mm)	*Typical speed (mm/s)		Standard stroke length (mm)	*Typical amp. @ 24 V	
		With short circuit		Without short circuit			No load	Full load		No load	Full load
		Self-lock (N)	**Back-drive (mm)	Self-lock (N)	**Back-drive (mm)						
25030xxxxxxxxxB...	2500	2500	1	2500	1	3	3.2	2.6	20 - 300	0.4	1.9
25060xxxxxxxxxB...	1500	1200	1	1500	2	6	6.4	5.5	20 - 300	0.4	1.9
25090xxxxxxxxxB...	1200	750	2	1200	4	9	9.5	8.1	20 - 300	0.4	2.0
25120xxxxxxxxxB...	<u>900</u>	750	3	900	7	12	12.6	10.4	20 - 300	0.4	1.9
25200xxxxxxxxxB...	600	600	5	600	12	20	25	18	20 - 300	0.4	2.0

Anexo K: Selección del motor dc para la tracción de la silla (Mantech, s.f).



Wheelchair Geared Motor



Specification:

Nominal Voltage	24V
Motor Output Power	350W
No Load Current	2A Max
Reduction Ratio	32 : 1
Motor Speed	3800 ± 100
Brake	DC24V/0.5A,2NM
Motor Efficiency	≈78%
Motor Outer Diameter	82mm
Axial Play	0.1-0.5MM
No Load Torque	23.5N.M
Max Torque Output	60N.m
Noise	≈62 dB
Net Weight	7.2kg
Packing Carton Size	44x35x23mm (2PCS/1PAIR)
Weight Capacity	150kg

Anexo L: Selección de los elementos de sujeción (Shigley, 2012).





Tabla 8-1

Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino*

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_{T_r} , mm ²	Área del diámetro menor A_{r_r} , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_{T_r} , mm ²	Área del diámetro menor A_{r_r} , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0

Tabla 8-11

Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero*

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima,† MPa	Resistencia mínima a la tensión,† MPa	Resistencia mínima a la fluencia,† MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	

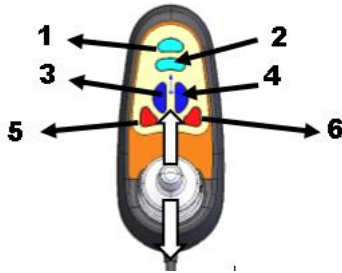
Anexo M: Manual de usuario

No ponga en marcha en la silla automática sube escaleras sin antes de leer este manual de instrucciones.

Plan de Funcionamiento de la silla automática sube escaleras.

Funcionamiento del mando de control

El sistema tiene que ser necesariamente puesta en marcha mediante el mando de control donde permite controlar la velocidad y dirección, para esto se indica que:



1. Botón de encendido/apagado
2. Indicador de Batería
3. Botón para aumento de velocidad
4. Botón para reducir la velocidad
5. Botón para modo plano
6. Botón para modo inclinado

El botón de encendido tiene que presionarse para transmitir energía a todo el control electrónico.

Se debe verificar que todas las baterías estén totalmente cargadas.

La velocidad se ajusta mediante el joystick.

Para detener el sistema completamente, se ubica el joystick en la posición neutra donde los motores se bloquean con los frenos electromagnéticos que interrumpen el funcionamiento.

El sistema tiene dos modos de desplazamiento:

- 1.- Modo plano: este se activa cuando se encuentre en una zona plana.
- 2.- Modo inclinado: se activan todos los sensores para superar las escaleras y además controla la inclinación de la silla. El modo plano, por seguridad, debe quedar completamente bloqueado.

Cómo subir las escaleras

- Posicionarse en marcha atrás hasta hacer contacto las orugas con el primer escalón.
- Seleccionar el modo inclinado para que se activen los sensores y para que la silla active el sistema de estabilización automático que permite posicionar el asiento en posición horizontal.
- Asegúrese de haber llegado al escalón superior mediante el retrovisor.
- Detenerse cuando llegue al último escalón para no perder el punto de equilibrio.

Cómo bajar las escaleras

- Posicionarse en marcha adelante lo más próximo al borde de la escalera.
- Seleccionar el modo inclinado, para que se active el sistema de estabilización automático.
- Empezar el descenso en baja velocidad y disminuirla cuando haya llegado al último escalón.
- Asegurarse que se encuentra totalmente en contacto las orugas con la superficie plana.

Funcionamiento de los motores

Los motores de la silla sube escaleras están equipados con frenos magnéticos que evitan que el aparato se desplace cuando no está en uso.

En el caso de alguna avería, los motores tienen que desembragarse para que el eje gire libremente y poder empujar el sistema. Para desembragar, se debe mover una palanca que se sitúa detrás de cada motor.

Plan de Mantenimiento de la silla automática sube escaleras.

Como todo producto técnico, la silla sube escaleras necesita mantenimiento. Las siguientes indicaciones describen las medidas que se deben llevar a cabo para que pueda aprovechar todas las ventajas de esta silla de ruedas y evitar algún tipo de desperfecto.

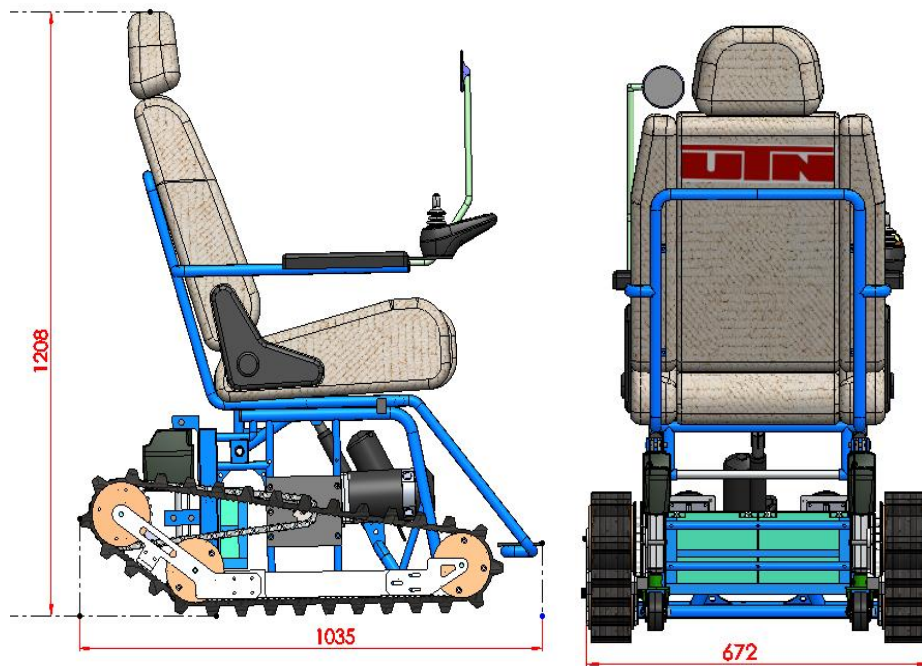
Detalle de Operaciones e inspección	MANTENIMIENTO		
	Inicio	Semanal	Mensual
Batería Inspeccionar que su nivel de carga se encuentre al máximo, mediante el indicador en el mando de control.	X	X	X
Orugas Controle el estado y en caso de algún deterioro, acudir a un taller especializado.	X		X
Sistema de estabilización automático Compruebe si la silla se inclina correctamente.	X		X
Mando de control Inspeccionar que sus botones no estén dañados.	X	X	X
Motor Compruebe si funcionan correctamente, igual que su freno.	X	X	X
Ruedas y piñones Verifique que estén bien colocadas con sus tornillos apretados y seguros.	X		X
Cableado y conexiones Inspeccionar que todas las conexiones se encuentre seguras, y ajustadas.	X		X
Ensamblajes de piezas Verifique que los pernos de sujeción estén bien colocados.	X		X
Asiento Verificar que no se encuentre desgastado y sus seguros se encuentren en buen estado.	X		X
Elementos electrónicos Desconecte la batería para limpiarlos y evite limpiar con paños húmedos.	X		X
Rodamientos y cojinetes Compruebe su estado o si es necesario utilice unas gotas de aceite.			X
Sistema de ejes y ruedas dentadas Controlar si las ruedas gira correctamente y que se encuentre centradas.	X		X

Seguridades que debe tener antes y durante el manejo.

- El interesado debe conocer sobre el uso y operación de su silla sube escaleras antes de manejarla.
- Procure no conducir cuando se encuentre en estado etílico o se encuentre fatigado.
- Evite el transporte a más personas para no exceder el peso máximo que soporta el sistema.
- Evitar pendientes con ángulos superiores a la dispuesta y si siente inseguridad, pida ayuda.
- Evite utilizar teléfonos o aparatos electrónicos que emitan campos electromagnéticos.
- Evitar subir escaleras espirales y cubiertas de alfombras.
- Active el modo inclinado cuando vaya a superar pendientes inclinadas.
- Por precaución utilice el cinturón de seguridad.
- Evitar la utilización del sistema si las baterías no se encuentran completamente cargadas.
- Inspeccione antes de cada uso el movimiento del sistema de inclinación automática del asiento.
- Siempre empezar con una velocidad suave y después aumentar si es necesario.
- Se sugiere guiarse con el retrovisor para ver la parte posterior del trayecto.
- Nunca debe desembragarse los motores en una pendiente a menos que haya una persona que la ayude para que la retenga hasta llegar a la zona plana.

Anexo N: Descripción de la silla autónoma para superar escalones.

- Vista lateral y trasera del prototipo (mm).



Características técnicas

Longitud total	1 035 mm
Altura total	1 206 mm
Anchura total	672 mm
Masa del sistema	100 kg
Masa máxima de usuario	100 kg
Velocidad máxima en las orugas	0,1 m/s (3,6 km/h)
Autonomía	2,7 h
Motores	2x300 W
Sistema de Frenos	Frenos electromagnéticos
Capacidad de las baterías	12 V 45 Ah·2
Pendiente máxima a superar	33°
Sistema para inclinar el asiento	actuador eléctrico lineal
Tipo de control	Joystick

El asiento posee un sistema de movimiento automático que permite ubicarlo en posición horizontal cuando reconozca la trayectoria de alguna inclinación a superar. De igual manera, se activan unos actuadores eléctricos antes de llegar al punto de equilibrio ubicado en el último escalón. Para esto se tiene que activar el modo correcto de funcionamiento.