



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

**TESIS PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO EN
MECATRÓNICA**

AUTORES: BERNAL CASTRO, DIEGO MAURICIO

YÉPEZ FIGUEROA, JOHNNY JAVIER

**TEMA: DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN PROTOTIPO DE PLATAFORMA
MÓVIL OMNIDIRRECCIONAL PARA LA EMPRESA SIMYM - SERVICIOS
INDUSTRIALES MECÁNICOS Y MECATRÓNICOS.**

DIRECTOR: ING. OLMEDO, FERNANDO

CODIRECTOR: ING. TIPÁN, EDGAR

SANGOLQUÍ, OCTUBRE 2014

CERTIFICADO DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN PROTOTIPO DE PLATAFORMA MÓVIL OMNIDIRRECCIONAL PARA LA EMPRESA SIMYM - SERVICIOS INDUSTRIALES MECÁNICOS Y MECATRÓNICOS” fue realizado en su totalidad por Diego Mauricio Bernal Castro y Johnny Javier Yépez Figueroa, como requerimiento para la obtención del título de Ingeniero Mecatrónico.

Ing. Fernando Olmedo

DIRECTOR

Ing. Edgar Tipán

CODIRECTOR

Sangolquí, 16 de Octubre del 2014

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

El proyecto “DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN PROTOTIPO DE PLATAFORMA MÓVIL OMNIDIRRECCIONAL PARA LA EMPRESA SIMYM - SERVICIOS INDUSTRIALES MECÁNICOS Y MECATRÓNICOS”
ELABORADO POR:

Diego Mauricio Bernal Castro

Johnny Javier Yépez Figueroa

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

Ing. Francisco Terneus

Director de la Carrera de Ingeniería Mecatrónica

Sangolquí, 16 de Octubre del 2014

AUTORIZACIÓN

Nosotros: Diego Mauricio Bernal Castro y Johnny Javier Yépez Figueroa

Autorizamos a la UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE la publicación, en la biblioteca virtual de la institución del proyecto de grado titulado: “DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN PROTOTIPO DE PLATAFORMA MÓVIL OMNIDIRRECCIONAL PARA LA EMPRESA SIMYM - SERVICIOS INDUSTRIALES MECÁNICOS Y MECATRÓNICOS” cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Diego Mauricio Bernal Castro

Johnny Javier Yépez Figueroa

Sangolquí, 16 de Octubre del 2014

DEDICATORIA

Esta tesis la dedico a Dios, quien supo guiarme por el camino del bien, por brindarme fuerzas para encarar los problemas, adversidades y obstáculos que aparecieron en el camino.

A mi familia, pues gracias a ellos he llegado y llegaré muy alto.

A mis padres Diego y Maritza, por su ardua dedicación a sus hijos, por sacrificar gran parte de su juventud pues ellos son mi motivación, inspiración y felicidad.

A mis hermano Cristian por su sinceridad y apoyo constante a lo largo de mi vida. Por demostrarme el verdadero sendero de la felicidad.

A mi hermana Rossy, por estar siempre presente en los momentos de desmayo, por sus palabras de aliento en aquellos momentos de desesperación

A Carolina Guachimposa, mi compañera fiel e inseparable, por su amor infinito y puro. Por ayudarme a cumplir este primer objetivo de vida.

A tíos y familiares, por estar a mi lado aconsejándome en cada paso de mi vida.

En sí dedico este trabajo de tesis, a aquellas personas que tuvieron fe en mí.

Diego Mauricio Bernal Castro

DEDICATORIA

El presente proyecto de grado está dedicado a mis amados padres por ser mi fortaleza en la vida, a mis queridos hermanos que son ejemplos como personas y profesionales, y mis amados abuelos; quienes me bendicen en este mundo terrenal y desde los cielos.

En especial este proyecto está dedicado a mi amada sobrina, mi hermosa ahijada; espero algún día ser ejemplo en su camino de aprendizaje.

También dedico a todos los estudiantes de todas las carreras de esta prestigiosa universidad, quienes cada mañana sueñan en convertirse en profesionales, y así mismo aquellos profesionales que sueñan por ser mejores personas cada día, a todos aquellos que cultivan sus conocimientos mediante la humildad con valores e ingenio, logrando metas y alcanzando sueños.

Yépez Figueroa Johnny

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por haberme brindado la fe y fuerza de voluntad para terminar con éxito y excelencia este primer gran escalón de vida.

A mis padres por sacrificarlo todo por la felicidad de sus hijos.

A mis hermanos brindarme ayuda y aliento cuando más lo necesité.

Al Ing. Saaid Abedrabbo por su apoyo, conocimiento y a amistad

A Johnny Yépez por su solidaridad, compañerismo y amistad brindado.

Al Ing. Edgar Tipán por su guía y asesoramiento en la realización de la presenta tesis.

A mis familiares y amigos, por su apoyo incondicional.

Diego Mauricio Bernal Castro

AGRADECIMIENTOS

A Dios por ser mi guía, a mis padres por ser mi apoyo, mi camino y mi razón de lucha, a mis hermanos por ser ejemplos, a mis amados abuelos por sus bendiciones, a mis cuñadas y a los demás familiares.

A mis amistades y muy importante mi amigo, mi compañero del proyecto Bernal Diego.

Un inmenso agradecimiento a todos mis profesores y en especial a mi Director y Codirector, quienes me brindaron las bases de conocimiento y humildad para seguir mi camino profesional, de igual manera a todo el personal de la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE.

A la empresa SIMYM por brindarnos el apoyo tanto económico, técnico y logístico.

Por último, pero muy agradecido a toda la familia Abedrabbo y en especial al Ingeniero Saaid Abedrabbo Hazbun por su apoyo en el proyecto y por sus enseñanzas técnicas en la Ingeniería Mecatrónica.

Yépez Figueroa Johnny

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICADO DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	i
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	ii
AUTORIZACIÓN.....	iii
DEDICATORIA	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTOS.....	vi
AGRADECIMIENTOS.....	vii
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	viii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xii
ÍNDICE DE TABLAS	xvi
RESUMEN.....	xvii
CAPÍTULO I.....	1
1. GENERALIDADES	1
1.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO.....	1
1.1.1 ANTECEDENTES.....	1
1.1.2 MARCO INSTITUCIONAL SIMYM.....	2
1.1.3 LOCALIZACIÓN GEOGRÁFICA SIMYM	2
1.1.4 JUSTIFICACIÓN.....	3
1.1.5 OBJETIVOS.....	3
1.1.5.1 GENERAL.....	3
1.1.5.2 ESPECÍFICOS.....	4
1.1.6 ALCANCE	4
1.2 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	5
1.3 METODOLOGÍA	7
CAPÍTULO II.....	9
2. MARCO TEÓRICO	9
2.1 MOVILIDAD OMNIDIRECCIONAL	9

2.2 RUEDA OMNIDIRECCIONAL.....	10
2.2.1 TIPOS DE RUEDA OMNIDIRECCIONAL.....	12
2.2.2 CONFIGURACIONES DE UN VEHÍCULO OMNIDIRECCIONAL.....	13
2.3 CONSIDERACIONES ELÉCTRICAS Y ELECTRÓNICAS	16
2.3.1 MOTOR ELÉCTRICO.....	16
2.3.1.1 MOTOR PASO A PASO	17
2.3.1.2 SERVOMOTOR O MOTORES ENCODER	17
2.3.2 MICROCONTROLADOR	18
2.3.2.1 COMPONENTES DE UN MICROCONTROLADOR	20
2.3.2.2 FABRICANTES DE MICROCONTROLADORES	21
2.3.2.3 TIPOS DE MEMORIA DEL MICROCONTROLADOR.....	22
CAPÍTULO III.....	24
3 MODELADO CINEMÁTICO Y DINÁMICO ROBOT MÓVIL OMNI- DIRECCIONAL	24
3.1 INTRODUCCIÓN.....	24
3.2 MODELO CINEMÁTICO.....	25
3.3 MODELO DINÁMICO	34
CAPÍTULO IV.....	38
4 DISEÑO MECÁNICO.....	38
4.1 DETALLES GENERALES DE LA PLATAFORMA	39
4.2 DISEÑO DE LA RUEDA OMNIDIRECCIONAL.....	39
4.2.1 EJE DE LOS RODILLOS	40
4.2.1.1 ESTUDIO DE ELEMENTOS FINITOS (FEM).....	48
4.2.2 ANÁLISIS MECÁNICO RODILLO.....	50
4.2.3 BASE DE LA RUEDA	56
4.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN	62
4.3.1 SELECCIÓN POLEA - BANDA.....	63
4.3.1.1 BANDAS DE SINCRONIZACIÓN	63
4.3.1.2 ANÁLISIS POLEA - BANDA	64
4.3.2 DISEÑO DEL EJE DEL MOTOR	66
4.3.3 SELECCIONAMIENTO DE LOS RODAMIENTOS	75
4.3.4 TENSIONADOR.....	80

4.4 ESTRUCTURA DE LA PLATAFORMA.....	81
4.4.1 PLACA DE SOPORTE PARA EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	81
4.4.2 CUERPO DEL ROBOT	85
4.4.2.1 ESTRUCTURA INFERIOR.	86
4.4.2.2 ESTRUCTURA VERTICAL.....	86
4.4.2.3 ESTRUCTURA SUPERIOR.....	87
4.4.2.4 PERIMETRO DE ACCIÓN DE LA CARGA.....	88
CAPÍTULO V.....	93
5 PROGRAMACIÓN Y SIMULACIÓN	93
5.1 PROGRAMACIÓN EN MATLAB.....	93
5.1.1 TRAYECTORIA X_t , Y_t Y θ_t	95
5.1.2 CONVERSIÓN DE VARIABLES GLOBALES $\{M\}$ A LOCALES $\{C\}$	104
5.1.3 OBTENCIÓN DE POSICIONES ANGULARES, TORQUE Y POTENCIA DE LAS RUEDAS.	105
5.1.4 CONVERSIÓN A NÚMEROS DE PASOS PARA LOS MOTORES.	106
5.1.5 SIMULACIÓN.....	107
5.2 PROGRAMACIÓN ARDUINO.....	114
5.2.1 MANIPULACIÓN PLATAFORMA	115
5.2.1.1 OPERACIÓN DE TRABAJO MANUAL	115
5.2.1.2 OPERACIÓN DE TRABAJO NEUTRO	116
5.2.1.3 OPERACIÓN DE TRABAJO AUTOMÁTICO	116
5.3 PROCEDIMIENTO PARA LA IMPLEMENTACIÓN DEL CONTROL	117
CAPÍTULO VI.....	119
6 ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA	119
6.1 MICROCONTROLADOR	119
6.1.1 ARDUINO MEGA.....	120
6.2 AMPLIACIÓN DE MEMORIA CON SD CARD.....	121
6.2.1 FUNCIONAMIENTO TARJETA SD	121
6.3 MOTORES.....	123
6.4 CONTROLADOR	125
6.4.1 CONFIGURACIÓN DE FUNCIONAMIENTO	126
6.5 FUENTE.....	127

6.6 TARJETA ARDUINO	128
6.7 TARJETA SD – SERIAL	129
6.8 GAMEPAD	129
6.9 CABLEADO	130
CAPÍTULO VII.....	131
7 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO	131
7.1 PLAN DE PRUEBAS	131
7.2 CÓDIGO-COORDENADAS A SEGUIR	131
7.3 PRUEBAS.....	132
CAPITULO VIII.....	135
8 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	135
8.1 CONCLUSIONES	135
8.2 RECOMENDACIONES	136
REFERENCIAS	137
BIBLIOGRAFÍA.....	137

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Sentidos de movimientos de la Plataforma Omnidireccional	6
Figura 2 Plataforma Omnidireccional.....	7
Figura 3 Metodología Mecatrónica.....	8
Figura 4 Grados de libertad (GDL): x , y , θ	9
Figura 5 Movimiento de A y B movimiento deslizante y omnidireccional	10
Figura 6 Rueda Omnidireccional.....	11
Figura 7 Rueda Mecanum	11
Figura 8 Posición de los rodillos	12
Figura 9 Rueda omnidireccional completa.....	13
Figura 10 Rueda Mecanum	13
Figura 11 Vehículo con tres ruedas omnidireccionales.....	14
Figura 12 Vehículo con cuatro ruedas omnidireccionales.....	14
Figura 13 Vehículo con ruedas Mecanum	15
Figura 14 Plataforma Kuka	15
Figura 15 Plataforma Kuka	16
Figura 16 Servomotor	18
Figura 17 Esquema básico general de un microcomputador.....	19
Figura 18 Arquitecturas (a) von Neumann y (b) Harvard	19
Figura 19 Esquema de bloques general de un microcontrolador.....	21
Figura 20 Rueda en contacto con el suelo.....	26
Figura 21 Estructura cinemática genérica.....	27
Figura 22 Esquema cinemático del robot.....	28
Figura 23 Sistema de referencia: Plataforma - Rueda	30
Figura 24 Sistema de referencia de la rueda omnidireccional	30
Figura 25 Esquema del movimiento rotacional	32
Figura 26 Esquema del Diseño Mecánico	38
Figura 27 Rueda Omnidireccional.....	40
Figura 28 Rueda omnidireccional ideal.....	41

Figura 29 Diagrama de la rueda	42
Figura 30 DCL del eje a 0°	43
Figura 31 Diagrama de fuerza	43
Figura 32 Diagrama de fuerza cortante	43
Figura 33 Diagrama de momento	44
Figura 34 Esfuerzos FEM	48
Figura 35 Factor de seguridad FEM	49
Figura 36 Deformaciones FEM	49
Figura 37 Estudio de fatiga – Vida del eje	50
Figura 38 Calculador de esfuerzos de contacto Hertziano	50
Figura 39 Zona de contacto esfera-plano	51
Figura 40 Distribución de presión a través de la huella de contacto	52
Figura 41 Gráfica de la evolución de esfuerzos y cortantes	54
Figura 42 Dimensión del elipsoide	54
Figura 43 Gráfica de la evolución de esfuerzos y cortantes	55
Figura 44 Conjunto rodillo, eje, rodamientos, arandela y tuerca	56
Figura 45 Dimensiones de la placa-base I	56
Figura 46 Dimensiones de la placa-base II	58
Figura 47 Eje del rodillo a 45°	59
Figura 48 Diagrama de fuerza	59
Figura 49 DCL de la placa-base cargas combinadas.	60
Figura 50 Factor de seguridad de la placa-base espesor: 22mm. Cargas combinadas.....	60
Figura 51 Factor de seguridad de la placa-base espesor: 8mm. Cargas combinadas.....	61
Figura 52 DCL de la placa-base cargas por compresión.	61
Figura 53 Factor de seguridad de la placa-base espesor: 8mm. Compresión..	62
Figura 54 Banda Sincrónica.....	63
Figura 55 Selección de correa	65
Figura 56 Valores ingresados en el software	65
Figura 57 Reprintación del sistema correa-polea	66
Figura 58 Diagrama de cuerpo libre del eje de la rueda	67
Figura 59 Diagrama de cuerpo libre simplificado.....	67

Figura 60 Corte lateral rueda omnidireccional	68
Figura 61 Gráfico de cortante y momento.....	69
Figura 62 Gráfico de cortante y momento.....	70
Figura 63 Factores teóricos de concentración del esfuerzo – Flexión	73
Figura 64 Sensibilidad a la muesca q – flexión y cargas axiales.	73
Figura 65 Factores teóricos de concentración del esfuerzo –Torsión.....	74
Figura 66 Sensibilidad a la muesca q – torsión.....	74
Figura 67 Catálogo NSK.....	77
Figura 68 Catálogo Timken.....	78
Figura 69 DCL de la tensión en la banda.....	80
Figura 70 Diagrama de cuerpo libre Eje - Placa	81
Figura 71 Ubicación de la placa (SolidWorks, 2013)	82
Figura 72 Geometría de la placa (SolidWorks, 2013)	83
Figura 73 DCL de la placa isométrico (SolidWorks, 2013).....	84
Figura 74 Resultado de simulación de la placa: Von Mises (SolidWorks, 2013).....	84
Figura 75 Resultado de simulación de la placa: Factor de seguridad (SolidWorks, 2013)	85
Figura 76 Plataforma omnidireccional (SolidWorks, 2013).	85
Figura 77 Perfiles de estructura	86
Figura 78 Tipos de armaduras estructurales	87
Figura 79 Base superior de la plataforma (SolidWorks, 2013).....	88
Figura 80 Plataforma con carga (SolidWorks, 2013)	88
Figura 81 DCL Plataforma	89
Figura 82 Geometría de la plataforma (SolidWorks, 2013).....	89
Figura 83 DCL de la plataforma – vista isométrico (SolidWorks, 2013)	90
Figura 84 Esfuerzo Equivalente de la plataforma	91
Figura 85 Deformación Total de la plataforma	91
Figura 86 Factor de seguridad de la plataforma	92
Figura 87 Diagrama del algoritmo de Matlab	94
Figura 88 Ejemplo de trayectoria (Matlab 2011)	96
Figura 89 Derivada de trayectoria – Velocidad (Matlab 2011)	96
Figura 90 Derivada de la velocidad – Aceleración (Matlab 2011).....	97

Figura 91 Sistema de referencia Local – Global	104
Figura 92 Componentes de la trayectoria X(t) y Y(t) (Matlab 2011).....	108
Figura 93 Componentes de la trayectoria $\theta(t)$ (Matlab 2011).....	108
Figura 94 Trayectoria de la plataforma (Matlab 2011)	109
Figura 95 Velocidad angular $\omega(t)$ - Rueda 1 (Matlab 2011)	109
Figura 96 Velocidad angular $\omega(t)$ - Rueda 2 (Matlab 2011)	110
Figura 97 Velocidad angular $\omega(t)$ - Rueda 3 (Matlab 2011)	110
Figura 98 Torque vs Tiempo - Rueda 1 (Matlab 2011)	111
Figura 99 Torque vs Tiempo - Rueda 2 (Matlab 2011)	111
Figura 100 Torque vs Tiempo - Rueda 3 (Matlab 2011)	112
Figura 101 Potencia vs Tiempo - Rueda 1 (Matlab 2011).....	112
Figura 102 Potencia vs Tiempo - Rueda 2 (Matlab 2011).....	113
Figura 103 Potencia vs Tiempo - Rueda 3 (Matlab 2011).....	113
Figura 104 GamePad.....	116
Figura 105 Programación Arduino	117
Figura 106 Procedimiento a seguir por el operador	118
Figura 107 Logotipo de Arduino.....	119
Figura 108 Arduino Mega 2560.....	120
Figura 109 Tarjetas SD, mini SD y micro SD	121
Figura 110 Configuración Master-Slave SPI.....	122
Figura 111 Pinout Tarjeta SD.....	123
Figura 112 Dimensiones del motor	124
Figura 113 Identificación de bobinas del motor.....	125
Figura 114 Crontrólador motor a pasos	125
Figura 115 Fuente de voltaje 60V	128
Figura 116 Mega 2560 Screw Shield	128
Figura 117 SD - Serial Screw Shield.....	129
Figura 118 GamePad Real	129
Figura 119 Plataforma sin carga.....	133
Figura 120 Plataforma con 150 kgf de carga	133
Figura 121 Plataforma con 200 kgf de carga	134

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Datos técnicos de la plataforma omnidireccional	6
Tabla 2 Comparación Motor PAP con Servomotor	18
Tabla 3 Comparación entre Arduino Mega 2560 y PIC16F1947.....	22
Tabla 4 Parámetros configuración cinemática	29
Tabla 5 Especificaciones generales de la plataforma.....	39
Tabla 6 Tabla propiedades mecánicas del aceroSAE 1018	42
Tabla 7 Parámetros de factor de superficie	45
Tabla 8 Tabla propiedades mecánicas duralón	51
Tabla 9 Tipos de banda sincrónica	64
Tabla 10 Resultados del análisis	66
Tabla 11 Características técnicas Arduino Mega.....	120
Tabla 12 Especificaciones generales del motor.....	123
Tabla 13 Especificaciones del motor	124
Tabla 14 Especificaciones generales del drive	126
Tabla 15 Descripción de terminales.....	126
Tabla 16 Configuración de pulsos por revolución	127
Tabla 17 Especificaciones generales de la fuente de voltaje.....	127
Tabla 18 Prueba sin carga.....	132
Tabla 19 Prueba con carga de 150 kgf.....	133
Tabla 20 Prueba con carga de 200kgf.....	134
Tabla 21 Configuración de corriente de salida.....	134

RESUMEN

TEMA: DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN PROTOTIPO DE PLATAFORMA MÓVIL OMNIDIRECCIONAL PARA LA EMPRESA SIMYM - SERVICIOS INDUSTRIALES MECÁNICOS Y MECATRÓNICOS

El desarrollo del presente proyecto de grado se basa en el diseño y construcción de un prototipo de plataforma omnidireccional auspiciado por la empresa Servicios Industriales Mecánicos y Mecatrónicos SIMYM CIA. LTDA. El objeto de dicha plataforma es transportar una carga máxima de 500 *kgf*, con sus tres grados de libertad en una superficie industrial plana a una velocidad lineal máxima de 0.8 m/s. El diseño empieza a partir de las especificaciones técnicas que la empresa auspiciante requiere, a partir de la cual se realiza propuestas del diseño de la plataforma identificando así posibles soluciones a los inconvenientes presentados. El Diseño Mecatrónico aplicado identifica mejoras al diseño, logrando así fabricar un vehículo de carga de bajo costo con materiales convencionales. A partir de entonces, la cinemática del robot se analiza y un diseño de control de movimiento se desarrolla. Mediante la aplicación del Diseño Mecatrónico se diseña y construye la estructura de la plataforma, se acoplan un sistema de reducción de velocidad para aumentar la aportación de torque a las ruedas, adicionalmente se implementa un algoritmo de control y se utiliza un dispositivo de mando para comandar dicho control. Para finalizar se realizan calibraciones al equipo, pruebas de funcionamiento y se determinan posibles optimizaciones futuras.

PALABRAS CLAVES: ROBOT OMNIDIRECCIONAL, RUEDA OMNIDIRECCIONAL, DISEÑO MECATRÓNICO, CONTROL DE MOTORES A PASOS, SIMYM.

ABSTRACT

SUBJECT: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A PROTOTYPE MOBILE OMNIDIRECTIONAL PLATFORM FOR COMPANY SIMYM - INDUSTRIAL MECHANICAL AND MECHATRONIC SERVICES

The development of this project is based on the design and construction of a omnidirectional platform prototype sponsored by the Industrial company Mechanical and Mechatronic Services SIMYM CIA. LTDA. The purpose of this platform is to carry a maximum load of 500 *kgf*, with three degrees of freedom in an industrial flat surface for a maximum velocity of 0.8 *mps*. The design starts from the technical specifications required for the company, from which design proposals platform is those of identifying possible solutions to the problems presented. The Mechatronic Design applied to identify design improvements, achieving a load vehicle manufacturing at low cost with conventional materials. Therefore, the kinematics of the robot is analyzed and a motion control design is developed. By applying the Mechatronic Design you will be able to design and build the structure of the platform, a system speed reduction is coupled to increase an input torque to the wheels, additionally a control algorithm is implemented and a control device used to command such control. Finally calibrations are performed to the equipment, performance testing and possible future optimizations are determined.

KEYWORDS: OMNI-DIRECTIONAL MOBILE ROBOT, OMNI-DIRECTIONAL WHEEL, MECHATRONIC DESIGN, STEPPER MOTOR CONTROL, SIMYM.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

Para el presente capítulo se detallan los términos generales del proyecto de grado. En primera instancia se detalla el antecedente de la empresa auspiciante “Servicios Industriales Mecánicos y Mecatrónicos” SIMYM CIA. LTDA., mostrando así el marco institucional, y el interés con su respectiva justificación por la creación de un prototipo de plataforma omnidireccional. Posteriormente se especifican los objetivos y alcance del proyecto, dando a conocer los requerimientos del prototipo de plataforma móvil.

1.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO

1.1.1 ANTECEDENTES

A lo largo de la historia la humanidad se ha fascinado por máquinas que puedan imitar sus movimientos y realizar tareas que demanden precisión, por lo cual en la actualidad se han beneficiado por equipos industriales que fácilmente son programables para cumplir operaciones diversas con varios grados de libertad y destinado a sustituir la actividad física del hombre en las tareas repetitivas, monótonas y peligrosas.

Las empresas nacionales dedicadas al diseño y construcción integral de equipos y maquinaria industriales, son pequeñas y están dirigidas por personas que tratan de abrirse un espacio en el mercado, como lo es la empresa beneficiada por este proyecto.

La empresa desde su inicio ha pretendido aplicar el concepto de “Diseño Mecatrónico”, que representa un conjunto de procedimientos multidisciplinarios en busca del mejor diseño posible teniendo en cuenta restricciones como el costo.

Esta compañía que enfrenta el hecho de las maquinarias que existen en los procesos industriales del país son importados desde países

desarrollados en este campo de tecnología y cuyo costo excede al presupuesto que posee en estos momentos la empresa. Por lo tanto es difícil que las maquinarias o equipos ensamblados en el país ingresen en el mercado nacional ya que la mayoría de la población aún no ha desarrollado el interés de innovar y crear una propia tecnología, por ende se ha previsto realizar un prototipo que cumpla con los requerimientos de la empresa SIMYM.

1.1.2 MARCO INSTITUCIONAL SIMYM

Misión: Proveer al sector industrial ecuatoriano con maquinaria de diseño y fabricación nacional, brindando en todo momento productos confiables, de alta calidad y prestaciones; para lo cual contamos con personal altamente calificado, equipo y herramienta adecuada para su fabricación.

Visión: La visión de SIMYM es establecer un referente a nivel nacional del desarrollo de equipos industriales mecatrónicos, siendo la primera opción en la mente de nuestros clientes activos y potenciales para la compra de maquinaria industrial.

Valores:

- Puntualidad que nos permita entregar nuestros trabajos con los tiempos establecidos.
- Compromiso para cumplir con las normas y especificaciones a fin de satisfacer las necesidades de nuestros clientes.
- Confianza para establecer un lazo de comunicación directa con nuestros clientes.
- Seguridad en todo momento, durante la fabricación, montaje y operación de nuestros productos.
- Respeto con el entorno y medio ambiente.

1.1.3 LOCALIZACIÓN GEOGRÁFICA SIMYM

- País: Ecuador.
- Región: Sierra.

- Provincia: Pichincha.
- Ciudad: Tumbaco.
- Dirección: Gonzales Suarez N47-47 e Interoceánica

1.1.4 JUSTIFICACIÓN

Una de las áreas más influyentes de la Mecatrónica es su aplicación en el diseño de equipos industriales, por lo que se propone la elaboración de un prototipo de plataforma móvil omnidireccional, que trabajando en conjunto con los conocimientos mecatrónicos se podrá conformar una plataforma industrial móvil que servirá para trasladar cargas de hasta 500 *kgf* . Cumpliendo así las funciones que posee una plataforma de carga industrial antes mencionada en el apartado “Antecedentes”.

En el campo de la robótica, la importancia de los robots móviles está aumentando constantemente. Debido a su libertad de movimiento, los robots móviles son más flexibles y pueden realizar tareas con mayor alcance que sus contrapartes convencionales fijas. Las aplicaciones actuales de los robots móviles son amplias e incluyen la limpieza doméstica y pública, el transporte de mercancías en los hospitales, fábricas, puertos y almacenes, la exploración de terrenos inhóspitos como el espacio o los océanos, la minería, desactivación de explosivos, el entretenimiento y la realización de inspecciones y la seguridad patrullas.

Como tal la empresa está interesada en diseñar y fabricar un sistema que ejecute de manera armoniosa cada uno de los campos de la ingeniería relacionados.

1.1.5 OBJETIVOS

1.1.5.1 GENERAL

Diseñar e implementar el prototipo de una plataforma con movimiento omnidireccional que transporte una carga máxima de 500 *kgf* .

1.1.5.2 ESPECÍFICOS

- Diseñar un prototipo de rueda que permita que el omni-movimiento sea uniforme (sin interferencia), tomando en consideración el material seleccionado que soporte el peso y lubricación de los rodillos internos.
- Realizar un análisis geométrico y de materiales para reducir el peso de la plataforma sin afectar el funcionamiento principal del equipo.
- Manufacturar los elementos de la plataforma, según los esquemas de diseño y estudios realizados.
- Desarrollar un modelo matemático que se aproxime al comportamiento real de la plataforma, permitiendo así implementar los algoritmos de control para manipular el movimiento en forma automática y manual.
- Implementar los algoritmos de control de movimiento planar y analizar el desempeño en el dominio del tiempo.

1.1.6 ALCANCE

El proyecto pretende servir como una plataforma para futuras desarrollos de equipos de la empresa y camino para el desarrollo en la industria ecuatoriana donde se requiera la movilización de grandes cargas en espacios reducidos.

El costo elevado de este tipo de robot representa un obstáculo para su uso en Ecuador. Por lo tanto, con el desarrollo de este proyecto se pretende diseñar y construir una plataforma móvil con características similares a las que presentan equipos extranjeros a un menor costo, para lo cual se utilizarán materiales, componentes y controladores con altas prestaciones, que sirvan como prototipo para posteriores investigaciones, desarrollos y mejoras, aumentando la efectividad, eliminando tiempos muertos en las

industrias marcando así un precedente importante en la innovación de producción en la que debe involucrarse nuestro país.

1.2 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

El proyecto básicamente se trata de un vehículo de cuerpo en forma de triángulo equilátero (véase **Figura 2**), en cada lado de este cuerpo estará ubicada una rueda omnidireccional, un motor en conjunto con un reductor aportarán el torque necesario a cada rueda.

Los tres motores estarán comandados mediante controladores y drives de potencia. Se tiene previsto que la alimentación de energía sea otorgada por fuentes cableadas y enchufadas a una toma de corriente eléctrica de 110 VAC. Por otro lado al ser un vehículo de carga todos los componentes como ruedas, ejes, estructura y partes constitutivas estarán diseñados en base a aquella consideración.

El control del prototipo tendrá función en base a un algoritmo, donde se le asignará trayectorias a seguir, similar a los movimientos *ptp*, *lin* o *circ* utilizados en los robots KR de la compañía **KUKA**.

Hoy en día la empresa SIMYM tiene como visión la implementación de una línea de productos mecatrónicos de manufactura nacional. Por ende se ha previsto la fabricación de un prototipo de plataforma móvil omnidireccional, plataforma capaz de desplazarse con 3 grados de libertad sobre el plano. El prototipo que se va a diseñar tendrá los siguientes datos técnicos.

Tabla 1 Datos técnicos de la plataforma omnidireccional

Variables	Datos	Unidades
Capacidad de Carga	0.5	Ton
Números de ruedas	3	
Diámetro de las ruedas	250 [máximo]	mm
Velocidad	0.8	m/s
Forma	Triangular – Equilátero	
Dimensiones	700 (lado) y 400 (altura) [aproximado]	mm
Peso	100	kgf
Alimentación	Fuentes Cableadas	VAC

El prototipo pretende optimizar peso, potencia de accionamiento, entre otras variables que dependerán del diseño mecatrónico. Nuestra plataforma omnidireccional cuenta con 3 ruedas colocadas a 120° , donde cada una de las ruedas tiene la capacidad de girar en ambos lados, direccionarse en cualquier sentido **Figura 1**.

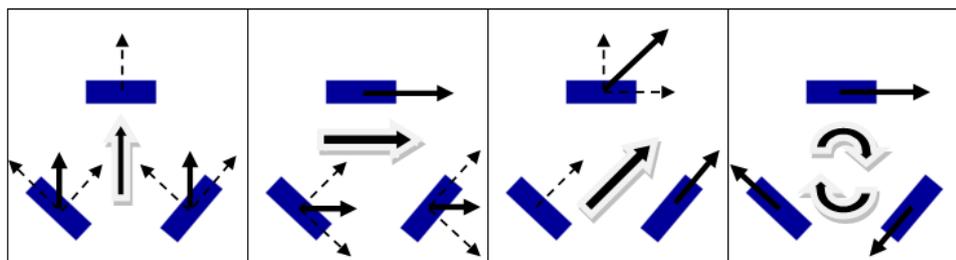


Figura 1 Sentidos de movimientos de la Plataforma Omnidireccional

Dando inicio a la implementación de la ingeniería Mecatrónica de tercer nivel en donde se realiza la integración de todas las ramas de la ingeniería logrando excelentes resultados en el prototipo que en primer instancia es alcanzar total libertad de movimiento sobre superficie plana y sin pendiente, capaz de generar cualquier trayectoria de desplazamiento para trasladar la carga de 500 *kgf* bajo los parámetros especificados.

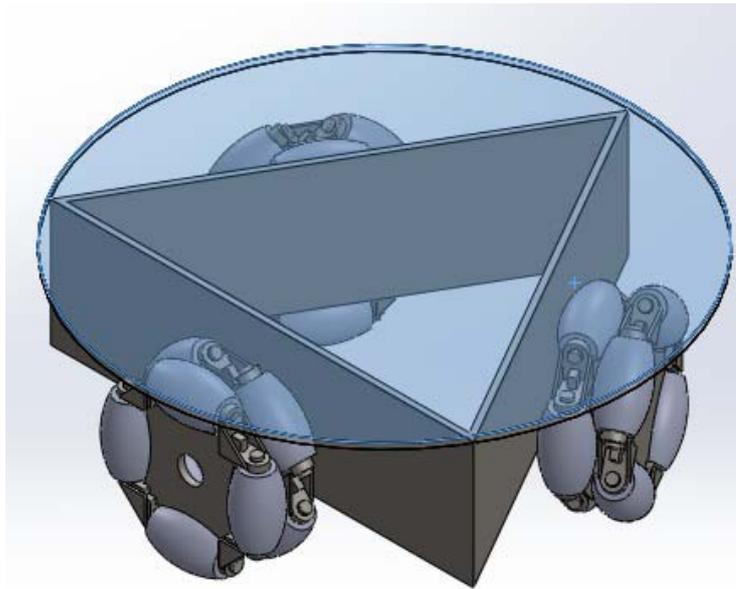


Figura 2 Plataforma Omnidireccional

1.3 METODOLOGÍA

La metodología a utilizar en el proyecto estará compuesta de tres partes:

- Modelado, Diseño y Simulación
- Manufactura y Ensamblaje
- Calibración, Puesta a Punto y Prueba de Funcionamiento

Los sistemas mecatrónicos son muy adecuados para aplicaciones que requieren reconfiguración. Tales productos pueden ser reconfigurados, ya sea durante la etapa de diseño mediante la sustitución de diferentes módulos o subsistemas durante la vida útil del producto.

A continuación se muestra diagrama del proceso metodológico que se utilizará:

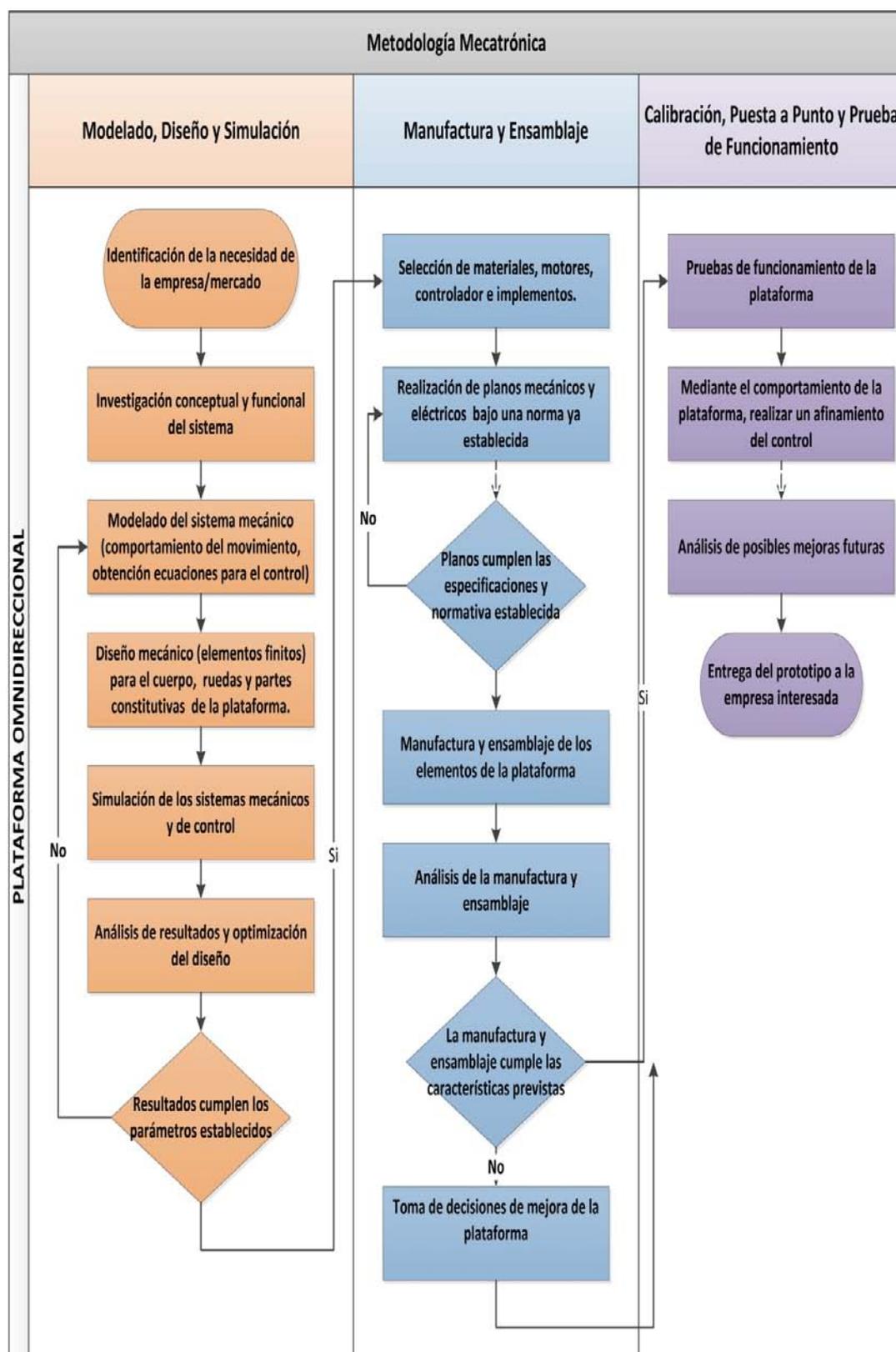


Figura 3 Metodología Mecatrónica

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

En este capítulo se pretende explicar el principio de movilidad omnidireccional para luego dar a conocer las características de la rueda omnidireccional, posteriormente mostrar las configuraciones que pueden ser utilizadas y aplicaciones en la industria. Dar a conocer las características de diferentes motores y equipos electrónicos para su posterior selección.

2.1 MOVILIDAD OMNIDIRECCIONAL

Una clase especial de robots móviles son los robots omnidireccionales. Estos robots están diseñados para movimiento en el plano (2D), son capaces de traducir coordenadas (x, y) y la rotación alrededor de su centro de gravedad como se visualiza en la **Figura 4**. En este caso la plataforma presenta tres grados de libertad. A diferencia de los vehículos convencionales, los robots omnidireccionales pueden controlar cada uno de sus grados de libertad de forma independiente. Para funcionar con eficacia, los robots móviles deben ser capaces de realizar un seguimiento de su posición actual (localización), percibir su entorno (percepción), ser capaz de generar una ruta a su destino (planificación de ruta) y ejecutarlo (navegación) en una manera eficiente. En una gran medida, esto se logra a través de sensores y algoritmos inteligentes.

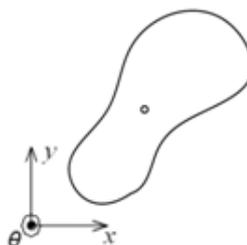


Figura 4 Grados de libertad (GDL): x, y, θ

Fuente: (Steinbuch, 2006)

La mayoría de los vehículos que no son capaces de controlar estos tres grados de libertad de forma independiente, a causa de las restricciones. Como ejemplo, considere varios coches estacionados a lo largo de la carretera. Si el conductor desea aparcar su coche de pasajeros en un espacio abierto entre dos coches, no puede simplemente mover hacia los lados. El conductor tiene a menudo que impulsar hacia adelante y hacia atrás varias veces para producir un ángulo para insertar su coche en el lugar libre y obtener una orientación final satisfactoria (véase la **Figura 5**).

Esto se debe a la incapacidad de un coche con ruedas de dirección, moverse perpendicular a la dirección de marcha. Aunque, en general tal vehículo puede llegar a cada ubicación y orientación en un espacio 2D, que puede requerir maniobras complicadas y planificación de una trayectoria compleja, que lo hagan independientemente de si se trata de un vehículo de tracción humana o controlado por robot.

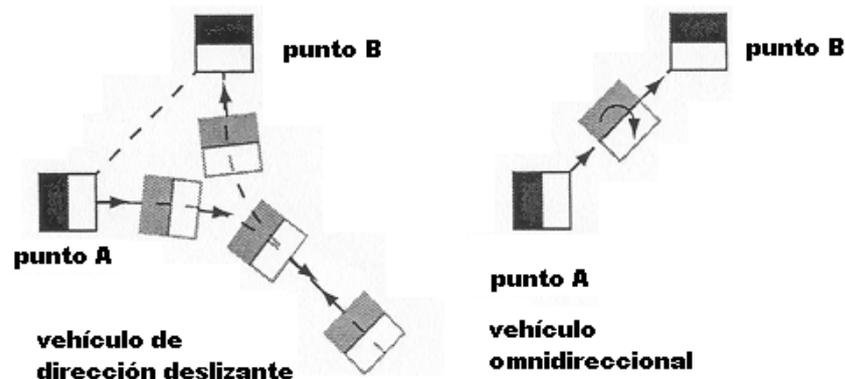


Figura 5 Movimiento de A y B movimiento deslizante y omnidireccional

Fuente: (Steinbuch, 2006)

2.2 RUEDA OMNIDIRECCIONAL

Una rueda omnidireccional es una rueda, que permite que el vehículo presente menores restricciones de movimiento. Existen dos tipos de ruedas con este principio, su principal diferencia se basa en la geometría de la misma y en la aplicación. (Véase la **Figura 6** y **Figura 7**).

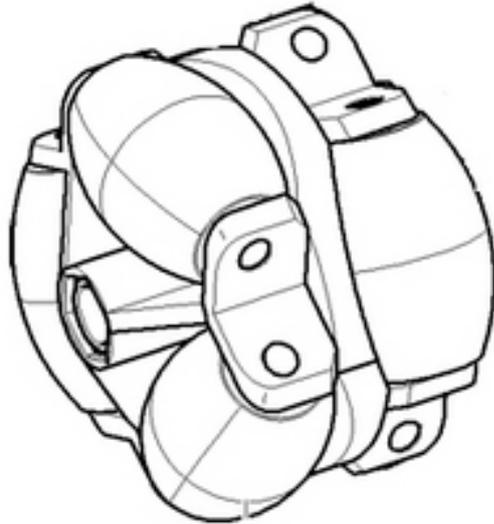


Figura 6 Rueda Omnidireccional

Fuente: (Festo Didactic)



Figura 7 Rueda Mecanum

Fuente: (Robotc)

Una rueda omnidireccional se define como una rueda estándar a la cual se le ha dotado de una corona de rodillos, cuyos ejes de giro resultan perpendiculares a la dirección normal de avance. De este modo al aplicarse una fuerza lateral, los rodillos giran sobre sí mismo. Estas ruedas omnidireccionales permiten convertir de un robot no holonómico a un holonómico. Un robot no holonómico que utiliza ruedas normales tiene sólo 2 grados (movimiento hacia delante-atrás y rotación) de cada 3 grados de libertad controlables (movimiento hacia delante-atrás, lateral y rotación). No

poder moverse de manera lateral hace a un robot más lento y menos eficiente en alcanzar su objetivo dado. Las ruedas omnidireccionales son capaces de superar este problema, ya que son altamente maniobrables.(Omni-wheel)

A diferencia de robot no holonómico normal, el robot omnidireccional puede moverse en una dirección arbitraria continuamente sin cambiar la dirección de la rueda.

2.2.1 TIPOS DE RUEDA OMNIDIRECCIONAL

Existen dos tipos de ruedas omnidireccionales, estos dos tipos de rueda se asemejan porque poseen un grupo de rodillos a lo largo de la circunferencia de la rueda. La diferencia se basa en el ángulo de posición de los rodillos (Véase la **Figura 6** y **Figura 7**). En la primera clase de rueda el eje de giro de los rodillos se dispone perpendicular al eje de giro de la rueda cómo se visualiza en la siguiente figura.

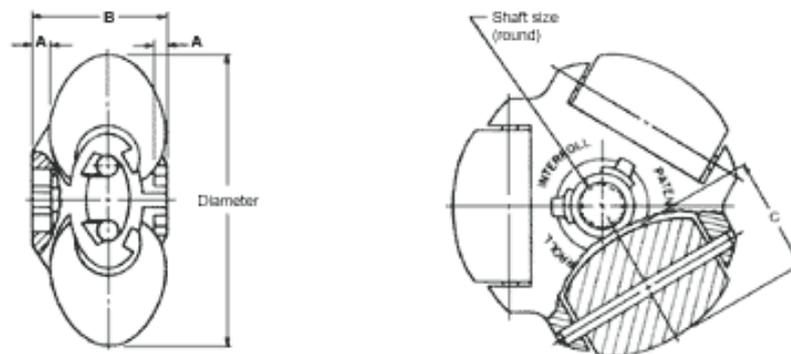


Figura 8 Posición de los rodillos

Fuente: (Kornylak)

Se observa en la primera clase de rueda los rodillos no abarcan todo el perímetro de la circunferencia, por tal motivo es necesario acoplar una rueda lateralmente desplazándola con respecto a la anterior, de esta manera se logra formar una sola rueda con todo su perímetro sobrellevado (Véase la **Figura 9**).



Figura 9 Rueda omnidireccional completa

Fuente: (Kornylak Corporation)

El segundo tipo de rueda cuenta con una serie de rodillos unidos a su circunferencia, estos rodillos típicamente tienen cada uno un eje de rotación a 45° con respecto al plano de la rueda y a 45° a una línea a través del centro del rodillo paralelo al eje de rotación de la rueda.

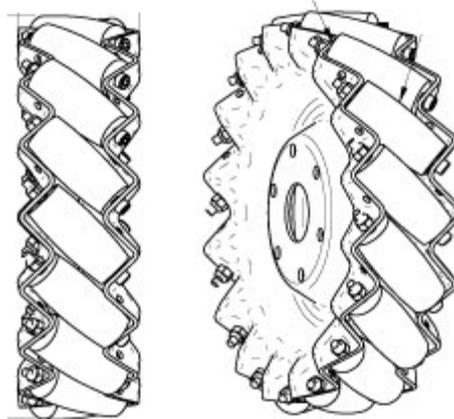


Figura 10 Rueda Mecanum

Fuente: (Kornylak)

2.2.2 CONFIGURACIONES DE UN VEHÍCULO OMNIDIRECCIONAL

La configuración del vehículo se basa en la aplicación a la cual está destinado el vehículo y el número de ruedas a ser utilizadas. Por ejemplo, se muestra un vehículo ensamblado con tres ruedas omnidireccionales, el cuerpo tendrá una forma de triángulo equilátero. De allí los diferentes movimientos que puede tomar.

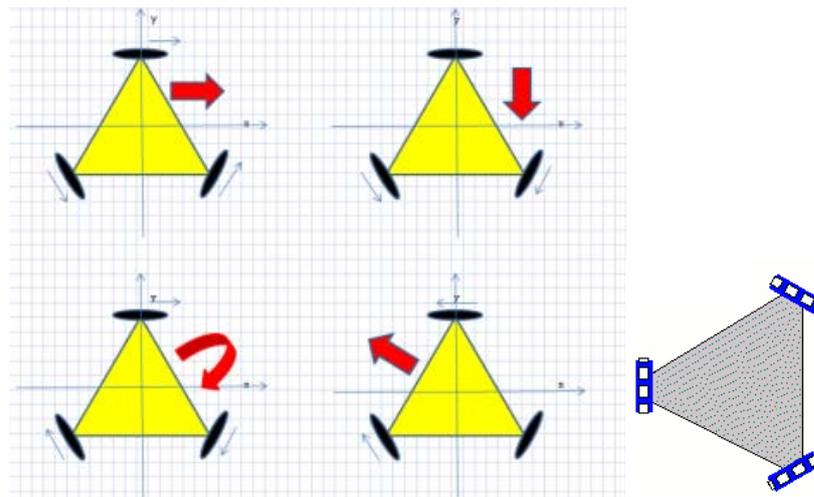


Figura 11 Vehículo con tres ruedas omnidireccionales

Fuente: (Omni-wheel)

El siguiente vehículo está construido con cuatro ruedas omnidireccionales, las ruedas pueden ser ubicadas en los vértices del cuerpo cuadrado o en las aristas, cumpliendo la condición que dos ruedas tienen que estar ubicadas paralelamente entre sí.

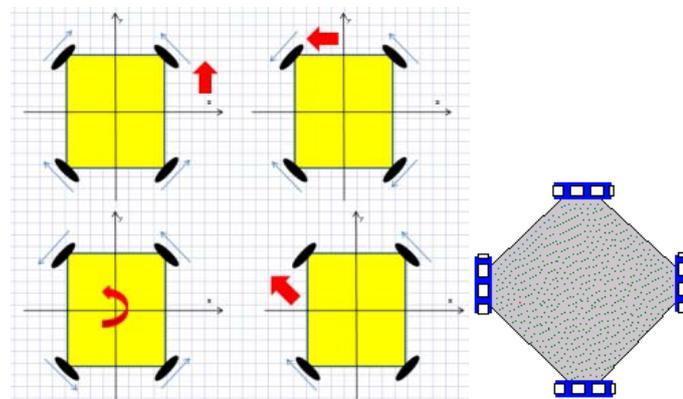


Figura 12 Vehículo con cuatro ruedas omnidireccionales

Fuente: (Omni-wheel)

El siguiente vehículo se basa en el uso de las ruedas mecanum, el vehículo como tal debe poseer un mínimo de cuatro ruedas mecanum, la forma básica del vehículo es rectangular o cuadrada. Se pueden acoplar más ruedas al vehículo para dar una característica de mayor carga, siendo el número de ruedas pares. Un claro ejemplo son los montacargas que poseen ruedas mecanum, en específico el montacargas Airtrax, que logra

transportar carga en espacios reducidos gracias a su facilidad de movimiento.

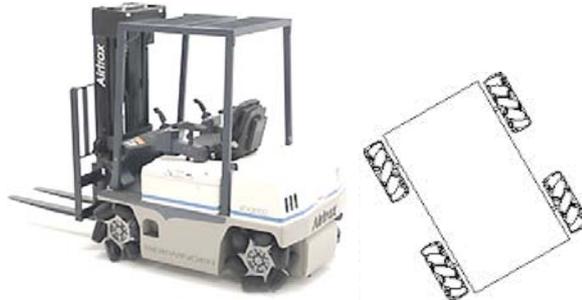


Figura 13 Vehículo con ruedas Mecanum

Fuente: (Coyright Vehicle Technologies, Inc., 2011)

Adicional al presente vehículo existen plataformas de carga pesada, la cual cumple el mismo principio de funcionamiento, pero en este caso sirve para transportar turbinas de aviones comerciales, equipos y maquinaria pesada. Una de estas plataformas es de la compañía **KUKA**, que soportan un rango de carga de 3 000, 8 000, 12 000, 16 000, 20 000 *kgf*. La plataforma Omnimove de KUKA eleva la carga en una distancia suficiente para movilizarla a lo largo del plano.

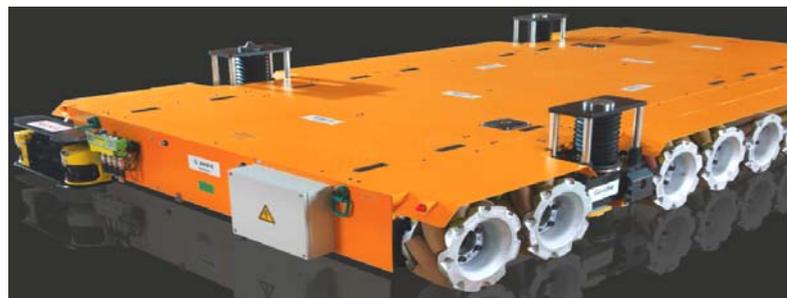


Figura 14 Plataforma Kuka

Fuente: (iVT International Off-Highway, 2013)

Existe una plataforma de la misma empresa que posee un mecanismo de elevación permitiendo realizar trabajos en la altura, y moverse lateralmente según sea la necesidad.



Figura 15 Plataforma Kuka

Fuente: (iVT International Off-Highway, 2013)

2.3 CONSIDERACIONES ELÉCTRICAS Y ELECTRÓNICAS

2.3.1 MOTOR ELÉCTRICO

El motor eléctrico es un dispositivo que transforma la energía eléctrica en energía mecánica por medio de la acción de los campos magnéticos generados en sus bobinas. Son máquinas eléctricas compuestas por un estator y rotor.

El medio de esta transformación de energía en los motores eléctricos es el campo magnético. Existen diferentes tipos de motores eléctricos y cada tipo tiene distintos componentes cuya estructura determina la interacción de los flujos eléctricos y magnéticos que originan la fuerza o par de torsión del motor.

Para la presente aplicación se utilizan habitualmente motores eléctricos de corriente continua controlados mediante señales electrónicas de salida y entrada. Estos actuadores pueden girar y acelerarse controladamente en ambos sentidos. Los movimientos de estos mecanismos tienen que ser de gran rigidez y resistir los esfuerzos generados por el cuerpo y carga de la plataforma.

2.3.1.1 MOTOR PASO A PASO

Son motores con gran precisión pero con pares de potencia relativamente bajos, por lo que se suelen utilizar en máquinas de poca capacidad de trabajo. Los motores paso a paso funcionan con un bajo factor de potencia, resultando más caros y voluminosos que aquellos a igual potencia. Están diseñados para girar un determinado ángulo en función de las señales eléctricas que se les apliquen.

La resolución de los pasos que puede ejecutar dependerá de su característica constructiva, ángulos de menos 1 hasta 15 grados.

Esta clase de motor se emplea a menudo en sistemas de control digital, donde el motor recibe órdenes de lazo abierto en forma de un tren de pulsos. Para muchas aplicaciones se logra obtener una información precisa de la posición del elemento accionado, con tal solo llevar una cuenta de los pulsos que se envían al motor paso a paso, no necesitando sensores de posición por retroalimentación, lo que simplifica su aplicación.(Conti)

Características técnicas de los motores paso a paso

Debido a las características del motor paso a paso, si se aumenta la velocidad se reduce el par. Esto se produce porque las bobinas tienen que cargarse para producir el giro del motor. Este proceso de carga se trata de una curva, por lo tanto es necesario esperar un lapso de tiempo para que la curva llegue a un mínimo. (Conti)

2.3.1.2 SERVOMOTOR O MOTORES ENCODER

Estos motores acostumbran a ser los más utilizados dada su alta potencia y alto par conseguido a bajas revoluciones, lo que permite trabajar a pocas revoluciones con grandes cargas de trabajo. El funcionamiento del motor es prácticamente el mismo que un motor de CA convencional, pero con un encoder conectado al mismo. El encoder controla las revoluciones exactas que da el motor traspasando los datos al control para que tenga el registro exacto del mismo. El mismo encoder es el encargado de frenar en el

punto exacto que ordena el control del motor. Los controles numéricos en su comunicación con los motores tienen calibrada su parada por medio de lo que técnicamente se llama rampa de deceleración para evitar desplazamientos no deseados motivados por las inercias de la carga.(Cruz Teruel, 2005)

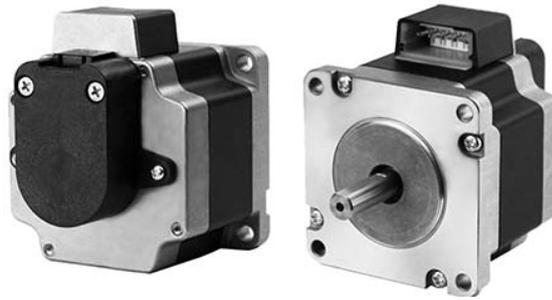


Figura 16 Servomotor

Fuente: (WANTAI)

Tabla 2 Comparación Motor PAP con Servomotor

Fuente: (Conti)

Motor paso a paso	Servomotor de c.c
No necesita realimentación (control en lazo abierto)	Es esencial la realimentación (potenciómetro, codificadores, etc)
Pobre relación potencia-volumen, por eso son más grandes	Buena relación potencia-volumen
Robustos, envejecen muy lentamente	Presentan envejecimiento de las escobillas
Buenas características de bloque	Para el bloque necesita frenos extra (dispositivos mecánicos)
Propenso a resonancia - ruido	Movimiento suave
No posee sistema de ventilación, propenso a sobrecalentamiento	El sistema de ventilación se contamina fácilmente

2.3.2 MICROCONTROLADOR

Un microcontrolador es un circuito integrado programable, capaz de ejecutar las órdenes grabadas en su memoria. Se compone de tres bloques fundamentales: el CPU (Central Processing Unit), la memoria, y la entrada/salida. Los bloques se conectan entre sí mediante grupos de líneas

eléctricas denominadas buses. Los buses pueden ser de direcciones, de datos o de control.

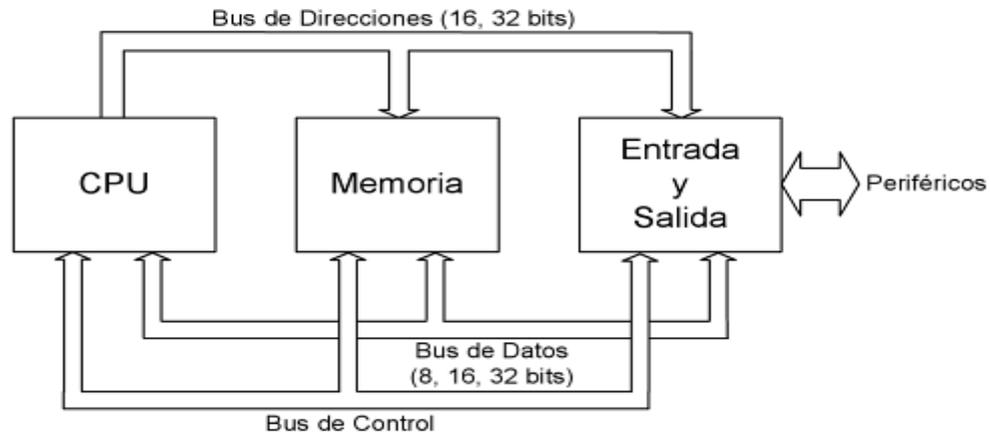


Figura 17 Esquema básico general de un microcomputador

Fuente: (Valdés & Pallás, 2007)

El tamaño de la unidad central de procesamiento, la cantidad de memoria y los periféricos incluidos dependerán de la aplicación. Los μ Cs disponen generalmente de una gran variedad de dispositivos de entrada/salida, convertidor análogo/digital, temporizadores, UARTS y buses de interfaz serie especializados como I2C y CAN.

Básicamente existen dos arquitecturas presentes en el mundo de los microcontroladores: Von Neumann y Harvard. Se diferencian en la forma de conexión de la memoria al procesador y en los buses que cada una necesita.

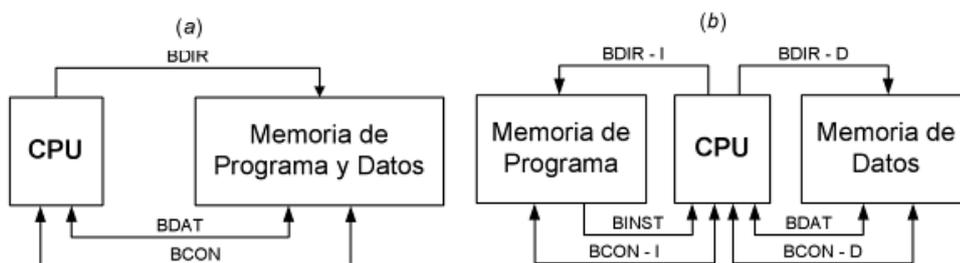


Figura 18 Arquitecturas (a) von Neumann y (b) Harvard

Fuente: (Valdés & Pallás, 2007)

2.3.2.1 COMPONENTES DE UN MICROCONTROLADOR

El procesador o CPU

Es el elemento más importante del microcontrolador y determina sus principales características, tanto a nivel hardware como software. Se encarga de direccionar la memoria de instrucciones, recibir el código de la instrucción en curso, su decodificación y la ejecución de la operación que implica la instrucción, así como la búsqueda de los operandos y el almacenamiento del resultado.

Puertos de Entrada y Salida

La principal utilidad de los pines que posee la cápsula que contiene un microcontrolador es soportar las líneas de E/S que comunican al computador interno con los periféricos exteriores y según los controladores de periféricos que posea cada modelo de microcontrolador, se destinan a proporcionar el soporte a las señales de entrada, salida y control.

Memoria

En los microcontroladores la memoria de instrucciones y datos está integrada en el propio circuito integrado. Una parte debe ser no volátil, tipo ROM, y se destina a contener el programa de instrucciones que gobierna la aplicación. Otra parte de memoria será tipo RAM, volátil, y se destina a guardar las variables y los datos. Según el tipo de memoria de programa que dispongan los microcontroladores, la aplicación y utilización de los mismos es diferente.(Dispositivos Lógicos Microprogramables)

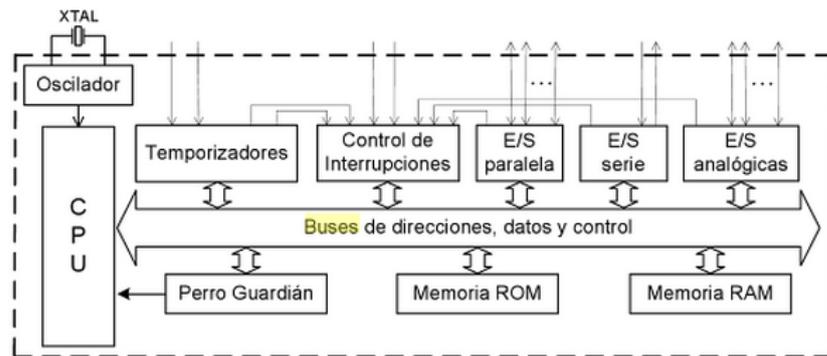


Figura 19 Esquema de bloques general de un microcontrolador

Fuente: (Valdés & Pallás, 2007)

2.3.2.2 FABRICANTES DE MICROCONTROLADORES

Los microcontroladores de un mismo tipo forman una familia, que se caracteriza, en general, por tener el misma CPU y ejecutar el mismo repertorio de instrucciones. Es lo que se conoce como “núcleo” (core) del microcontrolador. Los miembros de una familia de microcontroladores tienen el mismo núcleo, pero se diferencian en la entrada/salida y en la memoria.

A continuación se presenta una relación de fabricantes de microcontroladores, con el correspondiente comentario acerca de los dispositivos que fabrica.

- Atmel. Arquitecturas basadas en Marc 4, AVR, 8051, ARM7, ARM9.
- National Semiconductor. Microcontroladores COP8, CR16.
- Dallas Semiconductor. Microcontroladores compatibles con 8051.
- Freescale Semiconductor (procede de Motorola). Microcontroladores de las familias 68HC05, 68HC08, 68HC11.
- Microchip Technology. Microcontroladores PIC (PICmicro)
- Sharp Microelectronics. Microcontroladores BlueStreak con núcleo ARM7 Y ARM9.
- Texas Instruments (TI). Procesadores digitales de señales TMS370 y TMS470, microcontroladores MSP430.

En el prototipo de plataforma omnidireccional existen dos factores indispensables sobre la elección del Microcontrolador:

- Número de entradas/salidas digitales mayor a 20 (condición dada por el manejo de tres motores, GamePad, entre otros)
- Velocidad de reloj mayor o igual a 16MHz (condición dada por la necesidad de lectura rápida de líneas de comando)

A continuación se presenta un cuadro comparativo entre el Arduino Mega 2560 y el PIC16F1947. Dicho PIC es el mejor en la categoría de 8 bits.

Tabla 3 Comparación entre Arduino Mega 2560 y PIC16F1947

Fuente: (Arduino) y (MicroChip, 1998-2014)

Descripción	Arduino Mega 2560	PIC16F1947
Arquitectura	8 bits	8 bits
Voltaje de operación	5 V	1.8 – 5.5 V
Oscilador Interno	16 MHz	32 MHz
Pines digitales E/S	54	54
Pines análogos	16	17
Memoria Flash	256 KB	16 KB
Memoria Ram	8KB	1 KB
Maestro Esclavo SPI	1	2
UART	4	2
Timer	2 x 8-bit, 3 x 16-bit	4 x 8-bit, 1 x 16-bit
Rango de temperatura	-40C a 125C	-40C a 85C

2.3.2.3 TIPOS DE MEMORIA DEL MICROCONTROLADOR

En los microcontroladores la memoria de instrucciones y datos está integrada en el propio chip. Una parte debe ser no volátil, tipo ROM, y se destina a contener el programa de instrucciones que gobierna la aplicación. Otra parte de memoria será tipo RAM, volátil, y se destina a guardar las variables y los datos.

RAM: De poca capacidad pues sólo debe contener las variables y los cambios de información que se produzcan en el transcurso del programa.

ROM con máscara: Es una memoria no volátil de sólo lectura cuyo contenido se graba durante la fabricación del chip.

OTP: El microcontrolador contiene una memoria no volátil de sólo lectura "programable una sola vez" por el usuario. OTP (One Time Programmable). Es el usuario quien puede escribir el programa en el chip mediante un sencillo grabador controlado por un programa desde un PC.

EPROM: Los microcontroladores que disponen de memoria EPROM (Erasable Programmable Read Only Memory) pueden borrarse y grabarse muchas veces. La grabación se realiza, como en el caso de los OTP, con un grabador gobernado desde un PC.

EEPROM: Se trata de memorias de sólo lectura, programables y borrables eléctricamente EEPROM (Electrical Erasable Programmable Read Only Memory).

FLASH: Se trata de una memoria no volátil, de bajo consumo, que se puede escribir y borrar. Funciona como una ROM y una RAM pero consume menos y es más pequeña. A diferencia de la ROM, la memoria FLASH es programable en el circuito. Es más rápida y de mayor densidad que la EEPROM.

CAPÍTULO III

3 MODELADO CINEMÁTICO Y DINÁMICO ROBOT MÓVIL OMNI-DIRECCIONAL

El presente capítulo describe una metodología para la construcción de los modelos cinemático y dinámico de los robots móviles con ruedas. Se plantea como una extrapolación de los procedimientos, ya consolidados. Con el objeto de ilustrar su uso, se aplica al cálculo de los mencionados arquetipos de un robot móvil omnidireccional. Posteriormente, se utilizarán para el estudio del comportamiento dinámico del mencionado vehículo mediante la simulación de unas maniobras básicas y la obtención de los torques críticos de cada rueda para seleccionar los motores.

3.1 INTRODUCCIÓN

Esta sección recoge los aspectos más relevantes presentados al modelado de robots móviles con ruedas, para lo cual se ha elegido una configuración de un robot móvil holónoma (comprende el mismo número de grados de libertad que de coordenadas independientes) de tres grados de libertad, para presentar la complejidad adecuada desde el punto de vista instructivo. La idea que prevalece es que la plataforma omnidireccional siga un camino paralelo a la sistemática que se emplea habitualmente en los robots manipuladores (Dispositivo que se utiliza bajo control humano).

Desde el punto de vista de la cinemática, la principal diferencia entre un manipulador y un robot móvil consiste en la naturaleza y disposición de sus articulaciones. El primero suele modelarse en forma de cadena cinemática abierta, compuesta de una alternancia de sólidos rígidos con elementos articulares de un solo grado de libertad (prismático o de revolución). Por el contrario, la estructura cinemática de un robot móvil, se puede considerar como un conjunto de cadenas cinemáticas cerradas, tantas como ruedas en contacto con el suelo. Asimismo, la interacción rueda-suelo se define, desde

el punto de vista cinemático, como una articulación planar con tres grados de libertad, donde uno de ellos, generalmente sin controlar, representa los deslizamientos laterales. Estos dos hechos dificultan la construcción del modelo, ya que se dan efectos no presentes en los manipuladores. En concreto, cobra gran importancia la perfecta sincronización de la velocidad de las ruedas para alcanzar una localización determinada, factor que no resulta determinante en el ámbito de los manipuladores. Esto se debe a que el avance a lo largo de un grado de libertad cartesiano, se consigue gracias a la combinación de las aportaciones de las velocidades lineales de las ruedas al punto de guía del vehículo.

En cuanto a la dinámica, resulta muy complicado tener en cuenta todos los efectos que se producen en el vehículo, y en particular la interacción con el terreno. Asimismo, aunque se posea un modelo preciso, la cantidad de parámetros que entran en juego hacen poco factible la verificación del mismo. Así, se tiende a considerar que, cuando el robot móvil navega con una velocidad reducida, muchos de los comportamientos no lineales resultan despreciables. Entonces, se toma un modelo de primer orden para caracterizar el cambio de velocidad y de dirección del vehículo.

El presente trabajo muestra, en primera instancia, una metodología para la obtención del modelo cinemático de un vehículo con ruedas basada en la obtención de las ecuaciones con respecto a sistemas de referencias relativos (apartado 3.2), para después dar paso al cálculo del modelo dinámico mediante la ecuación lagrangiana de sistemas mecánicos (apartado 3.3).

3.2 MODELO CINEMÁTICO

La cinemática, se centra en el estudio del movimiento del robot en función de su geometría. Entre las aplicaciones inmediatas se encuentran la posibilidad de utilizarlo como modelo matemático de partida para el diseño del controlador, la simulación del comportamiento cinemático del vehículo.

Normalmente, se consideran las siguientes limitaciones para la construcción del modelo cinemático:

- El robot se mueve sobre una superficie plana.
- No existen elementos flexibles en la estructura del robot (incluidas las ruedas).
- Las ruedas poseen uno o ningún eje de direccionamiento, de manera que este último siempre es perpendicular al suelo.
- No se consideran ningún tipo de fricciones en elementos móviles del vehículo, o contra el suelo.

El comportamiento cinemático se establece en el principio de que las ruedas en contacto con el suelo se comportan como una articulación planar de tres grados de libertad, tal y como aparece en la siguiente figura.

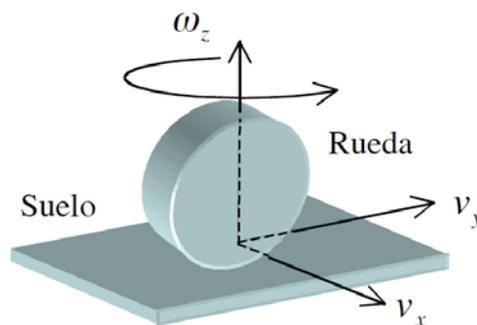


Figura 20 Rueda en contacto con el suelo

Fuente (Muñoz Martínez)

Al suponerse la rueda como un elemento rígido, ésta entra en contacto con el suelo en un solo punto, que sirve de origen al sistema de referencias solidario dibujado en la **Figura 20**. Se utiliza para definir los tres grados de libertad antes mencionados. La dirección v_y determina el sentido normal de avance de la rueda; el eje v_x indica los deslizamientos laterales, y ω_z la velocidad rotacional que se produce cuando el vehículo realiza un giro. En el caso de una rueda convencional, la componente v_x , se supone siempre

nula, sin embargo, nuestra rueda omnidireccional mencionada en la sección 2.2, elimina la mencionada restricción.

En definitiva, de forma independiente al tipo de rueda empleado, la cinemática directa tiene como objetivo el cálculo de la velocidad lineal y angular del robot a partir de las correspondientes aportaciones de cada una de sus ruedas. Con este objetivo, se toma la estructura genérica de un robot móvil presentado en la **Figura 21**.

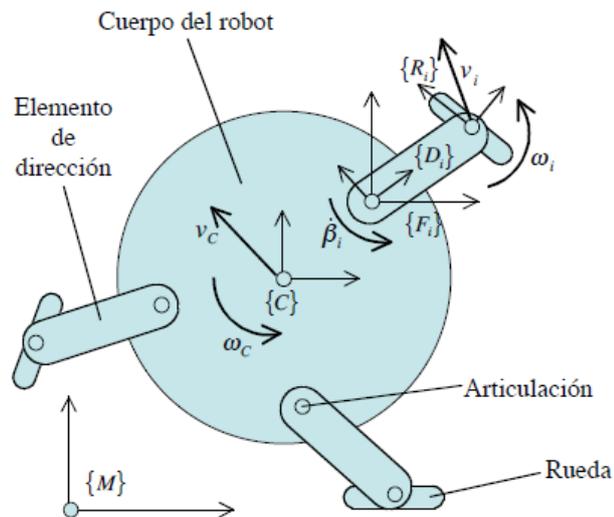


Figura 21 Estructura cinemática genérica

Fuente: (Muñoz Martínez)

En ella, se aprecia un conjunto de elementos de dirección, en cuyos extremos se encuentran fijadas las ruedas, y unidos al cuerpo del robot mediante una articulación. Con el objeto de determinar las posiciones y orientaciones relativas de los componentes descritos, se asocia a cada uno un sistema de coordenadas solidario, tal y como se describen a continuación:

- $\{C\}$: Asociado al cuerpo del robot, y se utiliza como punto de guía del vehículo. Su posición cartesiana (x_c, y_c) y su orientación θ_c con respecto a un sistema global de trabajo $\{M\}$: corresponden a la del robot.

- $\{F_i\}$: Fijado en el punto de anclaje de la articulación de la rueda i -ésima. El ángulo α_i representa la orientación relativa de este sistema con respecto a $\{C\}$, y su vector de posición es λ_i

- $\{D_i\}$: Solidario al elemento de dirección de la rueda i -ésima. El ángulo de dirección, entre el sistema actual y el anterior, es β_i . El vector de posición resulta nulo ya que $\{F_i\}$ y $\{D_i\}$ son coincidentes.

- $\{R_i\}$: Sistema ubicado en el punto de contacto de la rueda i -ésima con el suelo, tal y como aparece en la **Figura 20**. El ángulo de dirección, y el vector de posición, entre el sistema actual y el anterior, son respectivamente γ_i y δ_i .

La configuración geométrica de la plataforma omnidireccional objeto del estudio cinemático y dinámico, se presenta en la siguiente figura.

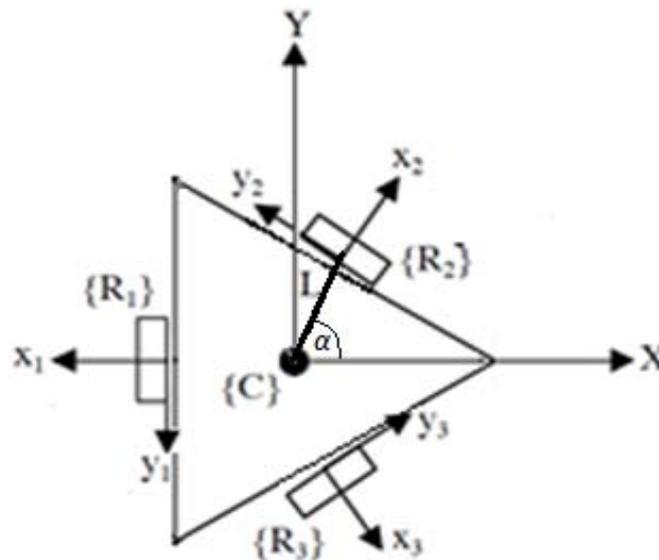


Figura 22 Esquema cinemático del robot

Fuente: (Muñoz Martínez)

Como se aprecia en la **Figura 22**, la configuración cinemática del robot se define por una estructura triangular equilátera, en cuyos vértices se han dispuesto tres ruedas omnidireccionales. La distancia del origen del sistema $\{C\}$ (situado en el centro geométrico) a cualquiera de las ruedas viene dada por L . Todas las ruedas se definen como no direccionables, y por tanto, se

produce la igualdad entre los siguientes sistemas coordenados $\{F_i\} = \{D_i\} = \{R_i\}$, es decir, para toda i , se cumple $\beta_i = 0^0$ y $\gamma_i = 0^0$. La **Tabla 4** recoge los valores de los parámetros del modelo cinemático.

Tabla 4 Parámetros configuración cinemática

	Rueda 1	Rueda 2	Rueda 3
α_i	180^0	60^0	-60^0
β_i	0^0	0^0	0^0
γ_i	0^0	0^0	0^0
δ_i	$(0,0,0)$	$(0,0,0)$	$(0,0,0)$
λ_i	$(-L, 0, 0)$	$(\frac{L}{2}, \frac{L\sqrt{3}}{2}, 0)$	$(\frac{L}{2}, \frac{-L\sqrt{3}}{2}, 0)$

Además cada elemento se describe con los siguientes parámetros:

- X_c : Desplazamiento de la plataforma en el eje de las abscisas del sistema $\{C\}$.
- Y_c : Desplazamiento de la plataforma en el eje de las ordenadas del sistema $\{C\}$.
- x_i : Desplazamiento de la rueda en su eje de abscisas de su respectivo sistema $\{R_i\}$.
- y_i : Desplazamiento de la rueda en su eje de ordenadas de su respectivo sistema $\{R_i\}$.
- r : Radio de los rodillos.
- R : Radio de las ruedas.
- φ_i : Desplazamiento angular de los rodillos.
- θ_{1x} : Desplazamiento angular de las ruedas.

El sistema de coordenadas del cuerpo y de las n ruedas se muestran en la siguiente figura.

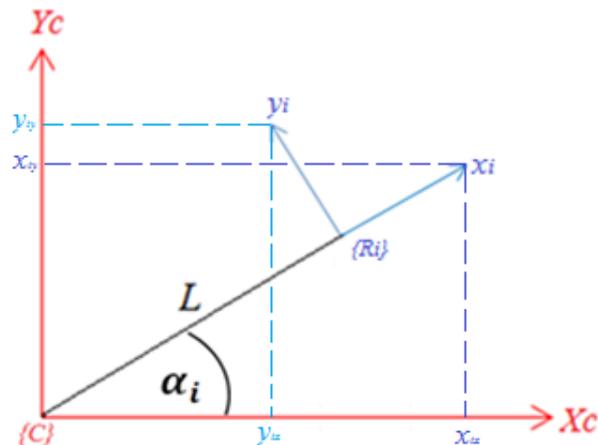


Figura 23 Sistema de referencia: Plataforma - Rueda

La plataforma además de trasladarse también realiza rotación, por facilidad se analizará primeramente su traslación para después incluir el análisis de rotación.

Las siguientes ecuaciones generalizadas de $X_c = f(x_i, y_i)$ y $Y_c = f(x_i, y_i)$ sólo muestra el movimiento de traslación tomadas de la **Figura 23**, se expresan a continuación.

Ec. 1

$$\begin{cases} X_c = (x_i + L) * \cos(\alpha_i) - y_i * \sin(\alpha_i) \\ Y_c = (x_i + L) * \sin(\alpha_i) + y_i * \cos(\alpha_i) \end{cases}$$

Se pretende conocer las variables x_i y y_i

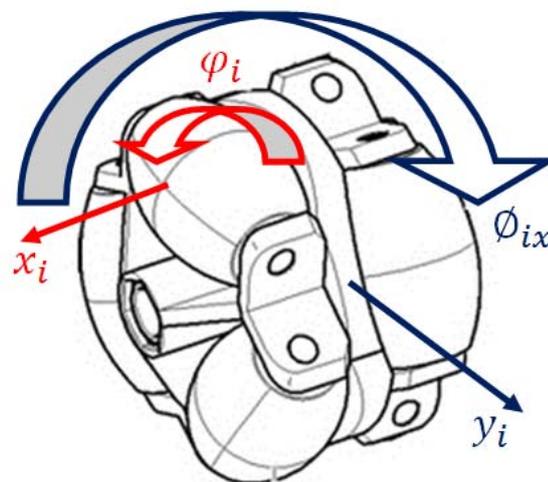


Figura 24 Sistema de referencia de la rueda omnidireccional

La **Figura 24** nos brinda las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} & \mathbf{Ec. 2} \\ & \begin{cases} x_i = r * \varphi_i \\ y_i = -R * \phi_{ix} \end{cases} \end{aligned}$$

El signo negativo es por girar en sentido horario.

Reemplazando los valores de x_i y y_i de la ecuación **Ec. 2**, se modifica las expresiones de **Ec. 1**.

$$\begin{cases} Xc = (r * \varphi_i + L) * \cos(\alpha_i) - (-R * \phi_{ix}) * \sin(\alpha_i) \\ Yc = (r * \varphi_i + L) * \sin(\alpha_i) + (-R * \phi_{ix}) * \cos(\alpha_i) \end{cases}$$

Y despejando el producto $(r * \varphi_i)$.

$$\begin{cases} r * \varphi_i = \frac{1}{\cos(\alpha_i)} Xc - \frac{\sin(\alpha_i)}{\cos(\alpha_i)} R \phi_{ix} - L \\ r * \varphi_i = \frac{1}{\sin(\alpha_i)} Yc + \frac{\cos(\alpha_i)}{\sin(\alpha_i)} R \phi_{ix} - L \end{cases}$$

Igualando estas ecuaciones para obtener $\theta_{x_i} = f(Xc, Yc)$

$$\begin{aligned} & \mathbf{Ec. 3} \\ & \phi_{ix} = \frac{\sin(\alpha_i)}{R} Xc - \frac{\cos(\alpha_i)}{R} Yc \end{aligned}$$

Reemplazando los valores de α_i otorgados por la **Tabla 4**; para cada rueda respectivamente, se obtiene las expresiones de traslación.

Rueda 1:

$$\phi_{1x} = \frac{\sin(180^\circ)}{R} Xc - \frac{\cos(180^\circ)}{R} Yc$$

Rueda 2:

$$\phi_{2x} = \frac{\sin(60^\circ)}{R} Xc - \frac{\cos(60^\circ)}{R} Yc$$

Rueda 3:

$$\phi_{3x} = \frac{\sin(-60^\circ)}{R} X_c - \frac{\cos(-60^\circ)}{R} Y_c$$

Quedando las ecuaciones de las ruedas expresadas en su forma traslacional:

$$\text{Ec. 4} \quad \left\{ \begin{array}{l} \phi_{1x} = \frac{1}{R} Y_c \\ \phi_{2x} = \frac{\sqrt{3}}{2R} X_c - \frac{1}{2R} Y_c \\ \phi_{3x} = -\frac{\sqrt{3}}{2R} X_c - \frac{1}{2R} Y_c \end{array} \right.$$

Con respecto a su rotación; las velocidades lineales de cada rueda ($\dot{y}_1, \dot{y}_2, \dot{y}_3$) son iguales entre sí y con la velocidad lineal \dot{s} de la plataforma como muestra la **Figura 25**, por ende también sus componentes (y_1, y_2, y_3). En otras palabras se quiere obtener lo siguiente.

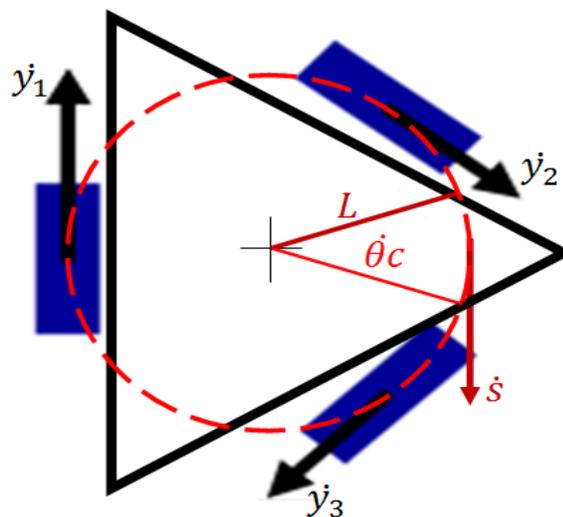


Figura 25 Esquema del movimiento rotacional

Ec. 5

$$L * \theta_c = y_i$$

$$L * \theta_c = -R * \vartheta_{ix}$$

Obteniendo las expresiones de rotación en cada rueda en su forma rotacional.

$$\text{Ec. 6} \quad \begin{cases} \vartheta_{1x} = -\frac{L}{R}\theta_c \\ \vartheta_{2x} = -\frac{L}{R}\theta_c \\ \vartheta_{3x} = -\frac{L}{R}\theta_c \end{cases}$$

Por el teorema de superposición se relaciona el estudio de traslación y rotación en la siguiente expresión.

$$\text{Ec. 7} \quad \theta_{ix} = \text{Traslación} + \text{Rotación}$$

$$\theta_{ix} = \phi_{ix} + \vartheta_{ix}$$

Finalizando las ecuaciones angulares de cada rueda se expresan a continuación.

$$\text{Ec. 8} \quad \begin{cases} \theta_{1x} = \frac{1}{R}Y_c - \frac{L}{R}\theta_c \\ \theta_{2x} = \frac{\sqrt{3}}{2R}X_c - \frac{1}{2R}Y_c - \frac{L}{R}\theta_c \\ \theta_{3x} = -\frac{\sqrt{3}}{2R}X_c - \frac{1}{2R}Y_c - \frac{L}{R}\theta_c \end{cases}$$

Expresándolo en matriz.

$$\text{Ec. 9} \quad \begin{pmatrix} \theta_{1x} \\ \theta_{2x} \\ \theta_{3x} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & \frac{1}{R} & -\frac{L}{R} \\ \frac{\sqrt{3}}{2R} & -\frac{1}{2R} & -\frac{L}{R} \\ -\frac{\sqrt{3}}{2R} & -\frac{1}{2R} & -\frac{L}{R} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} X_c \\ Y_c \\ \theta_c \end{pmatrix}$$

Sus velocidades vienen siendo las derivadas de la matriz anterior:

$$\text{Ec. 10}$$

$$\begin{pmatrix} \omega_{1x} \\ \omega_{2x} \\ \omega_{3x} \end{pmatrix} = \overbrace{\begin{pmatrix} 0 & \frac{1}{R} & -\frac{L}{R} \\ \frac{\sqrt{3}}{2R} & -\frac{1}{2R} & -\frac{L}{R} \\ -\frac{\sqrt{3}}{2R} & -\frac{1}{2R} & -\frac{L}{R} \end{pmatrix}}^J \cdot \begin{pmatrix} v_{Cx} \\ v_{Cy} \\ \omega_c \end{pmatrix}$$

Conociendo J como la matriz jacobiana, utilizada para el cálculo de la actuación requerida en las ruedas para que el robot alcance un determinado estado de velocidad. Se expresan las velocidades del cuerpo en función a las de la rueda, mediante el jacobiano inverso que se obtiene por la inversa de la matriz J :

$$\text{Ec. 11}$$

$$\begin{pmatrix} v_{Cx} \\ v_{Cy} \\ \omega_c \end{pmatrix} = \overbrace{\begin{pmatrix} 0 & \frac{R}{\sqrt{3}} & -\frac{R}{\sqrt{3}} \\ \frac{2R}{3} & -\frac{R}{3} & -\frac{R}{3} \\ -\frac{R}{3L} & -\frac{R}{3L} & -\frac{R}{3L} \end{pmatrix}}^{J^{-1}} \cdot \begin{pmatrix} \omega_{1x} \\ \omega_{2x} \\ \omega_{3x} \end{pmatrix}$$

3.3 MODELO DINÁMICO

La dinámica considera la evolución de la posición, velocidad y aceleración de la plataforma en respuesta a los pares de actuación de las ruedas. Se consideran las mismas restricciones impuestas en el apartado anterior dedicado al modelado cinemático.

Se destaca que no se tienen en cuenta los pares gravitacionales, porque se supone que el vehículo viaja por una superficie plana y horizontal. Se toma como paradigma la ecuación lagrangiana para determinar el torque de cada rueda.

$$\tau = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \omega_{ix}} \right) - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \theta_{ix}}$$

Donde L es la ecuación de LaGrange que involucra sólo la energía cinética, particularizada para el caso de la energía potencial nula (la plataforma se mueve en un plano horizontal)

La energía cinética de la plataforma, se obtiene a partir de la ecuación **Ec. 13** que aparece dividida en los dos términos que la componen.

$$\mathcal{L} = K_T + K_R$$

Donde cada uno de los términos se define a continuación. El primero de ellos, la energía cinética traslacional, K_T es:

$$K_T = \frac{1}{2} m (\dot{x}_c^2 + \dot{y}_c^2)$$

El parámetro m constituye la masa de la plataforma con carga. La componente rotacional, K_R aparece en la expresión **Ec. 15**.

$$K_R = \frac{1}{2} I_c \dot{\theta}_c^2 + \frac{1}{2} I_R (\omega_{1x}^2 + \omega_{2x}^2 + \omega_{3x}^2)$$

Donde I_c e I_R se definen como las inercias de la plataforma y la rueda referidas a sus ejes de giro respectivos.

Los factores \dot{x}_c, \dot{y}_c y $\dot{\theta}_c$ corresponde a las variables v_{cx}, v_{cy} y ω_c respectivamente. Por facilidad de cálculo se analizaran los torques para cada rueda independientemente.

Análisis en la Rueda 1:

De la **Ec. 11** se tiene las velocidades de la plataforma en función a las de la rueda 1 mostrada a continuación:

Ec. 16

$$\begin{cases} \dot{x}_c = 0 \\ \dot{y}_c = \frac{2R}{3} \omega_{1x} \\ \dot{\theta}_c = -\frac{R}{3L} \omega_{1x} \end{cases}$$

$$K_T = \frac{1}{2} m \left[(0)^2 + \left(\frac{2R}{3} \omega_{1x} \right)^2 \right] = \frac{2}{9} MR^2 \omega_{1x}^2$$

$$K_R = \frac{1}{2} I_c \left(-\frac{R}{3L} \omega_{1x} \right)^2 + \frac{1}{2} I_R \omega_{1x}^2 = \frac{I_c R^2}{18L^2} \omega_{1x}^2 + \frac{1}{2} I_R \omega_{1x}^2$$

Por lo tanto la ecuación lagrangiana para la rueda 1 queda expresada:

Ec. 17

$$\mathcal{L} = K_T + K_R$$

$$\mathcal{L} = \frac{2}{9} mR^2 \omega_{1x}^2 + \frac{I_c R^2}{18L^2} \omega_{1x}^2 + \frac{1}{2} I_R \omega_{1x}^2$$

Su derivada parcial con respecto a θ_{ix}

$$\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \theta_{ix}} = \frac{\partial}{\partial \theta_{ix}} \left(\frac{2}{9} mR^2 \omega_{1x}^2 + \frac{I_c R^2}{18L^2} \omega_{1x}^2 + \frac{1}{2} I_R \omega_{1x}^2 \right)$$

$$\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \theta_{ix}} = 0$$

La otra derivada parcial en función a ω_{1x}

$$\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \omega_{1x}} = \frac{\partial}{\partial \omega_{1x}} \left(\frac{2}{9} mR^2 \omega_{1x}^2 + \frac{I_c R^2}{18L^2} \omega_{1x}^2 + \frac{1}{2} I_R \omega_{1x}^2 \right)$$

$$\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \omega_{1x}} = \frac{4}{9} mR^2 \omega_{1x} + \frac{I_c R^2}{9L^2} \omega_{1x} + I_R \omega_{1x}$$

Finalizando:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \omega_{1x}} \right) = \frac{d}{dt} \left(\frac{4}{9} mR^2 \omega_{1x} + \frac{I_c R^2}{9L^2} \omega_{1x} + I_R \omega_{1x} \right)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \omega_{ix}} \right) = \frac{4}{9} m R^2 \alpha_{1x} + \frac{I_c R^2}{9 L^2} \alpha_{1x} + I_R \alpha_{1x}$$

Por lo tanto el torque para cada rueda es:

Ec. 18

$$\tau_{1x} = \frac{4}{9} m R^2 \alpha_{1x} + \frac{I_c R^2}{9 L^2} \alpha_{1x} + I_R \alpha_{1x}$$

$$\tau_{2x} = \frac{4}{9} m R^2 \alpha_{2x} + \frac{I_c R^2}{9 L^2} \alpha_{2x} + I_R \alpha_{2x}$$

$$\tau_{3x} = \frac{4}{9} m R^2 \alpha_{3x} + \frac{I_c R^2}{9 L^2} \alpha_{3x} + I_R \alpha_{3x}$$

Siendo α_{ix} la aceleración angular de la respectiva rueda.

CAPÍTULO IV

4 DISEÑO MECÁNICO

En el presente capítulo se plantea el diseño de las ruedas tomando en consideración las especificaciones que debe cumplir dicho elemento, seguido de su sistema de transmisión. Luego se realiza propuestas sobre la forma principal del cuerpo de la plataforma que alojarán motores, reductores y fuentes. Finalmente se realiza un análisis estructural del cuerpo de la plataforma y de las partes constitutivas tomando en consideración que una meta a alcanzar es reducir el peso de la plataforma. El siguiente esquema sintetiza el contenido del capítulo.

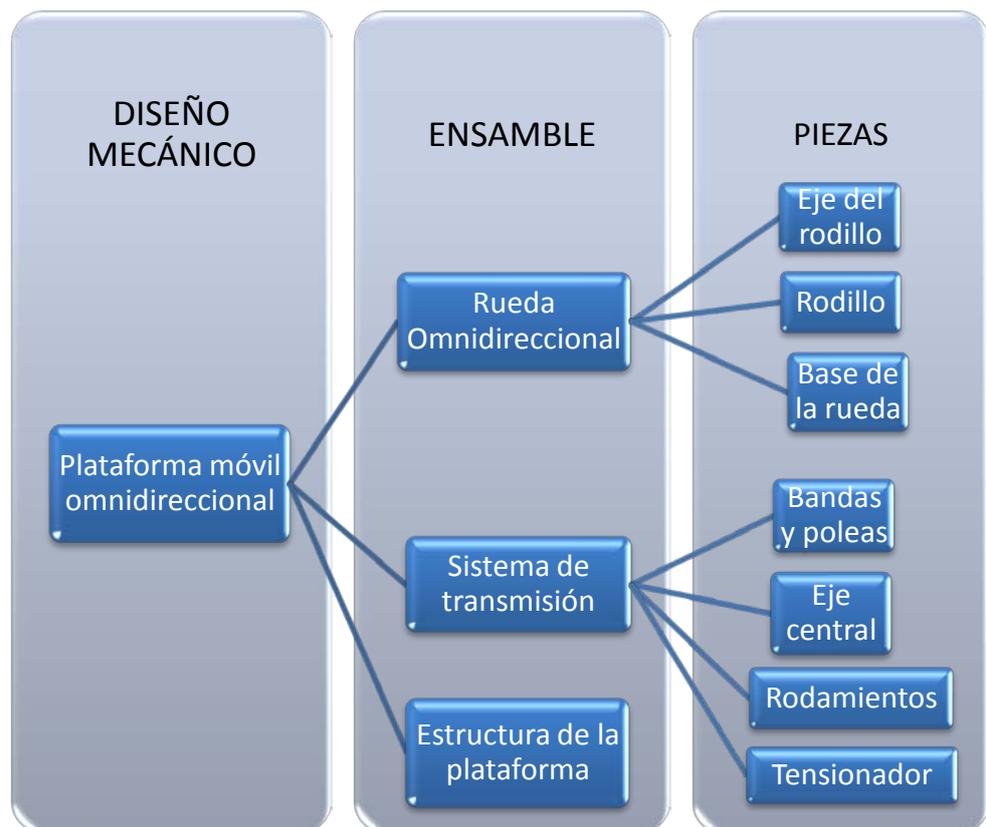


Figura 26 Esquema del Diseño Mecánico

4.1 DETALLES GENERALES DE LA PLATAFORMA

El prototipo de plataforma debe cumplir ciertas especificaciones uno de los más importantes es transportar una carga máxima de 500 kg en una superficie industrial. A continuación se detallan las especificaciones a cumplir.

Tabla 5 Especificaciones generales de la plataforma

Variables	Datos	Unidad
Carga	500	kgf
Número de ruedas	3	
Diámetro de rueda	150-250	mm
Velocidad Plataforma	0.8	m/s
Forma	Triangular-Equilátero	
Peso	100	kgf

Se tiene previsto que la plataforma posea un cuerpo triangular, de donde un diseño óptimo es necesario ya que una plataforma de menor peso, implica que el prototipo tenga mayor capacidad carga.

Por otro lado, no se podrá definir la dimensión final del cuerpo de la plataforma hasta saber las dimensiones de los elementos alojados en el interior de la plataforma. El torque nominal del conjunto motor-reductor está relacionado directamente con el peso de la plataforma, el peso de la plataforma con el tamaño de la misma, el tamaño de la plataforma en relación con las dimensiones de los elementos internos. Por lo tanto es necesario relacionar estas condiciones de forma tal que cada una se adapte a la otra.

4.2 DISEÑO DE LA RUEDA OMNIDIRECCIONAL

El diseño consta de los análisis estáticos y dinámicos, como también el cálculo de los esfuerzos de cada componente. La carga a soportar es de 500 kg como lo establece el objetivo requerido por el auspiciante, pero también se deberá adicionar un valor estimado de 100 *kgf* que representa la carga muerta de la estructura, por ende el valor total a soportar es de 600 *kgf* y estará dividido entre las tres ruedas.

Para el diseño de la rueda se debe estimar un diámetro total, para ello se basa en diseño ya creados como lo es la rueda omnidireccional de fabricación china. Dicha rueda posee doce rodillos de poliuretano con un cuerpo de aluminio. Adicionalmente posee una capacidad de carga de 160 *kgf*.

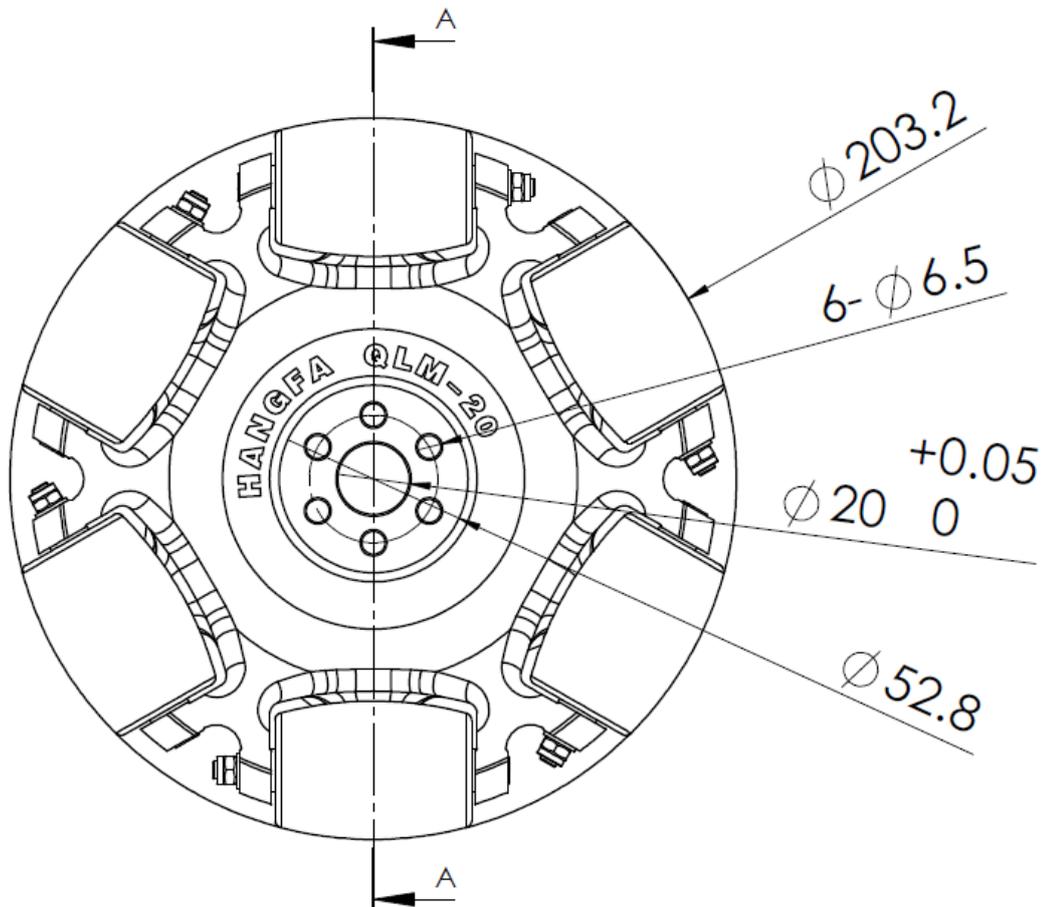


Figura 27 Rueda Omnidireccional

Fuente: (Hangfa Hydraulic Engineering)

Como se puede apreciar el diámetro de la rueda que utiliza la compañía HANFA es de 203.2 *mm*, por lo cual el diseño empieza con un diámetro de 200 *mm*.

4.2.1 EJE DE LOS RODILLOS

El objetivo de este diseño estático es conocer el diámetro del eje, para lo cual se estima una longitud a partir de un diseño sólo por geometría, para

ello se va a utilizar el software AutoCad y manipular las dimensiones hasta obtener una geometría de la rueda perfectamente simétrica, como se muestra en el plano siguiente.

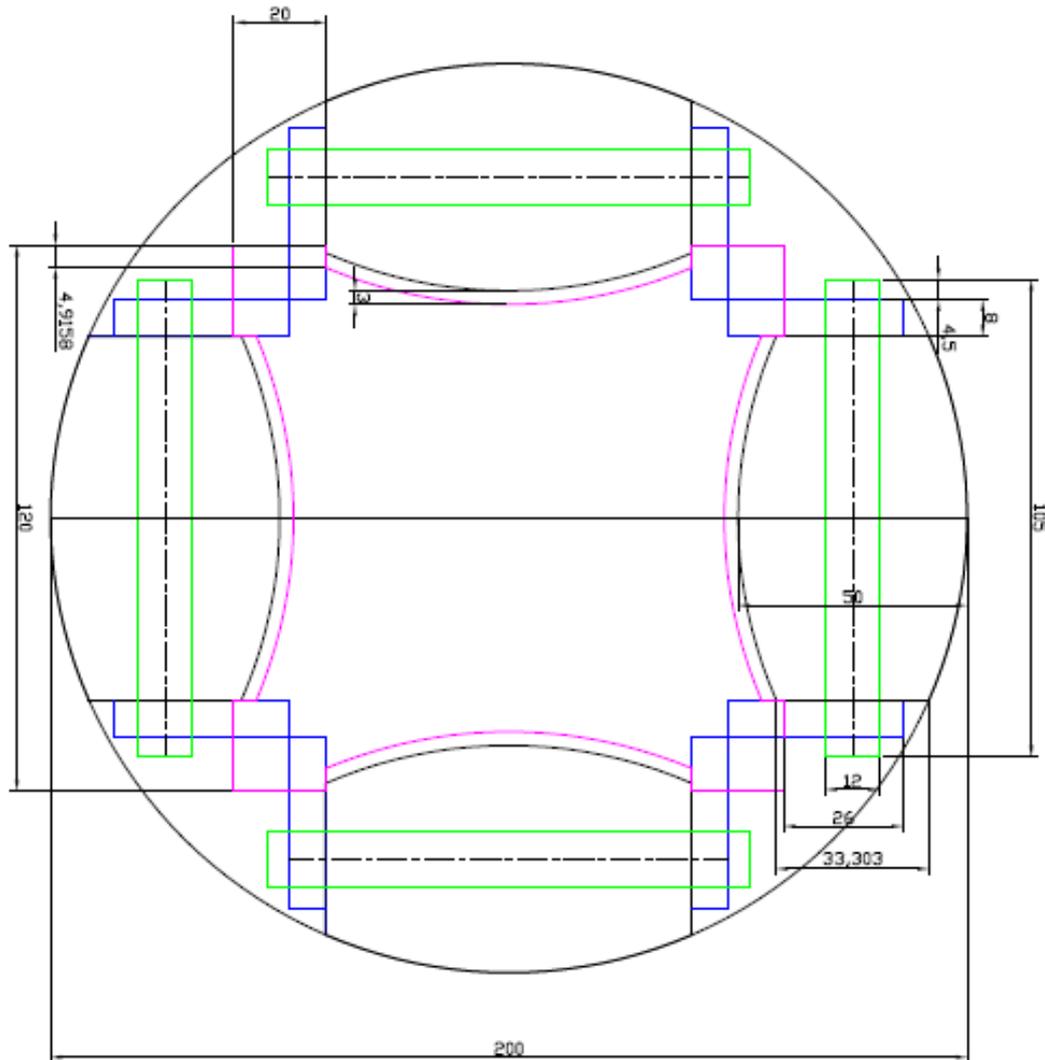


Figura 28 Rueda omnidireccional ideal

Por lo tanto como longitud ideal del eje es de 80mm, para el material se utiliza un acero de transmisión SAE 1018 con las siguientes propiedades:

Tabla 6 Tabla propiedades mecánicas del aceroSAE 1018

Fuente: (EduPack, 2009)

Propiedad	Valor
Resistencia a la tracción	$S_{ut} = 51\text{kgf/mm}^2 = 500\text{MPa} = 72,52\text{ksi}$
Resistencia de fluencia o cedencia	$S_y = 31\text{kgf/mm}^2 = 304\text{MPa} = 44\text{ksi}$
Dureza brinell	163 HB

Se tendrá dos puntos críticos cuando el rodillo delantero este totalmente apoyada al suelo y cuando el rodillo trasero se apoye en un extremo a 45° como se puede apreciar en la figura.

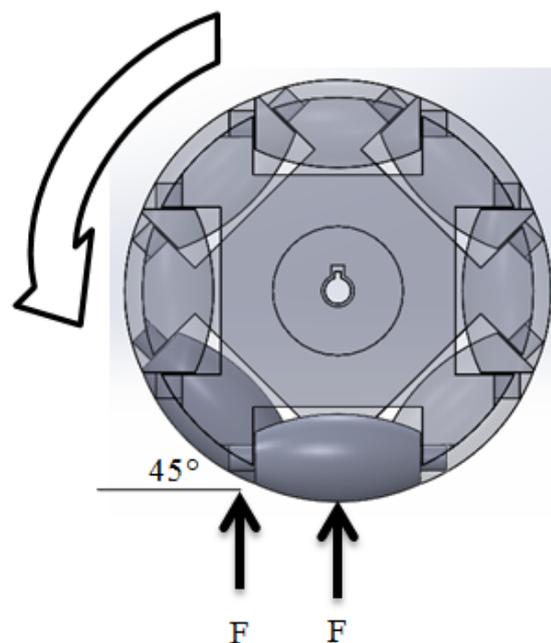


Figura 29 Diagrama de la rueda

Se va a empezar a diseñar el eje que sujeta cada rodillo, en la siguiente figura se tiene el diagrama del cuerpo libre (DCL) del eje que posee la carga distribuida a lo largo de su longitud de 80 mm .

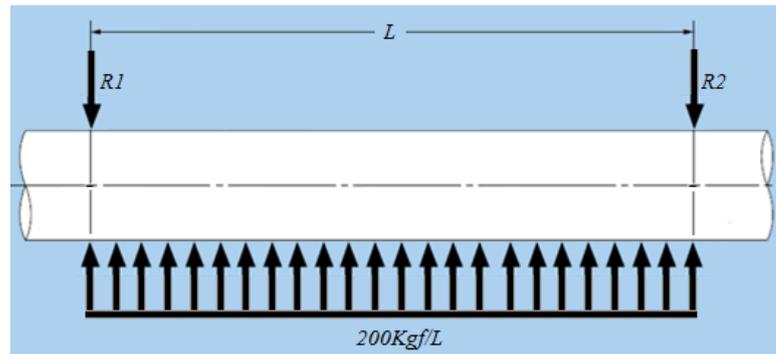


Figura 30 DCL del eje a 0°

A continuación se presentan los diagramas de cada factor para sus respectivos cálculos.

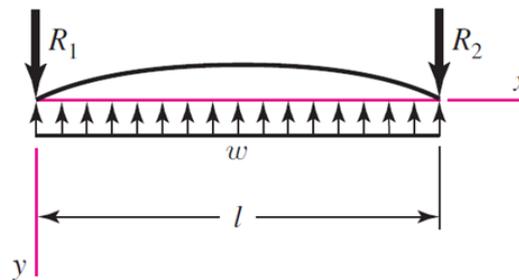


Figura 31 Diagrama de fuerza

Ec. 19

$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2}; \quad R_1 = R_2 = \frac{200kgf}{80mm} * 80mm}{2}; \quad R_1 = R_2 = 100 kgf$$

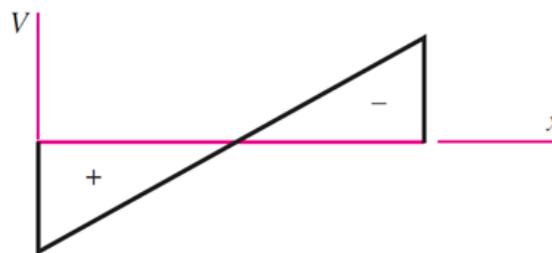


Figura 32 Diagrama de fuerza cortante

Ec. 20

$$V = \frac{wl}{2} - wx; \quad \text{siendo } x = 0; \quad V_{\text{máx}} = R_1 = 100 kgf$$

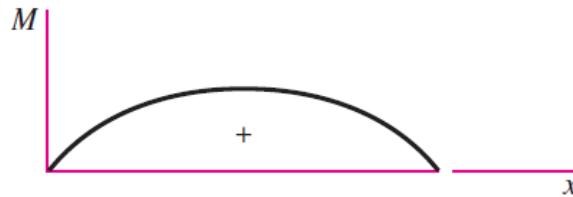


Figura 33 Diagrama de momento

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Ec. 21

$$Ma = \frac{wx}{2}(l - x); \quad \text{siendo } x = \frac{l}{2} = 40 \text{ mm}$$

$$Ma = \frac{\left(\frac{200}{80}\right)(40)}{2}(80 - 40); \quad Ma = 2\,000 \text{ kgfmm}; \quad Ma = 19\,620 \text{ Nmm}$$

El esfuerzo de flexión se expresa con la siguiente fórmula.

Ec. 22

$$G_{max} = \frac{M c}{I}$$

$$G_{max} = \frac{Ma \frac{d}{2}}{\pi \frac{D^4}{64}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{20\,371.8 \text{ kgfmm}}{D^3}$$

$$\sigma_{max} = \frac{199\,847.7 \text{ Nmm}}{D^3}$$

Para el cálculo del diámetro se tiene un factor de diseño de $n = 2.5$ y se reemplaza el valor del límite de fluencia en la siguiente ecuación.

Ec. 23

$$\sigma_{max} = \frac{S_y}{n}$$

$$\frac{20\,371.8 \text{ kgfmm}}{D^3} = \frac{31 \text{ kgf/mm}^2}{2.5}$$

$$D = 11.8 \text{ mm}$$

Probablemente todas las estimaciones han sido conservadoras, entonces se selecciona el siguiente tamaño estándar por encima de $11,5\text{ mm}$, por lo tanto $d = 12\text{ mm}$, siendo este el diámetro que va a soportar la carga de los soportes. Se procede a determinar los factores de seguridad de fatiga y de fluencia, pero antes se determinan los siguientes parámetros.

Resistencia a la fatiga: Se procede a encontrar la resistencia a la fatiga.

Ec. 24

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f 0.5 S_{ut}$$

Donde: k_a : factor de superficie.

k_b : factor de tamaño.

k_c : factor de temperatura.

k_d : factor de temperatura de operación.

k_e : factor de confiabilidad.

k_f : factor de efectos varios.

Por ende para el factor de superficie se considera un acabado superficial de maquinado en frío.

Tabla 7 Parámetros de factor de superficie

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Surface Finish	Factor a		Exponent b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	-0.718
As-forged	39.9	272.	-0.995

Teniendo las variables $a = 4,51$ y $b = -0,265$.

Ec. 25

$$k_a = a S_{ut}^b$$

$$k_a = 4,51\text{ MPa}(500\text{MPa})^{-0,265}$$

$$k_a = 0.87$$

Se calcula el factor de tamaño k_b , para el diámetro de 12 mm. (Budynas & Nisbett, 2008)

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0,107} = \left(\frac{12\text{mm}}{7.62}\right)^{-0,107} = 0.95 \text{ para } 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

Ec. 26

Para los demás factores se iguala a 1, al trabajar a temperatura de operación en ambiente y al tener una buena confiabilidad. $k_c = k_d = k_e = k_f = 1$.

Remplazando estos valores en la **Ec. 24**.

$$S_e = 0,87(0,95)(1)(0,5)(500 \text{ MPa})$$

Tenemos que la resistencia es de: $S_e = 206.63 \text{ MPa}$.

Esfuerzo máximo:

Para determinar el esfuerzo de flexión, se tiene en cuenta que el factor de concentración del esfuerzo por flexión $k_f = 1$, debido a que no presenta ningún tipo de concentrador de esfuerzo como cuñeros, chavetas, hombros o ranura para anillos de retención.

$$\sigma_{max} = \frac{32 k_f M a}{\pi D^3}$$

$$\sigma_{max} = \frac{(32)(1)(19\ 620 \text{ N} * \text{mm})}{\pi(12 \text{ mm})^3}$$

$$\sigma_{max} = 115.65 \text{ MPa}$$

No se tiene esfuerzo de torsión debido que el eje siempre estará estático.

Factor de seguridad:

A continuación se verifica si el $D = 12 \text{ mm}$ posee un factor de seguridad muy confiable ante el efecto de la fatiga.

Ec. 28

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma_{max}}$$

$$n_f = \frac{206,63 \text{ MPa}}{115,65 \text{ MPa}}$$

Dando un factor de seguridad de fatiga $n_f = 1.8$.

Se procede a calcular el factor de seguridad a la fluencia.

Ec. 29

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$n_y = \frac{304 \text{ MPa}}{115,65 \text{ MPa}}$$

Dando un factor de fluencia $n_y = 2.6$.

Por lo tanto se cumple con el factor requerido, verificando así el diámetro del hombro y el radio de la muesca son los ideales para el diseño.

Perno del eje:

El diámetro del roscado depende de las dimensiones de los pernos capaz de soportar las fuerzas cortantes ($V = 100 \text{ kgf} = 981 \text{ N}$) ejercidas por las reacciones calculadas, en primera instancia se conoce que se utilizará un perno por cada extremo, para lo cual se desea conocer el factor de seguridad al cortante que se tendrá en un solo perno, empezando por un perno M6, Clase 4.6, Resistencia de prueba $S_p = 225 \text{ MPa}$. (Budynas & Nisbett, 2008)

Ec. 30

$$n_c = \frac{0.577S_p}{\tau} = \frac{0.577S_p \pi (\phi_{M6})^2}{4V}$$

$$n_c = \frac{0.577(225 \text{ MPa}) \pi (6 \text{ mm})^2}{4(981 \text{ N})}$$

$$n_c = 3.74$$

Se comprueba un perno M6 nos da un factor de seguridad muy confiable, logrando soportar la carga mencionada, por ende el diámetro del roscado en los ejes de los rodillos es de 6 mm .

4.2.1.1 ESTUDIO DE ELEMENTOS FINITOS (FEM)

El método analítico nos sirve para determinar las dimensiones, pero no nos ofrece un factor de seguridad convincente, es por eso con la ayuda del estudio FEM logramos determinar con exactitud lo que ocurrirá en la realidad teniendo un factor de seguridad más seguro y preciso.

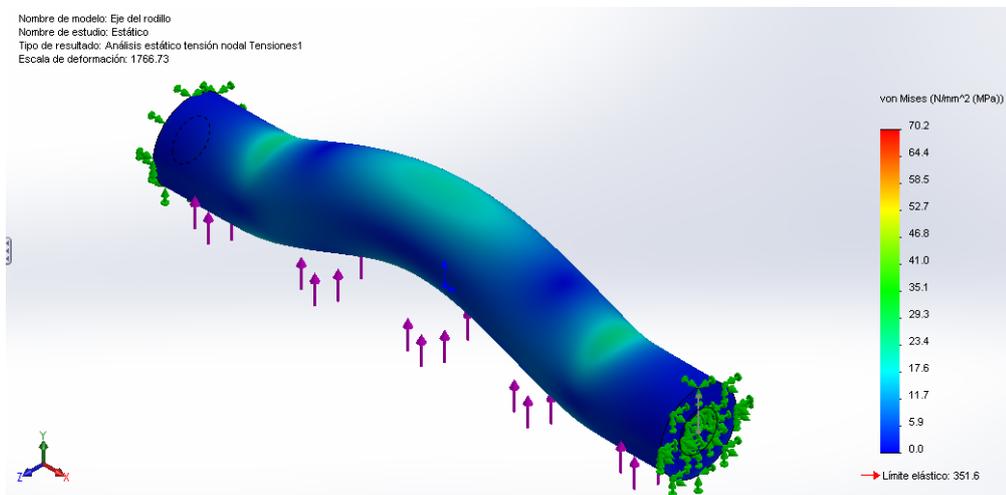


Figura 34 Esfuerzos FEM

Como se puede apreciar los resultados el esfuerzo máximo es de 70.2 MPa , sin que supere el esfuerzo admisible de 351.57 MPa , dando un factor de seguridad mayor al deseado.

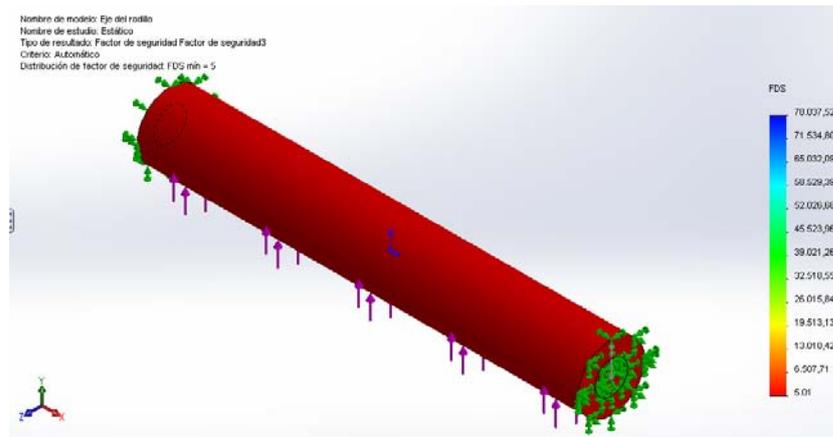


Figura 35 Factor de seguridad FEM

El factor de seguridad mínimo es de un valor de 5 superando al valor del diseño anteriormente estimado. Con respecto a la deflexión equivale a milésimas de milímetros, como se puede apreciar en la siguiente figura, en la cual nos indica una deformación de 0.005 mm aproximadamente.

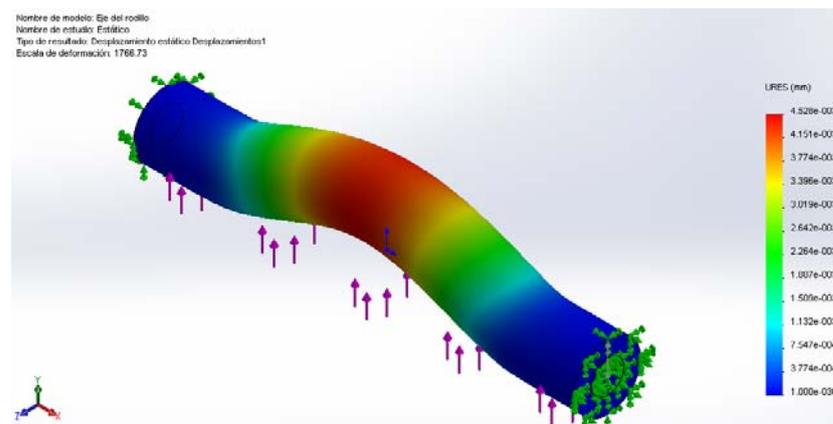


Figura 36 Deformaciones FEM

Con respecto a un estudio de fatiga por FEM. Se tiene el siguiente resultado.

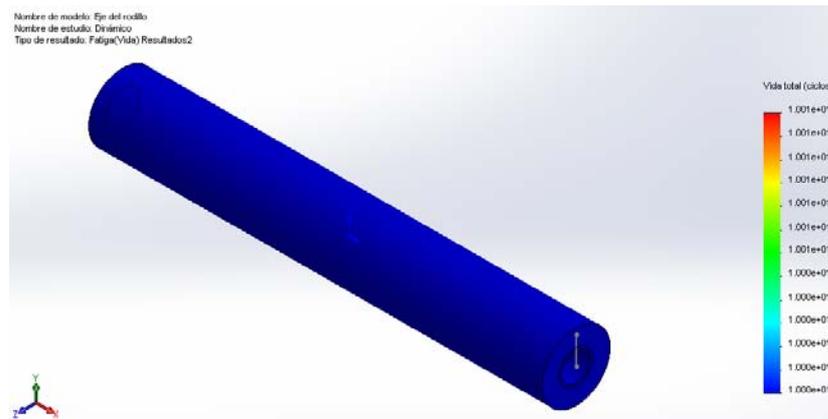


Figura 37 Estudio de fatiga – Vida del eje

Como se puede apreciar se tendrá un ciclaje de 10^6 dando una vida infinita.

4.2.2 ANÁLISIS MECÁNICO RODILLO

El componente más crítico ante una falla es el rodillo, por lo tanto un cálculo que visualice el comportamiento de los esfuerzos a lo largo de la huella de contacto que se produce entre el rodillo y la superficie podrá dar una mejor idea sobre la mecánica del rodillo.

Existe un programa llamado “**Mesys Hertzian Stress**” que muestra todos los esfuerzos y datos que se calculan en ejercicios de contacto esférico, cilíndrico y elíptico. El programa muestra la evolución de las variables con respecto al eje central z.



Figura 38 Calculador de esfuerzos de contacto Hertziano

Fuente: (Mesys)

Diseño

El cálculo será realizado en base a una esfera de duralón que tendrá un radio igual al del rodillo en su parte central, la esfera estará presionada sobre una superficie plana de concreto. La presión en la huella de contacto produce un estado de esfuerzo tridimensional en el material. Los tres

esfuerzos aplicados $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ son a compresión y máximos en la superficie de la esfera en el centro de la huella. Disminuyendo rápidamente de manera no lineal con la profundidad y la distancia del eje de contacto. Se conocen como esfuerzos hertzianos, en honor a su descubridor original.

Tabla 8 Tabla propiedades mecánicas duralón

Fuente: (EduPack, 2009)

Densidad	1.12e3 – 1.14 kg/m ³
Módulo Young	2.62 – 3.2 GPa
Coef. de Poisson	0.34 – 0.36
Límite Elástico	50 – 94.8 MPa
Resistencia a tracción	90 – 165 MPa
Resistencia a compresión	55 – 104 MPa
Dureza Vickers	25.8 – 28.4 HV
Res. Fatiga a 10 ⁷ ciclos	36 – 66 MPa

Duralón: E (Módulo elasticidad) = 2.62 GPa ν (Razón de Poisson) = 0.34

Concreto: $E = 15 - 25$ GPa $\nu = 0.15 - 0.2$ (EduPack, 2009)

Fuerza = 1 960 N R. esfera = 0.025m

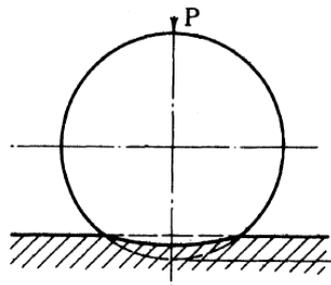


Figura 39 Zona de contacto esfera-plano

Fuente: (Puttock & Thwaite, 1969)

Las dimensiones del área de contacto son muy pequeñas en comparación con el radio de curvatura de los cuerpos, lo que permite que puedan considerarse constantes los radios sobre el área de contacto. Podemos definir una constante geométrica que depende de los radios $R1$ y $R2$ de ambos cuerpos.

$$\text{Ec. 31} \\ B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R1} + \frac{1}{R2} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{0.025m} + \frac{1}{\infty} \right) = 20$$

Luego se define las constantes del material para los dos cuerpos.

$$\text{Ec. 32} \\ m1 = \frac{1 - \nu1^2}{E1} = \frac{1 - 0.34^2}{2.62 \text{ GPa}} = 3.376 * 10^{-10} \\ m2 = \frac{1 - \nu2^2}{E2} = \frac{1 - 0.15^2}{15 \text{ GPa}} = 6.517 * 10^{-11}$$

Siguiendo con el cálculo del semiancho (radio) de la huella de contacto.

$$\text{Ec. 33} \\ a = \sqrt[3]{0.375 \frac{m1 + m2}{B} F} = \sqrt[3]{0.375 \frac{3.376 * 10^{-10} + 6.517 * 10^{-11}}{20} 1960} \\ a = 2.455 \text{ mm}$$

La presión de contacto es en el centro máxima P_{max} y cero en el borde.

$$\text{Ec. 34} \\ P_{max} = \frac{3}{2} \frac{F}{\pi a^2} = 155.2 \text{ MPa}$$

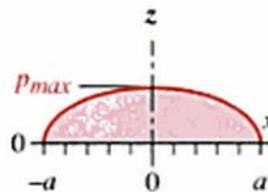


Figura 40 Distribución de presión a través de la huella de contacto

Fuente: (Norton, 2011)

Se observa los esfuerzos según varía a lo largo del eje de z , encontramos.

Ec. 35

$$\sigma_z = P_{max} \left[-1 + \frac{z^3}{(a^2 + z^2)^{3/2}} \right]$$

Ec. 36

$$\sigma_x = \sigma_y = \frac{P_{max}}{2} \left[-(1 + 2\nu) + 2(1 + \nu) \left(\frac{z}{\sqrt{a^2 + z^2}} \right) + \left(\frac{z}{\sqrt{a^2 + z^2}} \right)^3 \right]$$

Para el cálculo la razón de Poisson se considera para el cuerpo de interés (esfera). Estos esfuerzos normales (y a la vez principales) son máximos en la superficie, donde $z = 0$:

Ec. 37

$$Gz_{max} = -P_{max} = -155.2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{x_{max}} = \sigma_{y_{max}} = -\frac{1 - 2\nu}{2} P_{max} = -130.4 \text{ MPa}$$

Adicionalmente se induce un esfuerzo cortante, que no es máximo en la superficie de contacto, sino a una pequeña distancia $z@_{\tau_{max}}$ por debajo de la misma.

Ec. 38

$$\tau_{13} = \frac{P_{max}}{2} \left[\frac{(1 - 2\nu)}{2} + (1 + \nu) \left(\frac{z}{\sqrt{a^2 + z^2}} \right) - \frac{3}{2} \left(\frac{z}{\sqrt{a^2 + z^2}} \right)^3 \right]$$

$$\tau_{13_{max}} = \frac{P_{max}}{2} \left[\frac{(1 - 2\nu)}{2} + \frac{2}{9} (1 + \nu) \sqrt{2(1 + \nu)} \right]$$

$$\tau_{13_{max}} = \frac{155.2 \text{ MPa}}{2} \left[\frac{(1 - 2 * 0.34)}{2} + \frac{2}{9} (1 + 0.34) \sqrt{2(1 + 0.34)} \right] = 50.26 \text{ MPa}$$

Ec. 39

$$z@_{\tau_{max}} = a \sqrt{\frac{2 + 2\nu}{7 - 2\nu}} = a \sqrt{\frac{2 + 2 * 0.34}{7 - 2 * 0.34}} = 1.599 \text{ mm}$$

Los esfuerzos calculados anteriormente ocurren en la línea central de la huella. En el borde, sobre la misma superficie, se induce un esfuerzo cortante y un esfuerzo a tensión de la misma magnitud.

Ec. 40

$$\tau_{xy} = \sigma_{1_{borde}} = \frac{1 - 2\nu}{3} P_{max} = \frac{1 - 2 * 0.34}{3} 155.2 \text{ MPa} = 16.56 \text{ MPa}$$

Se obtiene la siguiente evolución de esfuerzos y cortantes con respecto al eje central z.

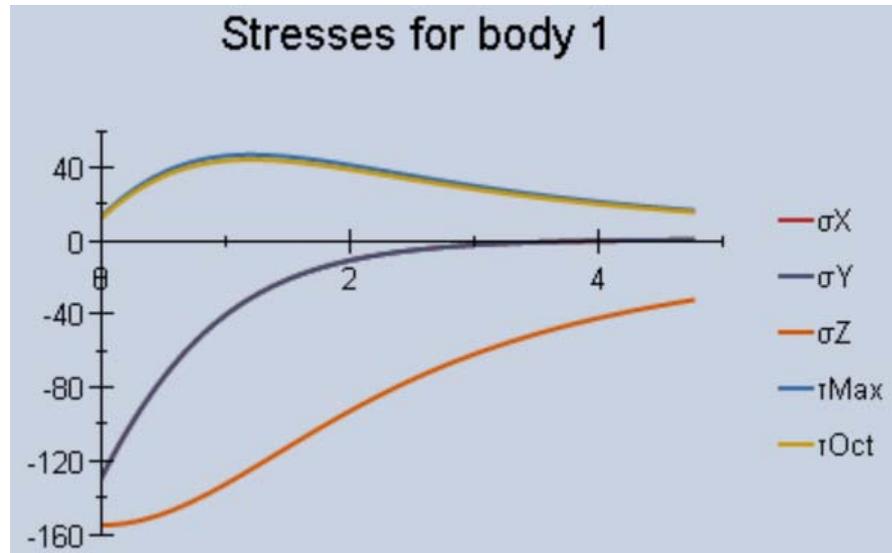


Figura 41 Gráfica de la evolución de esfuerzos y cortantes

Fuente: (Mesys)

Para realizar una aproximación más cercana a la geometría real del rodillo, se analizarán los esfuerzos ejercidos en un elipsoide presionado de duralón en un plano de concreto. La dimensión de los semiejes del elipsoide son 25 mm y 40 mm.

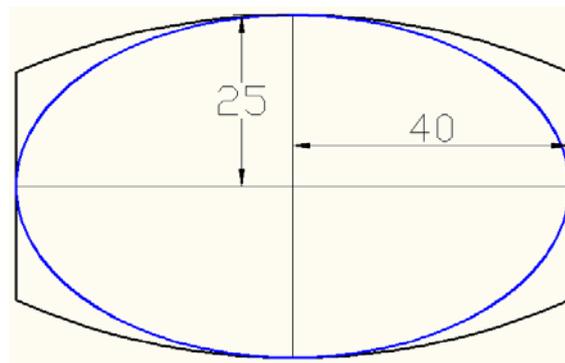


Figura 42 Dimensión del elipsoide

De donde se obtiene los siguientes resultados, utilizando Mesys:

$$a = 3.0957 \text{ mm}; b = 2.2637 \text{ mm}; P_{max} = 133.55 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{z_{max}} = -133.55 \text{ MPa}; \sigma_{x_{max}} = -118.5 \text{ MPa}; \sigma_{y_{max}} = -107.6 \text{ MPa}$$

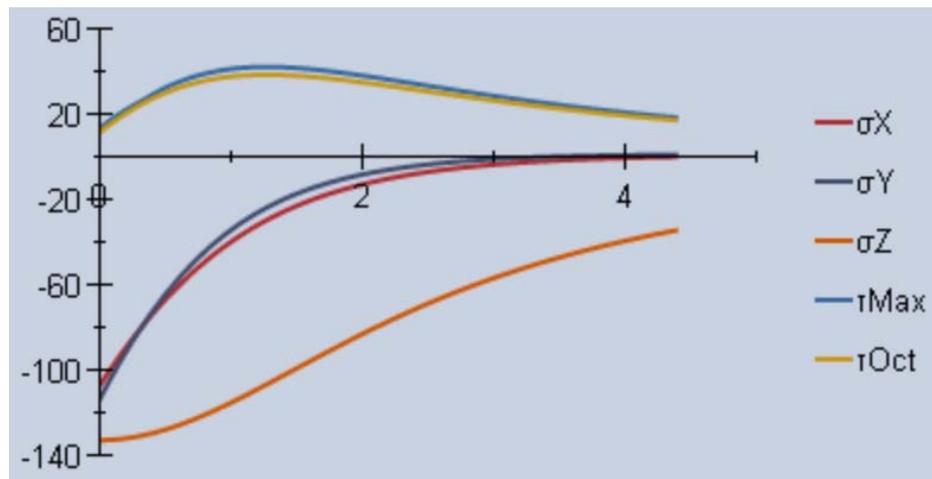


Figura 43 Gráfica de la evolución de esfuerzos y cortantes

Fuente: (Mesys)

Evidentemente la forma geométrica que más se aproxima es el elipsoide, se tiene que todos los esfuerzos calculados se dan en la cercanía de la huella de contacto, dichos esfuerzos no pueden ser comparados con los esfuerzos de ensayos convencionales de tracción y compresión para así realizar una comparación y obtener factores de seguridad.

El esfuerzo que tiene mayor valor es el $\sigma_z = -133.55 \text{ MPa}$, este por su signo trabaja a compresión, en la **Tabla 8** se observa una resistencia a la compresión de 55 MPa , lamentablemente este valor no puede ser comparado con σ_z puesto que esta resistencia a compresión nacen de ensayos convencionales desde el punto de vista macro. Se analizó la posibilidad de aplicar el criterio de Fatiga Superficial pero de igual manera este no se aplica ya que la fatiga se refiere al hecho del apareamiento de grietas o pequeñas fracturas. El duralón es un material que por su característica propia tiende a fallar por desgaste similar al desgaste en los neumáticos de los vehículos.

El material del rodillo debe poseer alta resistencia mecánica, alto poder amortiguador (elasticidad), repelencia al agua (no ser absorbente de humedad). En conclusión un material similar al caucho o poliuretano. A continuación se muestra un ejemplo de rodillos de poliuretano.



Figura 44 Conjunto rodillo, eje, rodamientos, arandela y tuerca

Fuente: (Hangfa Hydraulic Engineering)

4.2.3 BASE DE LA RUEDA

De la misma manera se utiliza un acero A36 y las medidas son dimensionadas de acuerdo a la simetría de la rueda para lograr un diámetro de 200 mm como se aprecia en la **Figura 28**. Por lo tanto las dimensiones de la pieza se muestran a continuación.

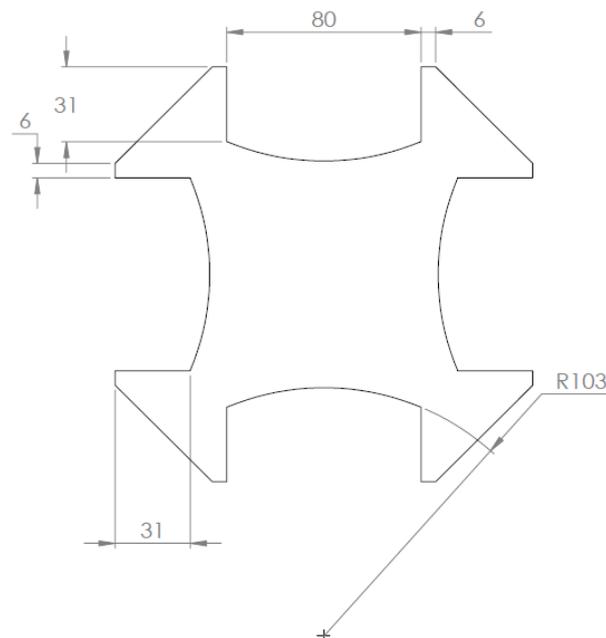


Figura 45 Dimensiones de la placa-base I.

Debido a que la geometría de la base no es regular, la mejor opción de conocer su espesor es mediante el método de Elementos Finitos con la ayuda del software SolidWorks.

Para ensamblar las dos bases de la rueda se utilizaran pernos capaz de soportar una carga neta de 200kgf, para lo cual se desea conocer los factores de seguridad al cortante teniendo un solo perno, en primera instancia se utilizará un perno M10, Clase 4.6, Resistencia de prueba $S_p = 225 \text{ MPa}$. (Budynas & Nisbett, 2008)

$$\begin{aligned} \text{Ec. 41} \\ n_c &= \frac{0.577S_p}{\tau} \\ n_c &= \frac{0.577S_p \pi (\phi_{M10})^2}{4F} \\ n_c &= \frac{0.577(225\text{MPa})\pi (10\text{mm})^2}{4(1\ 962\text{N})} \\ n_c &= 5.2 \end{aligned}$$

Por lo cual queda demostrado que al tener sólo un perno (siendo este el más crítico) se tendrá un factor de seguridad muy confiable para que pueda soportar la carga mencionada. Sin embargo para mayor sujeción se utilizarán 4 pernos en total distribuidos simétricamente.

Con respecto al diámetro del eje de la rueda se estima un valor de 20mm , debido a que se necesita una estimación del peso de la rueda para determinar el torque mediante las ecuaciones obtenidas por el capítulo anterior "Modelamiento matemático", luego se calcula el diámetro correcto una vez que se determina el torque (como se muestra en el capítulo 5).

En la siguiente figura se muestra un plano de la placa base con las dimensiones de sus sujeciones.

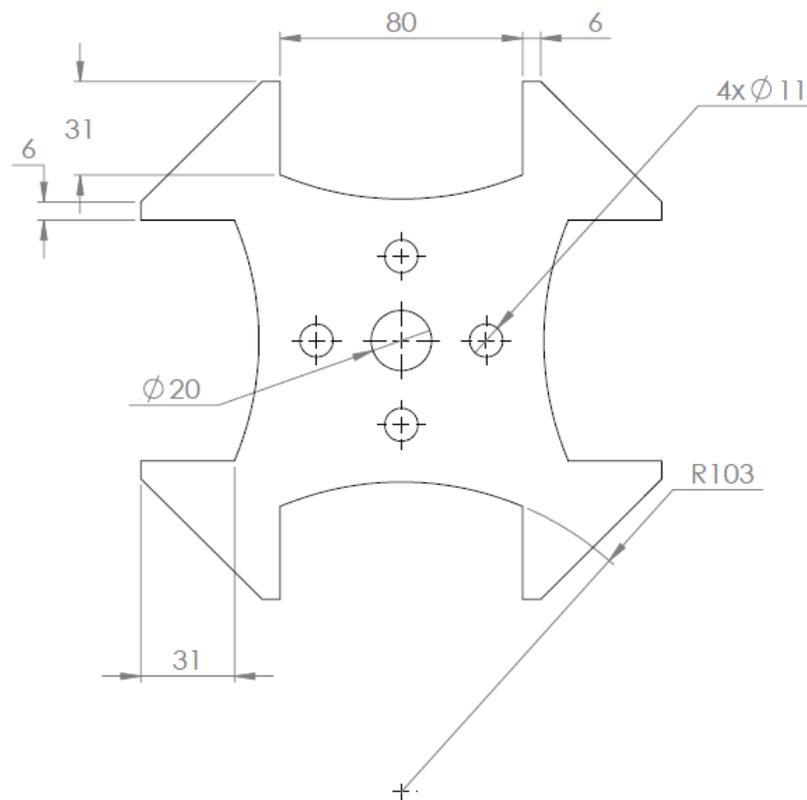


Figura 46 Dimensiones de la placa-base II.

El objetivo es determinar el espesor ideal que cumpla con un factor de seguridad mínimo aceptable de 1.5, en primer instancia se conoce que los pernos para la sujeción del eje del rodillo son M6, siendo el diámetro de la cabeza igual a 12 mm, por lo cual el espesor debe ser mínimo de 22 mm para que integre en su totalidad al perno. Para determinar el factor de seguridad se empieza por analizar la condición más crítica, en primer lugar se conoce que todo cuerpo posee una gran seguridad cuando soporta cargas a compresión, pero su seguridad se reduce cuando interviene cargas combinadas por lo tanto siendo esta condición la más crítica y es cuando la rueda está a 45° descomponiéndose la carga en dos acciones, como se muestra a continuación.

Estudio de la rueda a 45°:

Con el eje apoyado a 45° con respecto a la superficie representa un estado crítico, de lo cual se analizará para determinar el espesor del soporte a diseñar para sostener en los dos extremos a cada uno de los rodillos.



Figura 47 Eje del rodillo a 45°

Al tener la carga aplicada a 45° se tiene dos componentes opuestos ejerciendo en el punto de apoyo R.

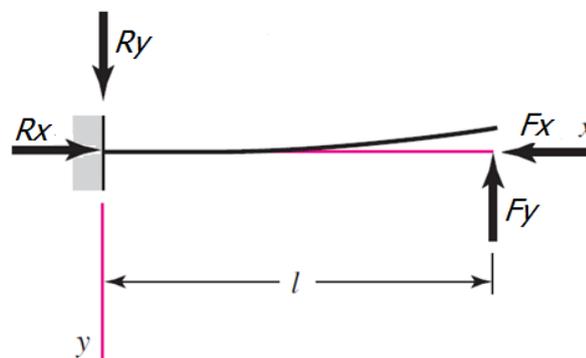


Figura 48 Diagrama de fuerza

Ec. 42

$$Rx = Ry = F * \cos \phi$$

$$Rx = 200 \text{ kgf} * \cos(45); \quad Rx = Ry = 141.42 \text{ kgf} = 1387.3 \text{ N}$$

Y estas cargas se ejercen en la placa de la siguiente manera.

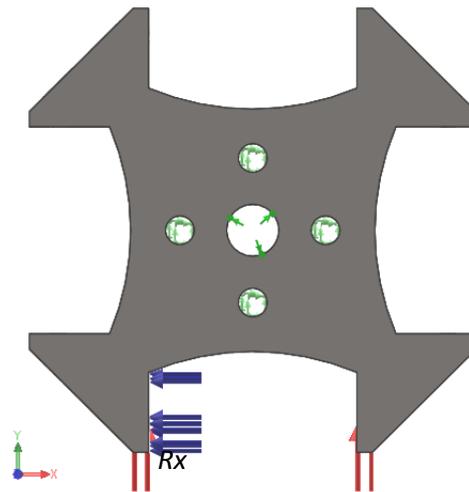


Figura 49 DCL de la placa-base cargas combinadas.

Cabe recalcar que las reacciones están ejercidas por los agujeros de los tornillos y del eje central, en la siguiente figura se muestra el factor de seguridad al tener un espesor de 22 mm.

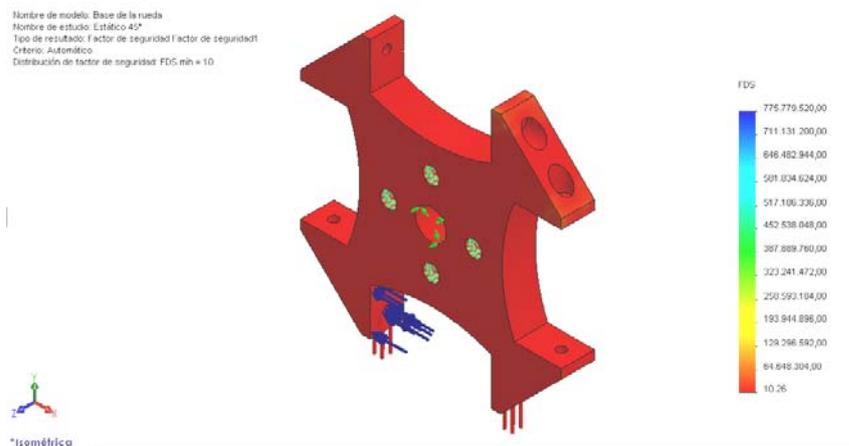


Figura 50 Factor de seguridad de la placa-base espesor: 22mm. Cargas combinadas.

Como se aprecia, el diseño está sobredimensionado con factor de 10, Al no poder reducir el espesor en los extremos debido al perno en el eje del rodillo, se procede a conservar el espesor de 22 mm en los extremos pero el cuerpo central se reduce hasta tener un espesor de 8mm. Finalizando el análisis, se comprueba el factor de seguridad.

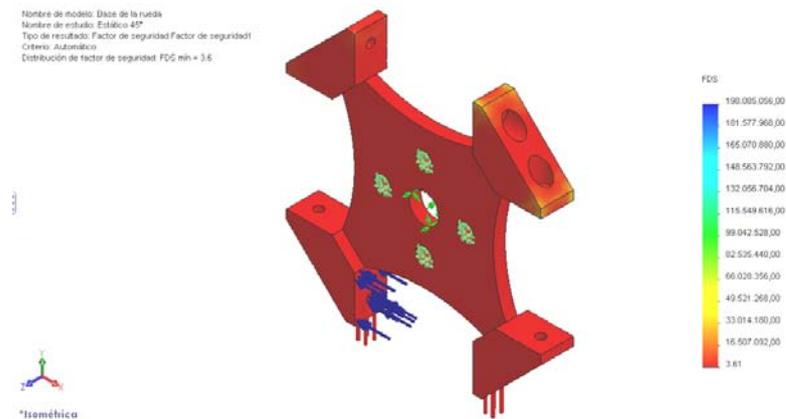


Figura 51 Factor de seguridad de la placa-base espesor: 8mm. Cargas combinadas.

Se tiene un factor confiable e ideal de 3.6, logrando reducir el peso de la rueda, pero por el costo del maquinado que se tendría al reducir el espesor en el cuerpo central de la placa desde 22 mm a 8 mm, se decide fabricar en dos partes, conocidas como soporte y placa para las bases, para luego ser unidas por sueldas como se aprecia en los planos **MCT-03-02-01** y **MCT-03-03-01**.

Estudio de la rueda a 0°:

Como se mencionó anteriormente cuando la rueda se situó a 0° se tendrá un análisis netamente por compresión, el diagrama del cuerpo libre se muestra a continuación.

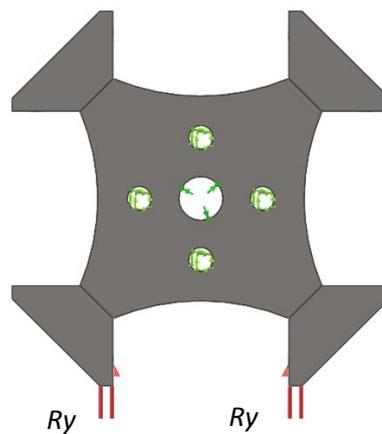


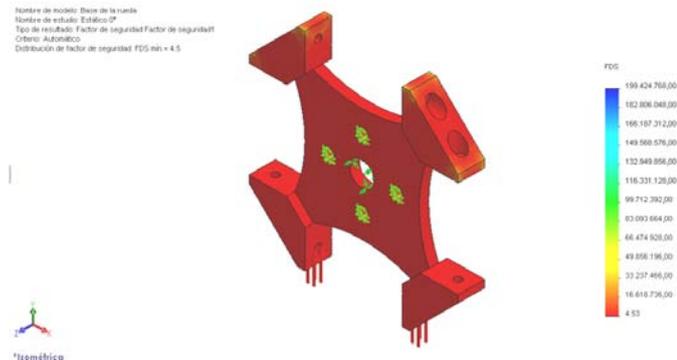
Figura 52 DCL de la placa-base cargas por compresión.

Determinado la fuerza Ry .

$$\sum Fy = 0$$

$$Ry = \frac{F}{2} = \frac{200 \text{ kgf}}{2} = 100 \text{ kgf}$$

Mostrando el factor de seguridad para esta condición en la siguiente figura.



**Figura 53 Factor de seguridad de la placa-base espesor: 8mm.
Compresión.**

Se tiene un factor de 4.53, queda demostrado que el factor de seguridad es mayor a tener una acción de carga completamente por compresión que al estar la placa expuesta por flexión.

4.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Para este diseño es necesario conocer la relación del reductor, para ello se conoce por el capítulo 5 la velocidad de la rueda, y mediante el capítulo 6 la velocidad máxima del motor (se recomienda revisar estos capítulos antes de seguir), entonces se tiene que la relación del reductor es:

Ec. 43

$$Relación = \frac{\omega_{motor}}{\omega_{reductora}}$$

$$Relación = \frac{300 \text{ RPM}}{75 \text{ RPM}}$$

$$Relación = 4$$

Esto significa que la reducción es de 4 : 1.

4.3.1 SELECCIÓN POLEA - BANDA

Un elemento esencial para la generación de movimiento es el sistema de transmisión, este sistema está diseñado para reducir la velocidad y aumentar el torque a la salida (rueda). Este sistema está constituido de dos poleas solidarias cada una a un eje y ajustadas por medio de una banda.

Como tal es un sistema muy silencioso, no necesita lubricación, resulta poco costoso de construir, además presenta la característica de que puede ser utilizado como un fusible mecánico. Existen varios tipos de bandas, en el presenta caso es necesario utilizar bandas sincrónicas para garantizar el no deslizamiento entre la banda y la polea.

4.3.1.1 BANDAS DE SINCRONIZACIÓN

Una banda de sincronización se hace con tela ahulada cubierta con una tela de nailon que internamente tiene un alambre de acero, a fin de resistir la carga de tensión. Tiene dientes que entran en ranuras axiales formadas en la periferia de las poleas **Figura 54**. Una banda sincrónica no se estira ni se desliza, y en consecuencia transmite potencia a una relación constante de velocidad angular.

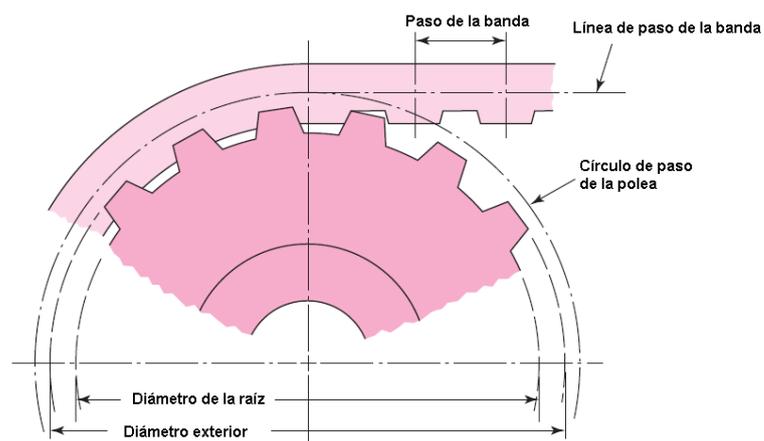


Figura 54 Banda Sincrónica

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Dichas bandas pueden operar sobre un intervalo muy amplio de velocidades, tienen eficiencias en el intervalo de 97 a 99 %. Los cinco pasos estándares de la serie en pulgadas se muestran en la **Tabla 9** con sus designaciones de letras. Las longitudes de paso estándar están disponibles en tamaños de 6 a 180 pulgadas. Las poleas vienen en tamaños con diámetro de paso de 0.6 pulgadas hasta 35.8 pulgadas y con números de ranuras desde 10 hasta 120.

Tabla 9 Tipos de banda sincrónica

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Servicio	Designación	Paso p, pulgadas
Extra ligero	XL	$\frac{1}{5}$
Ligero	L	$\frac{3}{8}$
Pesado	H	$\frac{1}{2}$
Extra pesado	XH	$\frac{7}{8}$
Doble extra pesado	XXH	$1\frac{1}{4}$

4.3.1.2 ANÁLISIS POLEA - BANDA

Para esta sección se utilizó un software llamado “Cálculos de Transmisión SKF 3.0” el cual selecciona el conjunto correa – poleas adecuado para dicho trabajo. Como datos se tiene la potencia del motor, la velocidad angular a la cual girará, la relación de reducción y factor de servicio.

$$P_{motor} = 26 W \quad \omega_{motor} = 300 rpm \quad Relación = 4 \quad f = 1$$

Inicialmente se selecciona el tipo de correa sincrónica a partir de la información proporcionada. Según la gráfica el tipo de correa adecuado es tipo L, lamentablemente la correa tipo L hace que el diámetro de las poleas sean grandes y por lo tanto no se ensamblaría en el espacio que se pretende alojarlo, por lo cual se seleccionó una correa de tipo XL.

Guía de selección de correa - Correas Sincronicas Clasicas

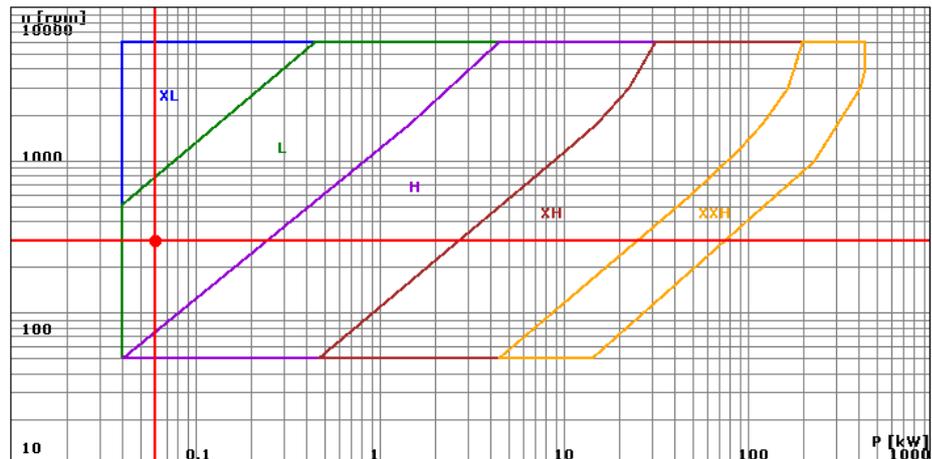


Figura 55 Selección de correa

Fuente: (SKF)

Como tal se propuso un número de dientes de la patea motriz de 14, por relación de transmisión 4: 1 la patea conducida tendrá 56 dientes, el software proporciona longitudes de correas estándar.

Unidad Motriz y energia	
Potencia de Motor (kW)	0,03
Torque de Motor (Nm)	0,95
SF (Timing)	1 + mas opciones
Velocidades y poleas	
Velocidad motriz (rpm)	300
Numero de dientes del motriz	14
Velocidad Conducida (rpm)	75
Numero de dientes del conducida	56
correas y distancia entre centros	
Distancia entre centros (mm.)	109,06
Longitud de correas (mm.)	406,4
Longitud de correas (pulg.)	16
Ancho(mm)	9,525

Figura 56 Valores ingresados en el software

Fuente: (SKF)

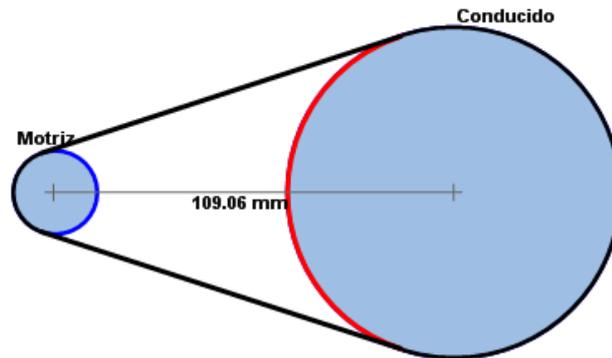


Figura 57 Representación del sistema correa-polea

Fuente: (SKF)

Tabla 10 Resultados del análisis

Fuente: (SKF)

Correa	
Designación	PHG 160-XL-037
Ancho de la correa (mm)	9.525
Factor de servicio actual	0.55
Potencia de la correa (kW)	0.02
Masa de correa (kg)	0.01
Polea Motriz	
Designación	PHP 14XL037RSB
Diámetro de referencia (mm)	22.64
Número de dientes	14
Paso (in)	0.2
Polea Conducida	
Designación	PHP 56XL37.5RTB
Diámetro de referencia (mm)	90.55
Número de dientes	56
Paso (in)	0.2

La correa al presentar un factor de servicio de 0.55, se montó dos correas paralelamente, de tal forma que se duplica el factor de servicio a 1.1.

4.3.2 DISEÑO DEL EJE DEL MOTOR

En la siguiente figura se muestra el diagrama del cuerpo libre del eje central o de la rueda.

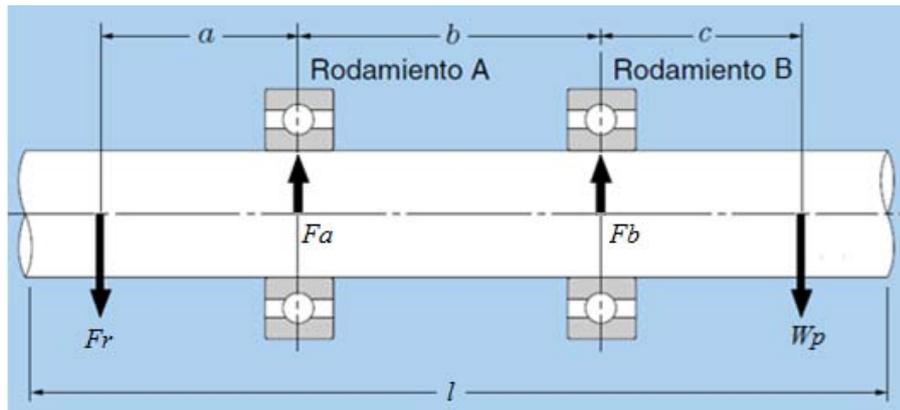


Figura 58 Diagrama de cuerpo libre del eje de la rueda

Fuente: (NSK, 2009)

Donde: F_r es el peso de la rueda de 200kgf .

W_p es el peso de la polea.

R_a y R_b son las reacciones de los rodamientos.

Mediante el plano de las poleas **MCT-04-03** se conoce que el peso de la polea inducida es de 0.68kgf , siendo totalmente despreciable en comparación a la fuerza ejercida sobre las ruedas cuya magnitud es de 200kgf . Por lo cual el diagrama de cuerpo libre queda simplificado de siguiente manera.

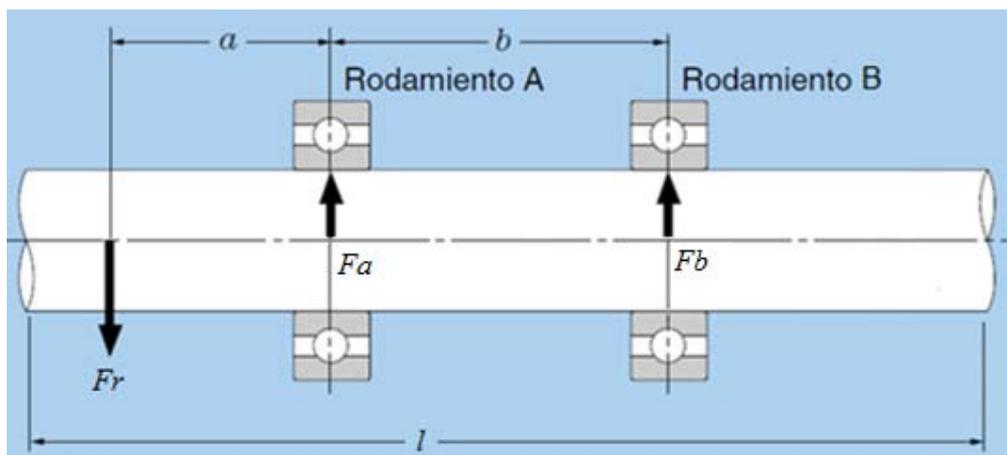


Figura 59 Diagrama de cuerpo libre simplificado

Fuente: (NSK, 2009)

El siguiente paso es conocer las distancias de los rodamientos a y b , mediante los planos de ensamblaje que se puede revisar en los anexos, se puede dar un valor aproximado a la distancia a .

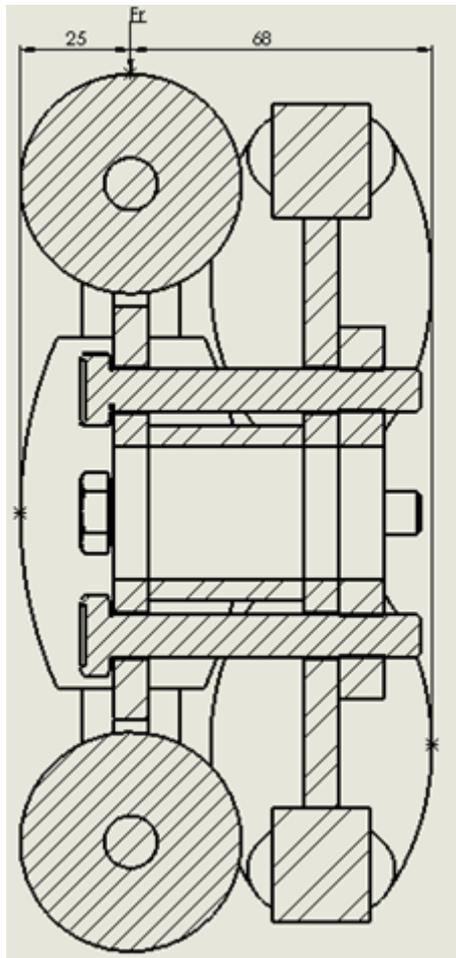


Figura 60 Corte lateral rueda omnidireccional

Analizando la condición más crítica se tiene que la fuerza de los 200 kgf sobre la rueda se encuentra en los 25 mm teniendo el resto de 68 mm , por lo tanto se aproxima a una distancia de 75 mm desde la fuerza Fr para ubicar el rodamiento A.

Para la distancia del rodamiento B, se estima el valor de la variable b y mediante las ecuaciones estáticas de fuerza y momento se analiza la mejor opción.

$$\text{Ec. 44}$$

$$\sum_y F = 0$$

$$Fa + Fb = Fr$$

$$\text{Ec. 45}$$

$$\sum_A M = 0$$

$$-Fb * a - Fr * a = 0 \quad Fa * b - Fr * (a + b) = 0$$

$$Fb = -\frac{a}{b} Fr$$

$$\text{Ec. 46}$$

$$\sum_B M = 0$$

$$Fa = \frac{a + b}{b} Fr$$

En los siguientes gráficos se tienen los valores de las reacciones dependiendo del valor b .

Cuando $b = 40 \text{ mm}$

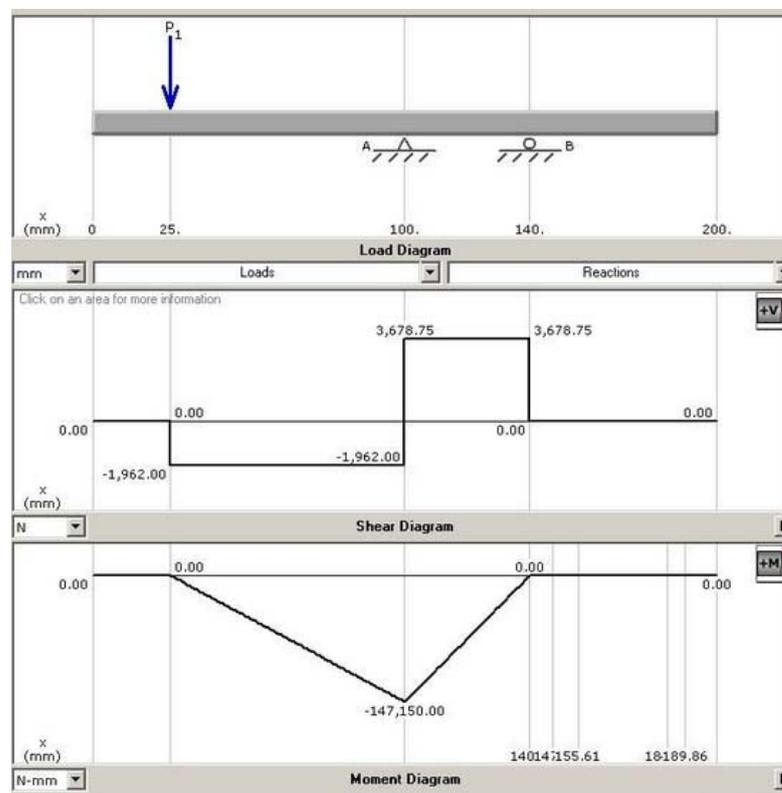


Figura 61 Gráfico de cortante y momento

Fuente: (MDSolids-3.5)

Se tiene que los valores son:

$$Fa = 3\,678.75 - (-1\,962) = 5\,640.75 \text{ N} = 575 \text{ kgf},$$

$$Fb = -3\,678.75 \text{ N} = -375 \text{ kgf}$$

$$M = -147\,150 \text{ Nmm}$$

Cuando $b = 80 \text{ mm}$

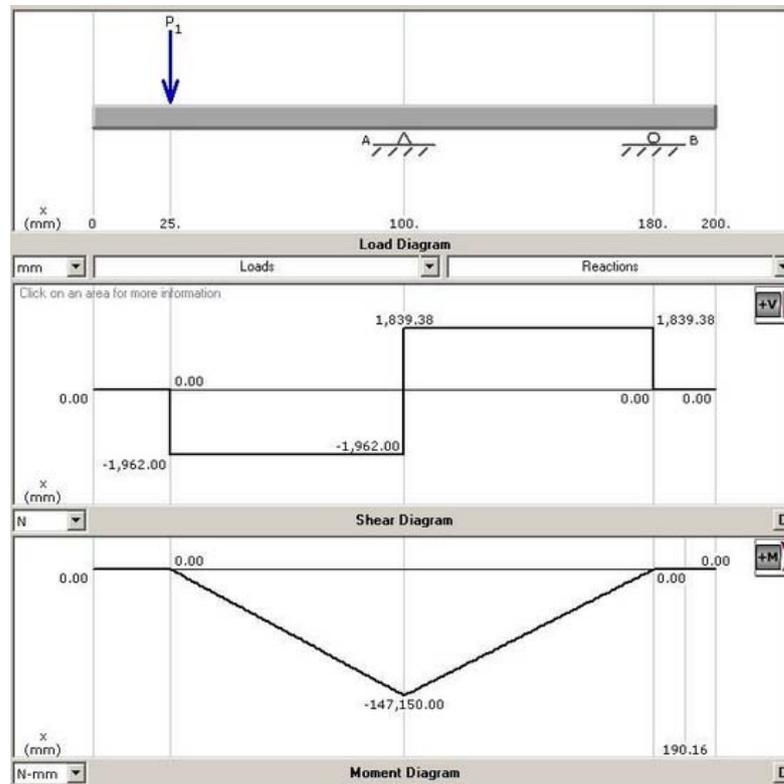


Figura 62 Gráfico de cortante y momento

Fuente: (MDSolids-3.5)

Se tiene que los valores son:

$$F_a = 1\,839.38 - (-1\,962) = 3\,801.38 \text{ N} = 387.5 \text{ kgf}$$

$$F_b = -1\,839.38 \text{ N} = -187.5 \text{ kgf}$$

$$M = -147\,150 \text{ Nmm}$$

En las dos gráficas se aprecia que las reacciones son inversamente proporcionales a sus distancias, es decir entre más cerca estén los rodamientos entre sí, mayor será su magnitud; de esto dependerá la selección de los rodamientos, a pesar de esto se elige $b = 40 \text{ mm}$ para reducir los más posible la longitud del eje evitando el efecto de flexión y simplemente se elige rodamientos capaz de soportar dichas cargas calculadas, por otra parte el momento M sólo depende de la distancia $a = 75 \text{ mm}$.

A continuación se determina el diámetro de eje, para lo cual se realiza un proceso matemático. Se tienen las siguientes formulas.

Esfuerzo:

$$Ga = \frac{Mc}{I} = \frac{M \frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{64}} = \frac{32 M}{\pi d^3}$$

Torsión:

Ec. 47

$$Ta = \frac{\tau c}{J} = \frac{\tau \frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{32}} = \frac{16\tau}{\pi d^3}$$

Factor de fluencia:

$$n_f = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

Esfuerzo máximo:

$$\sigma_{max} = \frac{S_y}{n_f}$$

Mediante la ecuación de Goodman.

Ec. 48

$$\sigma_{max} = (Ga^2 + 3Ta^2)^{1/2}$$

Reemplazando las formulas anteriores una con otras, se determina la ecuación para determinar el diámetro.

Ec. 49

$$d = \left\{ \frac{16 n_f}{S_y \pi} [4 M^2 + 3 \tau^2]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Donde $S_y = 31 \text{ kgf/mm}^2 = 304 \text{ MPa}$ del acero 1018, se estima un factor de diseño $n_f = 5$, y se conoce por el capítulo 5 que el torque es 37 Nm , se procede a determinar el diámetro.

$$d = \left\{ \frac{16 (5)}{\left((304 \text{ N/mm}^2) \pi \right)} [4 (147 \text{ 150 Nmm})^2 + 3 (37 \text{ 000 Nmm})^2]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 29.33 \text{ mm} \approx 30 \text{ mm}$$

Continuando con el diseño se realiza un análisis de fatiga para confirmar si este diámetro de eje es aceptable determinando su factor de seguridad.

Como se revisó en el análisis de fatiga para el eje de rodillo, también se determina los factores de fatiga, nuevamente $k_a = 0.87$ por ser maquinado en frío y se determina el factor de tamaño k_b por tener flexión y torsión. Como el diámetro del eje de la rueda es de 30 mm entonces la ecuación de k_b se determina de la siguiente manera:

$$\text{Ec. 50} \\ k_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} \quad 2.79 \leq \phi \leq 51 \text{ mm}$$

$$k_b = \left(\frac{30}{7.62} \right)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.86$$

Para los demás factores se iguala a 1, al trabajar a temperatura de operación en ambiente y al tener una buena confiabilidad $k_c = k_d = k_e = k_f = 1$

Remplazando estos valores en la **Ec. 24** y teniendo en cuenta que Resistencia a la tracción $S_{ut} = 51 \text{ kgf/mm}^2 = 500 \text{ MPa} = 72.52 \text{ ksi}$ y dureza brinell 131 HB.

$$S_e = 0.87(0.86)(1)(0.5)(500 \text{ MPa})$$

Tenemos que la resistencia es de: $S_e = 187.05 \text{ MPa}$.

Existe un hombro en el eje para el soporte del rodamiento A, en la mayoría de los rodamientos se tiene un filete de radio $r = 1 \text{ mm}$. Por lo tanto

se tiene que la relación $\frac{r}{d} = \frac{1mm}{30mm} = 0.03$, el diámetro menor es de $d = 30mm$ entonces se estima el diámetro del hombro $D = 35mm$, por lo cual la relación $\frac{D}{d} = \frac{35mm}{30mm} = 1.17$, mediante las figuras siguientes se determinan los factores para los concentradores de esfuerzos.

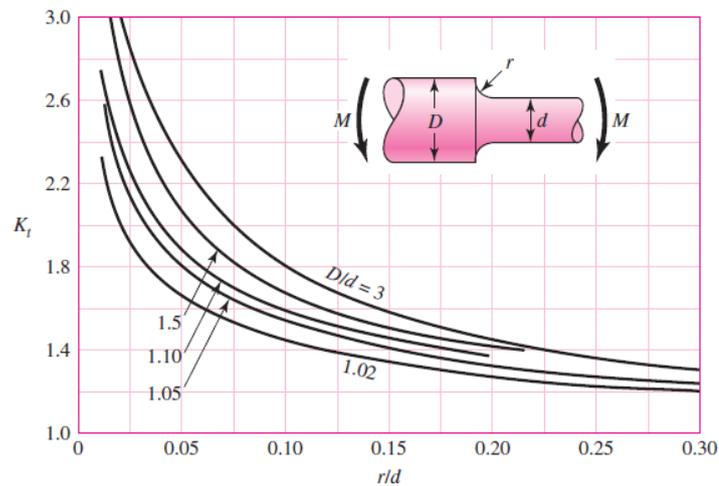


Figura 63 Factores teóricos de concentración del esfuerzo – Flexión

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Mediante las relaciones $\frac{r}{d} = 0.03$ y $\frac{D}{d} = 1.17$ se estima que $kt = 2$.

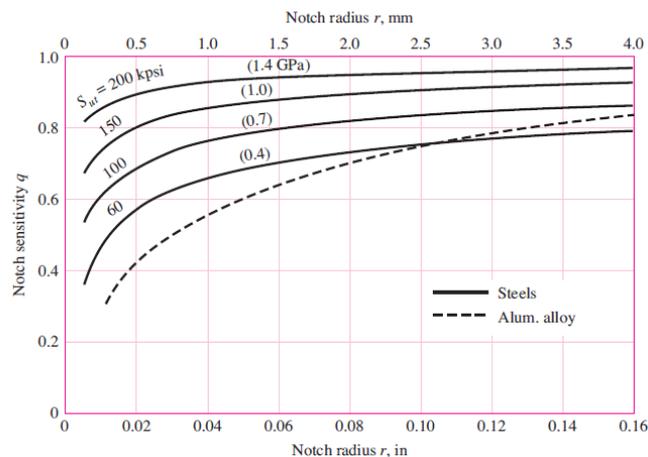


Figura 64 Sensibilidad a la muesca q – flexión y cargas axiales.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Se tiene que $q = 0.7$, entonces el concentrador de esfuerzo por fatiga es:

Ec. 51

$$Kf = 1 + q(kt - 1)$$

$$Kf = 1 + 0.7(2 - 1)$$

$Kf = 1.7$, para la flexión.

Ahora para el efecto de torsión se tiene las siguientes gráficas.

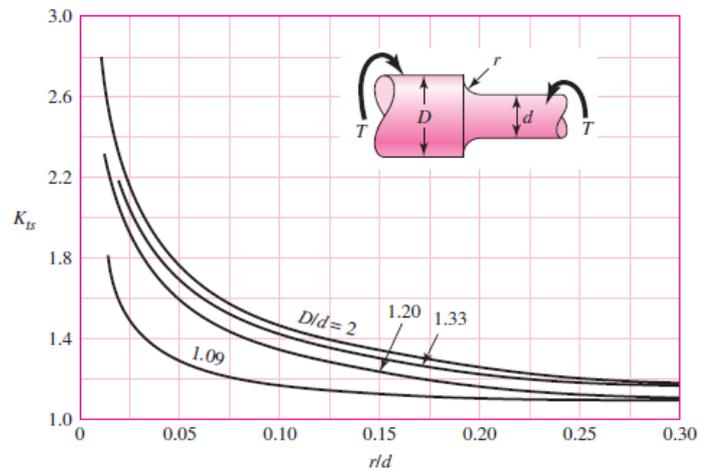


Figura 65 Factores teóricos de concentración del esfuerzo –Torsión

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

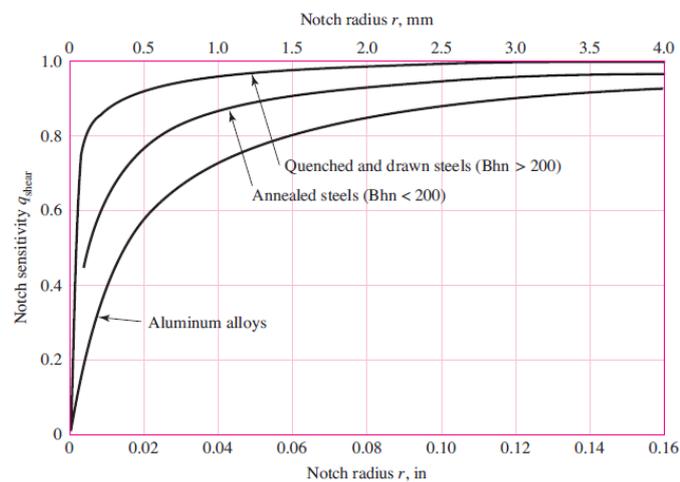


Figura 66 Sensibilidad a la muesca q – torsión

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Con estas dos graficas se obtiene $Kts = 1.8$ y $qs = 0.85$. Utilizando la Ec. 8 se tiene que para la torsión el $Kfs = 1.68$.

$$Ga = \frac{32 Kf M}{\pi \phi^3} = \frac{32(1.7)(147.15Nm)}{\pi (0.03m)^3} = 94.37 MPa$$

Ec. 52

$$Ta = \frac{16 Kfs \tau}{\pi \phi^3} = \frac{16(1.68)(37Nm)}{\pi (0.03m)^3} = 11.73 MPa$$

Determinando el esfuerzo máximo mediante la ecuación de Goodman.

$$\sigma_{max} = (Ga^2 + 3Ta^2)^{1/2}$$

$$\sigma_{max} = [(94.37MPa)^2 + 3(11.73MPa)^2]^{1/2}$$

$$\sigma_{max} = 96.53 MPa$$

Ahora se verifica si el factor de fatiga.

$$n_f = \frac{Se}{\sigma_{max}} = \frac{187.05 MPa}{96.53 MPa}$$

$$n_f = 1.94$$

Se confirma que el factor de fatiga es aceptable con un diámetro menor de 30 mm y con un hombro de diámetro 35 mm.

4.3.3 SELECCIONAMIENTO DE LOS RODAMIENTOS

La selección de los rodamientos depende principalmente de dos tipos de cargas: las axiales y radiales, las cargas radiales son las reacciones calculadas anteriormente, por lo cual se tiene dos condiciones dependiendo de la distancia b . Las especificaciones del auspiciantes es que el robot sea lo menos grande posible, por lo tanto se analiza cuando $b = 40 mm$, es decir, cuando las reacciones son: $Fa = 5\,640.75 N = 575 kgf$ y $Fb = 3\,678.75 N = 375 kgf$ el signo negativo de Rb significa que está opuesta a su sentido ubicada originalmente, en otras palabras se encuentra en el mismo sentido que la fuerza Fr (hacia abajo).

Para seleccionar un rodamiento se necesita el diámetro interno que corresponde al diámetro del eje y la clasificación del catálogo C_{10} , para determinar esta variable se estima que el robot va a operar en su máxima capacidad, es decir 8 horas diarias por el transcurso de un año, dando un total de vida nominal:

$$\text{Ec. 53}$$

$$L_R = \frac{8 \text{ horas}}{1 \text{ día}} * \frac{365 \text{ días}}{1 \text{ año}} = 2\,920 \text{ horas en un año}$$

A parte de la vida nominal, se conoce que la rueda gira a 75 RPM y para un rodamiento de bola $a = 3$, y se considera el caso de la compañía SKF, que clasifica sus rodamientos para un millón de revolución siendo $L_R n_R 60 = 10^6$. Se procede a seleccionar al rodamiento A.

$$\text{Ec. 54}$$

$$C_{10} = Fa * \left(\frac{L_D n_D 60}{L_R n_R 60} \right)^{1/a}$$

$$C_{10} = 5\,640.75 \text{ N} * \left(\frac{(2\,920)(75 \text{ RPM})60}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$C_{10} = 13\,310.73 \text{ N}$$

Se revisa en el catálogo un rodamiento que tenga un diámetro interior de 30mm y una carga dinámica C_r mayor que 13 310.73 N

En la siguiente figura se muestra una sección del catálogo NSK.

Dimensiones (mm)					Índices Básicos de Carga (Simple) (N)				Factor	Velocidades Límite (1) (rpm)		Centros Efectivos de Carga (mm)	Dimensiones de Tope y Chaflán (mm)			Masa (kg)
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i> _{min.}	<i>r</i> ₁ _{min.}	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	<i>f₀</i>	Grasa	Aceite	<i>a</i>	<i>d_a</i> _{min.}	<i>D_a</i> _{máx.}	<i>r_a</i> _{máx.}	aprox.
25	42	9	0.3	0.15	7 450	5 150	760	525	—	20 000	28 000	12.3	27.5	39.5	0.3	0.043
	42	9	0.3	0.15	7 850	5 400	800	555	15.5	24 000	34 000	9.0	27.5	39.5	0.3	0.042
	47	12	0.6	0.3	11 300	7 400	1 150	750	—	16 000	22 000	16.4	30	42	0.6	0.079
	47	12	0.6	0.3	11 700	7 400	1 190	755	14.7	22 000	30 000	10.8	30	42	0.6	0.089
	52	15	1	0.6	16 200	10 300	1 650	1 050	—	15 000	20 000	18.6	31	46	1	0.13
	52	15	1	0.6	14 800	9 400	1 510	960	—	10 000	14 000	23.7	31	46	1	0.133
	52	15	1	0.6	16 600	10 200	1 690	1 040	14.0	22 000	28 000	12.7	31	46	1	0.143
	62	17	1.1	0.6	26 400	15 800	2 690	1 610	—	10 000	14 000	21.1	32	55	1	0.235
	62	17	1.1	0.6	24 400	14 600	2 490	1 490	—	9 000	13 000	26.7	32	55	1	0.241
	30	47	9	0.3	0.15	7 850	5 950	800	605	—	18 000	24 000	13.5	32.5	44.5	0.3
47		9	0.3	0.15	8 300	6 250	845	640	15.9	22 000	28 000	9.7	32.5	44.5	0.3	0.049
55		13	1	0.6	14 500	10 100	1 480	1 030	—	13 000	18 000	18.8	36	49	1	0.116
55		13	1	0.6	15 100	10 300	1 540	1 050	14.9	19 000	26 000	12.2	36	49	1	0.134
62		16	1	0.6	22 500	14 800	2 300	1 510	—	12 000	17 000	21.3	36	56	1	0.197
62		16	1	0.6	20 500	13 500	2 090	1 380	—	8 500	12 000	27.3	36	56	1	0.202

Figura 67 Catálogo NSK

Fuente: (NSK, 2009)

Como muestra el catálogo, se elige un rodamiento de diámetro externo de 55 mm con una carga dinámica $C_r = 15\,100\text{ N}$.

Para conocer la confiabilidad del rodamiento se determina primero su vida de diseño adimensional:

$$\text{Ec. 55}$$

$$x_D = \frac{L}{L_{10}} = \frac{L_D n_D 60}{L_R n_R 60}$$

$$x_D = \frac{(2\,920)(75\text{ RPM})60}{10^6}$$

$$x_D = 13.14$$

Los parámetros de Weibull, ofrece valores $\theta - x_0 = 4.439$, $x_0 = 0.02$ y $b = 1.483$ y se estima un factor de carga $a_f = 2$. Se verifica la confiabilidad.

$$\text{Ec. 56}$$

$$R_a = \exp \left(- \left(\frac{x_D * \left(a_f * F_a / C_{10} \right)^a - x_0}{(\theta - x_0)} \right)^b \right)$$

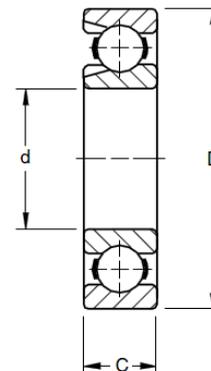
$$R_a = \exp\left(-\left\{\frac{13.14 * \left(2 * 5\,640.75\,N / 15\,100N\right)^3 - 0.02}{(4.439)}\right\}^{1.483}\right)$$

$$R_a = 0.26$$

Por lo tanto la confiabilidad es de 26% muy por debajo de lo permisible (98%), para incrementar su confiabilidad se elige una carga dinámica más alta ya sea de otros tipos o de diferente marca, tomando la medida del diámetro interno como referencia, llegando a usar los rodamientos de marca TIMKEN.

MEDIUM 300W SERIES

- A heavier cross section than the 200 Series.
- Capable of carrying considerably heavier radial, thrust and combined loads for a given bore size.
- Capable of withstanding heavy shock loads. A ball bearing of heavier cross section is rarely required.
- 300W Series bearings are dimensionally interchangeable with the 300K Series. However, bearings within the 300W Series are capable of carrying heavier radial loads, due to their larger ball complements.



DIMENSIONS – TOLERANCES

Bearing Number	Bore d		tolerance +0.000 mm +0.0000" to minus		Outside Diameter D		tolerance +0.000 mm +0.0000" to minus		Width C		tolerance +0.000 mm +0.0000" to minus		Fillet Radius ⁽¹⁾	Wt.		Static Load Rating C ₀	Extended Dynamic Load Rating C _e ⁽²⁾			
	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.		kg	lbs.		N	lbs.	N	lbs.
303W	17	0.6693	0.008	0.0003	47	1.8504	0.011	0.00045	14	0.551	0.12	0.005	1.0	0.039	0.118	0.26	9400	2120	20600	4650
304W	20	0.7874	0.010	0.0004	52	2.0472	0.013	0.0005	15	0.591	0.12	0.005	1.0	0.039	0.154	0.34	11300	2550	23900	5400
305W	25	0.9843	0.010	0.0004	62	2.4409	0.013	0.0005	17	0.669	0.12	0.005	1.0	0.039	0.259	0.57	17300	3900	33900	7650
306W	30	1.1811	0.010	0.0004	72	2.8346	0.013	0.0005	19	0.748	0.12	0.005	1.0	0.039	0.386	0.85	22600	5100	42800	9650
307W	35	1.3780	0.012	0.00047	80	3.1496	0.013	0.0005	21	0.827	0.12	0.005	1.5	0.059	0.513	1.13	29000	6550	51500	11600

Figura 68 Catálogo Timken

Fuente: (TIMKEN)

De la serie 300W con diámetro interior de 30mm se alcanza $C_r = 42\,800\,N$. Siendo su confiabilidad.

$$R_a = \exp\left(-\left\{\frac{13.14 * \left(2 * 5\,640.75\,N / 42\,800N\right)^3 - 0.02}{(4.439)}\right\}^{1.483}\right)$$

$$R_a = 0.988$$

Con este modelo se alcanzó una confiabilidad aceptable del 99%. Se procede a seleccionar el rodamiento *B* y el procedimiento es el mismo.

$$C_{10} = F_b * \left(\frac{L_D n_D 60}{L_R n_R 60} \right)^{1/a}$$

$$C_{10} = 3\,678.75 \text{ N} * \left(\frac{(2\,920)(75 \text{ RPM})60}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$C_{10} = 8\,680.91 \text{ N}$$

Al tener una carga dinámica muy baja, se utiliza el mismo rodamiento de A, es decir, se tiene la misma carga dinámica $C_r = 42\,800 \text{ N}$ para el rodamiento B, se verifica su confiabilidad.

$$R_b = \exp \left(- \left\{ \frac{13.14 * \left(2 * 3\,678.75 \text{ N} / 42\,800 \text{ N} \right)^3 - 0.02}{(4.439)} \right\}^{1.483} \right)$$

$$R_b = 0.998$$

La confiabilidad total se determina:

Ec. 57

$$R = R_a * R_b$$

$$R = 0.988 * 0.998$$

$$R = 0.987$$

Por lo tanto las dimensiones de los rodamientos de bolas son las siguientes: Diámetro interno 30 mm y externo 72 mm con un ancho de 19 mm .

Se estima la longitud total del eje. En un principio se conoce el espesor de las bases (8 mm cada uno) y del separador (35 mm) dando el primer tramo de 51 mm , pero se aproxima a 60 mm , más una placa de 12 mm donde se roscan los pernos, más el espacio ocupado por los dos rodamientos (38 mm) más su separador de 20 mm , adicionando 18 mm del

espesor de la polea y 30mm más del roscado, da un total de longitud $l_{eje} = 178 \text{ mm}$ redondeando a 180 mm. (Véase plano MCT-04-01)

4.3.4 TENSIONADOR

El tensor consiste en dos rodamientos sujetos a través de un perno a la placa de sujeción. Para seleccionar los rodamientos es necesario calcular las fuerzas que tensionan las bandas, en la siguiente figura se muestra el DCL.

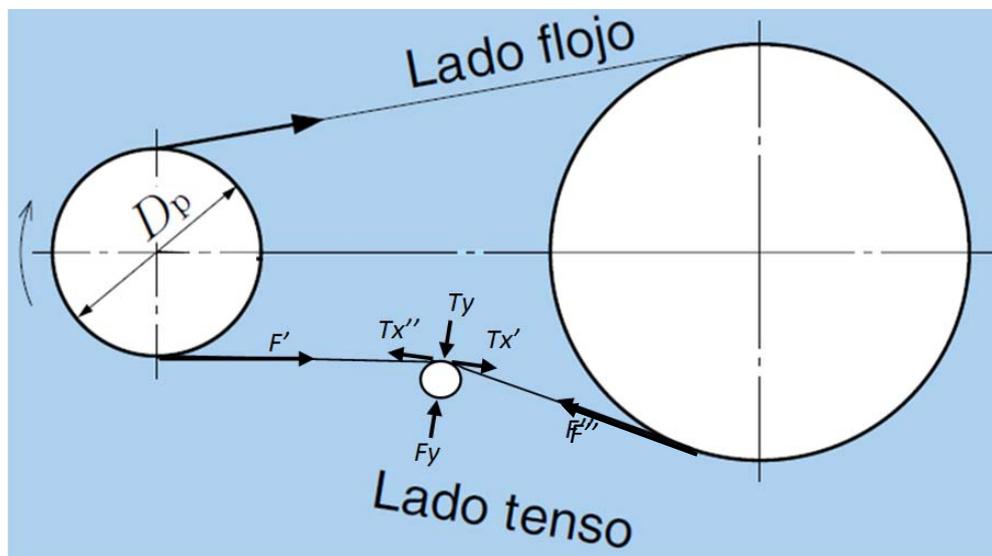


Figura 69 DCL de la tensión en la banda.

La tensión $F' = F''$ se determina por medio del torque que se ejerce en el motor y que se conoce mediante el capítulo 6.

Ec. 58

$$F = \frac{\tau}{r}$$

$$F = \frac{10 \text{ Nm}}{11\text{mm} * \frac{1\text{m}}{1000\text{mm}}}$$

$$F = 909 \text{ N}$$

Se estima el ángulo con que se tiembla la banda y se determina la fuerza Fy , la misma que se ejerce en los rodamientos.

Ec. 59

$$F_y = 2 * F * \sin(\delta)$$

$$F_y = 2(909 \text{ N}) \sin(30^\circ)$$

$$F_y = 909 \text{ N}$$

Se realiza el mismo proceso de cálculo para seleccionar los rodamientos. Aplicando la **Ec. 54** se obtiene una carga dinámica $C_{10} = 1\,991.25 \text{ N}$.

Al elegir el modelo de rodamiento NSK con carga $C_{10} = 5\,100 \text{ N}$, se obtiene mediante la **Ec. 56** una seguridad de $R = 0.97$ en tan sólo un rodamiento, pero como son dos; la seguridad total es de 0.94.

Las dimensiones de los rodamientos son:

$$D_{ext} = 28 \text{ mm}, D_{int} = 12 \text{ mm} \text{ y } \text{Espesor} = 8 \text{ mm}$$

4.4 ESTRUCTURA DE LA PLATAFORMA.

4.4.1 PLACA DE SOPORTE PARA EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Realizando un diagrama del cuerpo libre general vemos como las reacciones afectan a la placa de soporte.

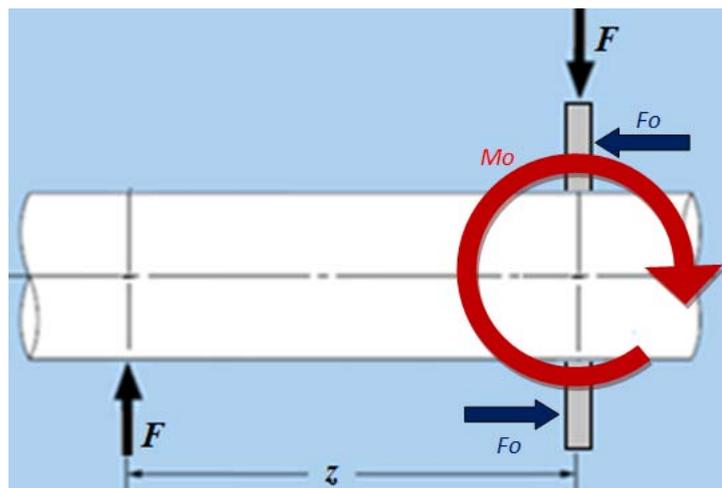


Figura 70 Diagrama de cuerpo libre Eje - Placa

La carga de los 200 kgf que soportan las ruedas se ejerce sobre el eje y al estar situado a una distancia d , esta carga provoca un momento, el mismo

que a su vez genera reacciones que se ejercen en el soporte. La siguiente figura muestra el ensamble finalizado del sistema de transmisión.

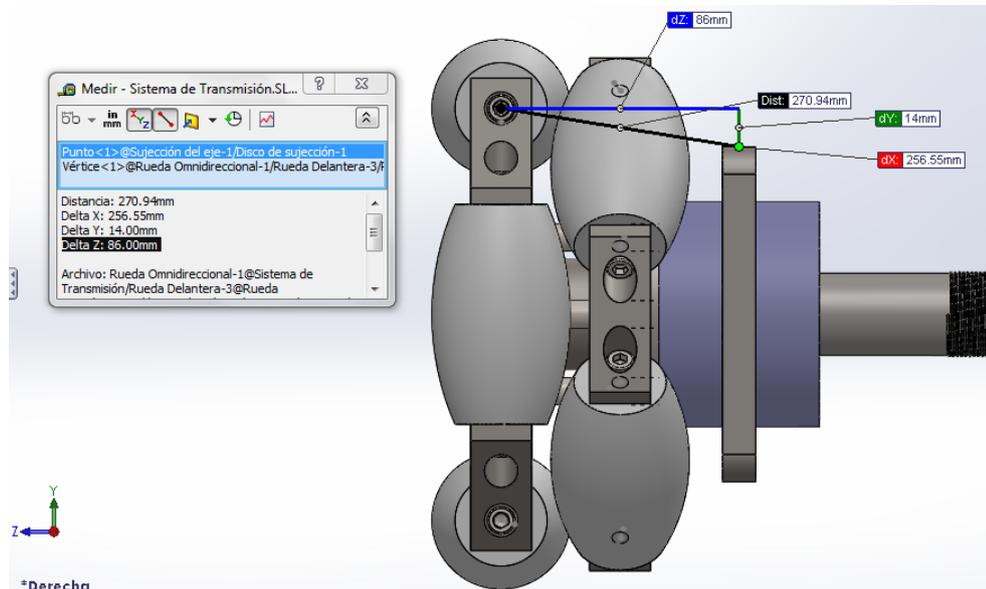


Figura 71 Ubicación de la placa(SolidWorks, 2013)

Como se muestra, el soporte está situado a una distancia de 86mm. Realizando los cálculos se tiene un momento:

Ec. 60

$$M_o = W * z$$

$$M_o = \left(200kgf * \frac{9,81N}{kgf} \right) * \left(86mm * \frac{m}{1000mm} \right)$$

$$M_o = 168.732 Nm$$

Para sujeción se utilizaran nuevamente pernos M10, Clase 4.6, recordando su resistencia de prueba $S_p = 225MPa$. Se comprueba la seguridad del perno a cortante utilizando la **Ec. 41**.

$$n_c = \frac{0.577S_p}{\tau}$$

$$n_c = \frac{0.577S_p \pi (\phi_{M10})^2}{4F}$$

$$n_c = \frac{0.577(225MPa)\pi (10mm)^2}{4(1962N)}$$

$$n_c = 5.2$$

Se tiene un momento que provocará fuerza a tracción en los pernos, para determinar esta fuerza se estima la distancia del brazo de momento de $51mm$, como se muestra en la figura.

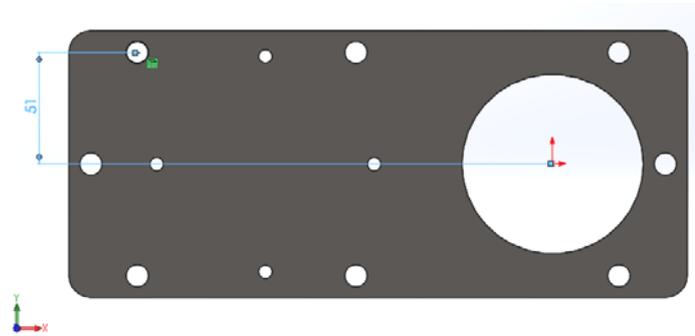


Figura 72 Geometría de la placa(SolidWorks, 2013)

La fuerza que contra resta el momento es:

$$\text{Ec. 61}$$

$$F_o = \frac{M_o}{y}$$

$$F_o = \frac{168.732 \text{ Nm}}{0.051 \text{ m}}$$

$$F_o = 3\,308.5 \text{ N}$$

Determinando el factor de seguridad por aplastamiento.

$$\text{Ec. 62}$$

$$n_a = \frac{S_p * (\varnothing_{M10}) * e}{F_o}$$

$$n_a = \frac{(225 \text{ MPa})(10 \text{ mm})(12 \text{ mm})}{(3\,308.5 \text{ N})}$$

$$n_a = 8.16$$

Por lo cual queda demostrado que al tener sólo un perno (siendo este el más crítico) se tendrá un factor de seguridad muy confiable tanto para un efecto cortante como de aplastamiento. Sin embargo para mayor sujeción se utilizarán 8 pernos en total distribuidos simétricamente.

Conociendo el número de pernos y sus dimensiones para la sujeción y mediante la ayuda del software SolidWorks se comprueba el factor de seguridad, como muestran las siguientes figuras.

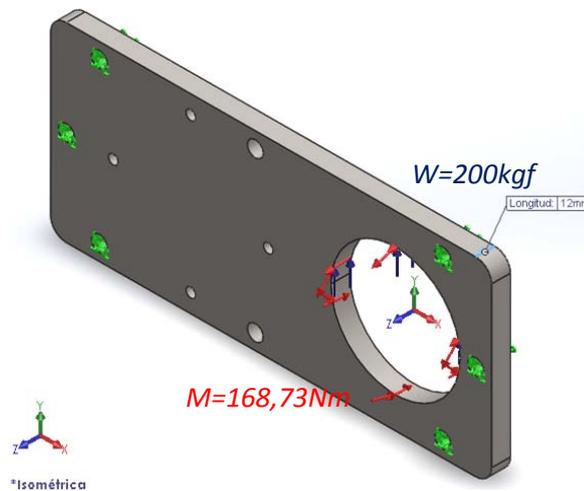


Figura 73 DCL de la placa isométrico(SolidWorks, 2013)

Estimando un espesor de 12 mm para la placa se comprueba los esfuerzos de Von Mises.

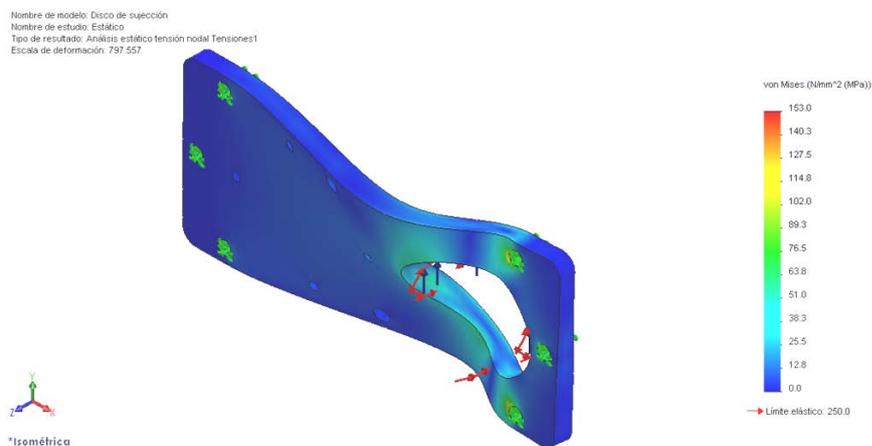


Figura 74 Resultado de simulación de la placa: Von Mises(SolidWorks, 2013)

El esfuerzo máximo combinado es de 153 MPa, teniendo un límite de 250 MPa se espera que el factor de seguridad sea confiable, confirmando en la siguiente figura.

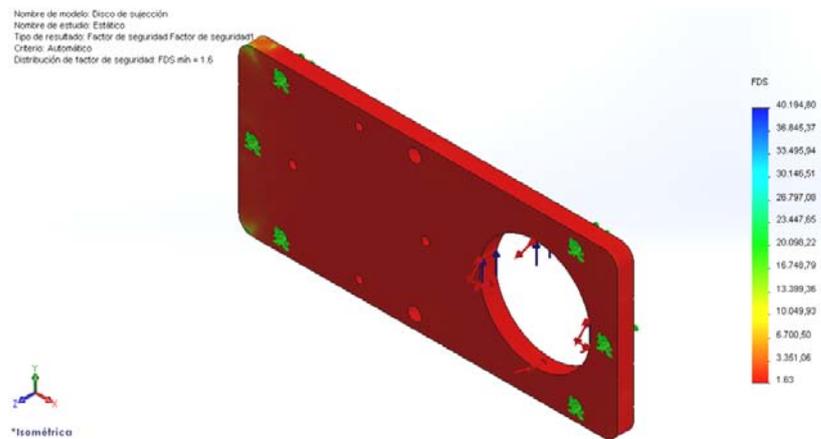


Figura 75 Resultado de simulación de la placa: Factor de seguridad(SolidWorks, 2013)

Se confirma que el factor de seguridad es de 1.63 teniendo un espesor de 12 mm.

4.4.2 CUERPO DEL ROBOT

Hasta ahora se ha visto que la geometría de la plataforma omnidireccional por tres ruedas es triangular, ahora se debe determinar el tamaño, para ello se realiza un ensamble estimado en donde se agrupará los sistemas de transmisión motor-poleas y los componentes electrónicos tal como se muestra en la figura a continuación.

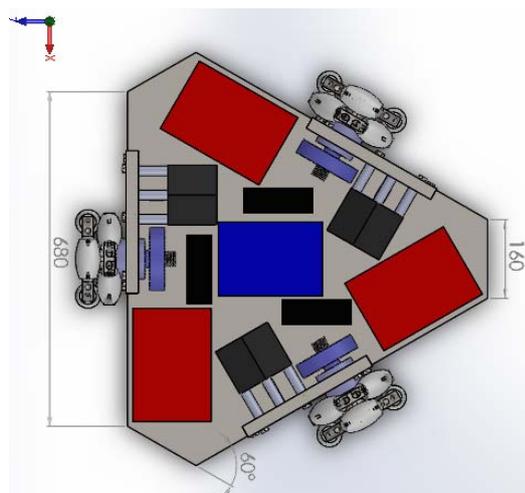


Figura 76 Plataforma omnidireccional(SolidWorks, 2013).

La geometría triangular sufrió unas modificaciones en sus vértices con el objeto de reducir su tamaño.

Entonces se tiene un diámetro circunscrito aproximadamente de 90cm que determina la base de la plataforma y una altura aproximada de 38 cm tomando en cuenta las ruedas.

4.4.2.1 ESTRUCTURA INFERIOR.

Para la base de la plataforma que soporta cargas livianas como los componentes electrónicos generalmente se escogen secciones de molino por economía, tal como las mostradas en la parte a de la figura.

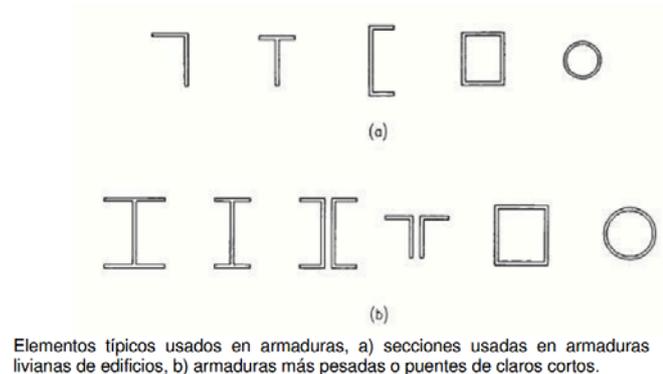


Figura 77 Perfiles de estructura

Fuente: (Rojas)

Por lo tanto se diseñara una estructura compuesta por tees, hierros angulares y una plancha antideslizante.

4.4.2.2 ESTRUCTURA VERTICAL

Se tiene variedad de tipo de armaduras que se utilizan en los puentes como en los techos, en las armaduras todas las cargas están aplicadas en los nodos, lo que significa que en las armaduras; y en la mayoría de las demás estructuras, el peso de los elementos estructurales es despreciables en comparación con las cargas que soporta. La siguiente figura muestra los diversos tipos.

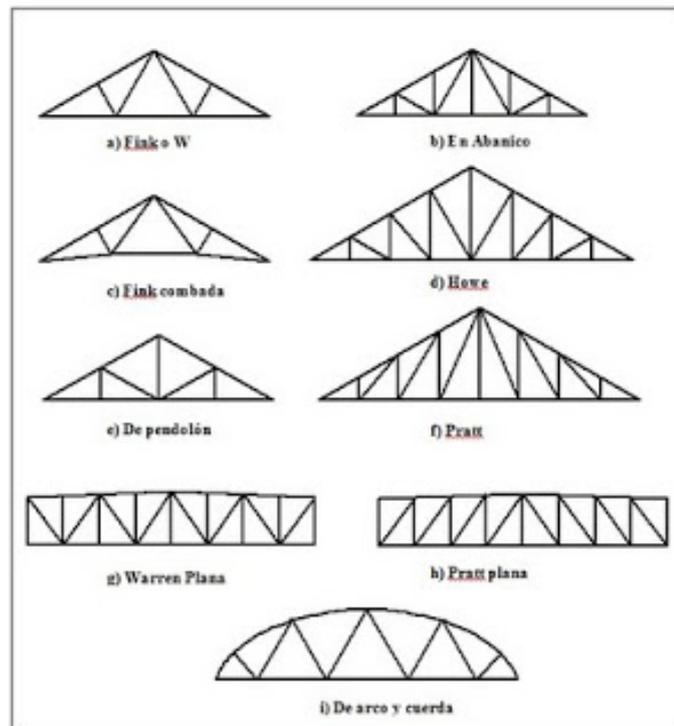


Figura 78 Tipos de armaduras estructurales

Fuente: (Rojas)

Para la estructura vertical de la plataforma se usa la armadura Warren por tener la ventaja de que los elementos en compresión y tensión en el alma de la armadura tienen igual longitud, resultando en una razón peso–claro muy ventajosa en términos de costo para luces pequeñas, además de que se reducen los costos de fabricación al ser todos los elementos iguales en longitud. Esta estructura está compuesta por hierros angulares y tees.

4.4.2.3 ESTRUCTURA SUPERIOR

Con el objeto de proteger las ruedas, la plancha antideslizante toma una geometría especial, como se muestra a continuación.

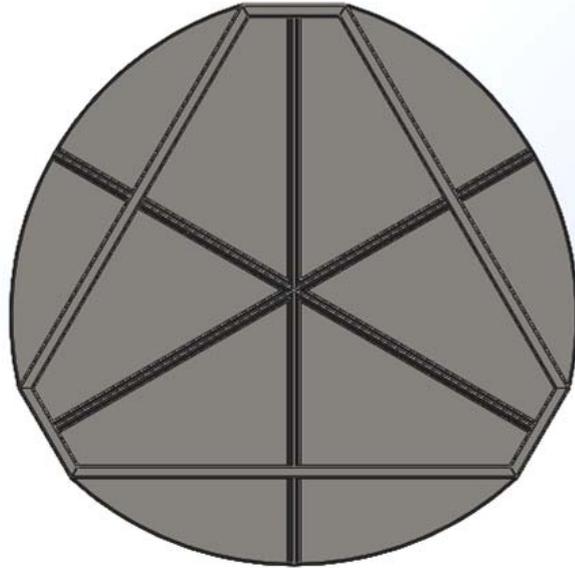


Figura 79 Base superior de la plataforma (SolidWorks, 2013)

Esta estructura está compuesta por la plancha antideslizante, tubos cuadrados, platinas y tees.

4.4.2.4 PERIMETRO DE ACCIÓN DE LA CARGA.

Se ha de suponer que la carga irá en todo el centro de la plataforma, estando ubicada su acción; el vector de fuerza en el centro de gravedad de la plataforma, pero esto no siempre se cumple, por lo cual se debe determinar hasta que distancia desde este centro podemos ubicar la acción de la carga como se muestra a continuación en la siguiente figura.

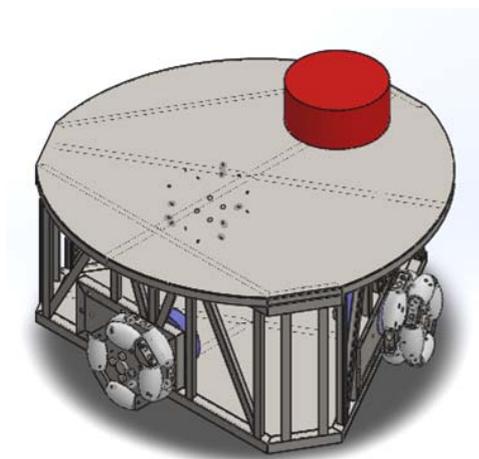


Figura 80 Plataforma con carga (SolidWorks, 2013)

El diagrama del cuerpo libre queda expresado de la siguiente figura.

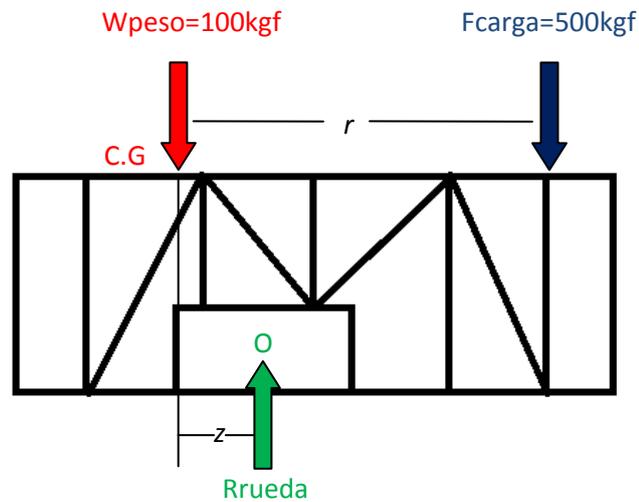


Figura 81 DCL Plataforma

La distancia de z se conoce mediante el uso del ensamblaje en SolidWorks, como se muestra en la siguiente imagen.

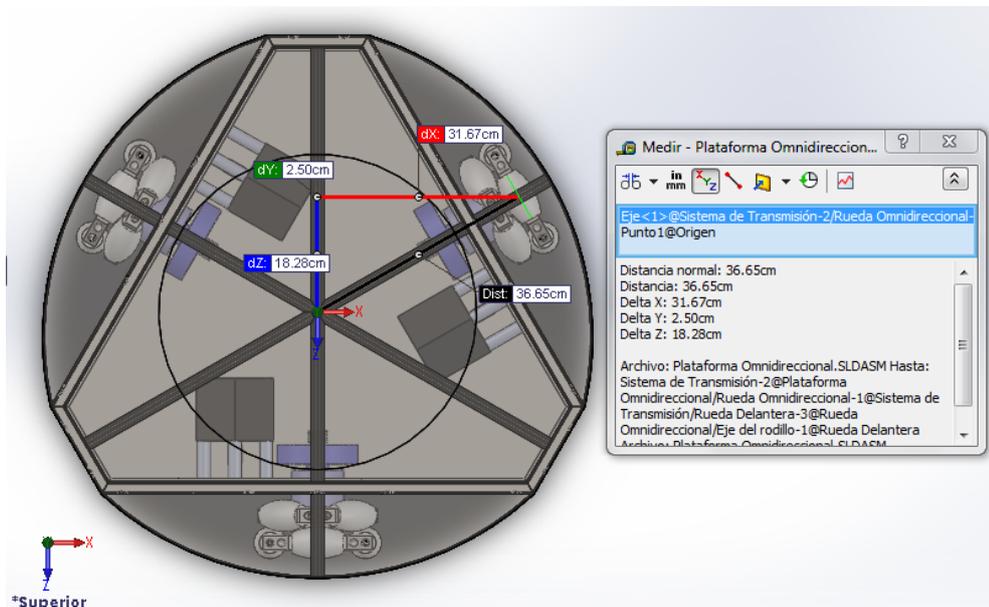


Figura 82 Geometría de la plataforma (SolidWorks, 2013)

Se basa en el eje z para conocer la distancia entre el centro de gravedad de la plataforma con el eje central de la rueda, siendo este de 18.28 cm , ahora se desea conocer la distancia d máxima para tener un momento igual a cero, en otras palabras para que la plataforma no se voltee.

Ec. 63

$$\sum M_o = 0$$

$$W * z - F * (r - z) = 0$$

$$r = \frac{z(W + F)}{F} = \frac{(18.28cm)(500kgf + 100kgf)}{500kgf}$$

$$r = 21.94cm \approx 20cm$$

Por lo tanto el distancia máxima desde el centro de gravedad de la plataforma es de 20 cm, si se ubica a una distancia mayor la carga debe de ser menor a 500 kgf para evitar que supere la inercia de la estructura (evitar que se voltee). La distribución de las tres ruedas es simétrica en su entorno por lo cual la distancia máxima para ubicar la carga resulta ser un perímetro circular de radio 20 cm, como se muestra a continuación.

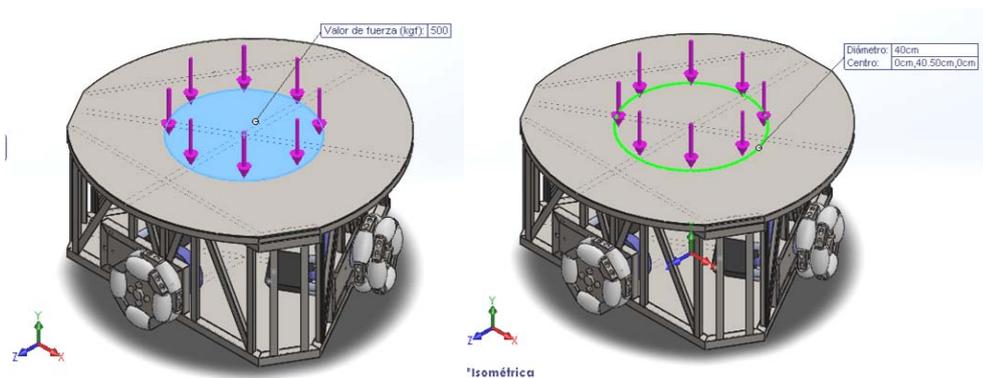


Figura 83 DCL de la plataforma – vista isométrico (SolidWorks, 2013)

Para el análisis FEM se utilizará el software ANSYS, a continuación se muestran las gráficas de esfuerzos, deformación y factor de seguridad.

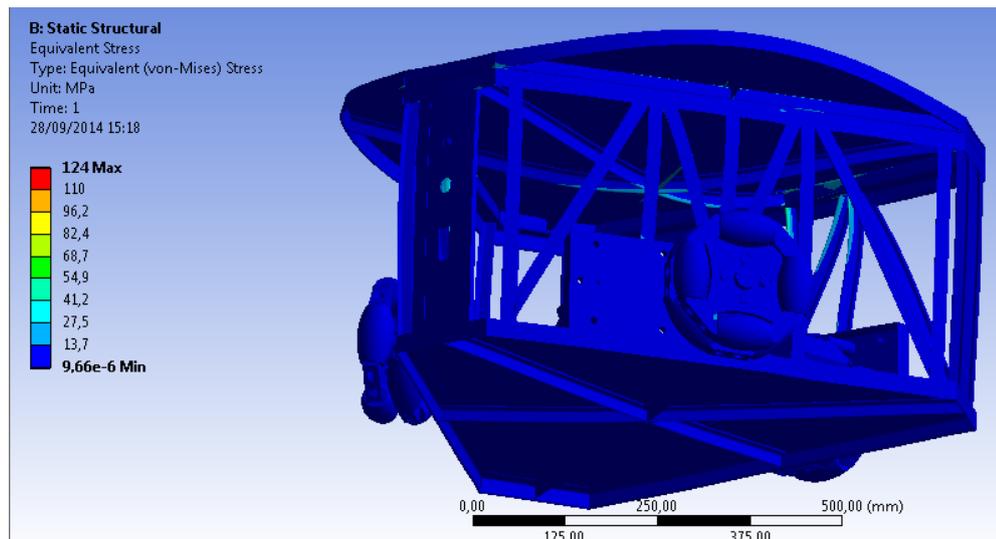


Figura 84 Esfuerzo Equivalente de la plataforma

El esfuerzo máximo que soporta la estructura es de 124 MPa , en la figura nos muestra que la zona afectada donde se concentra este esfuerzo son las Tees de la tapa.

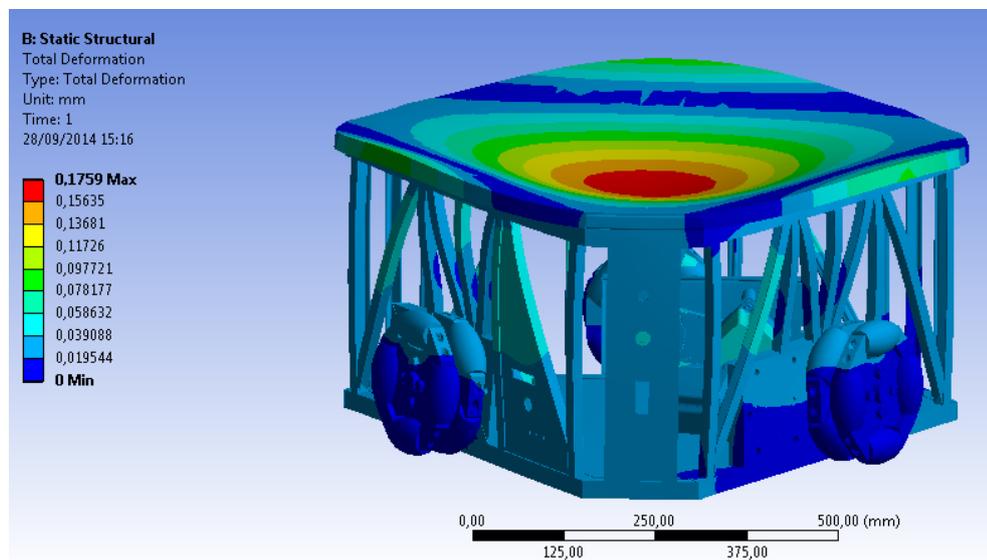


Figura 85 Deformación Total de la plataforma

La mayor deformación equivale a decimas de milímetros; a penas 0.18 mm , como se aprecia en la figura esta deflexión radica en la tapa de la estructura.

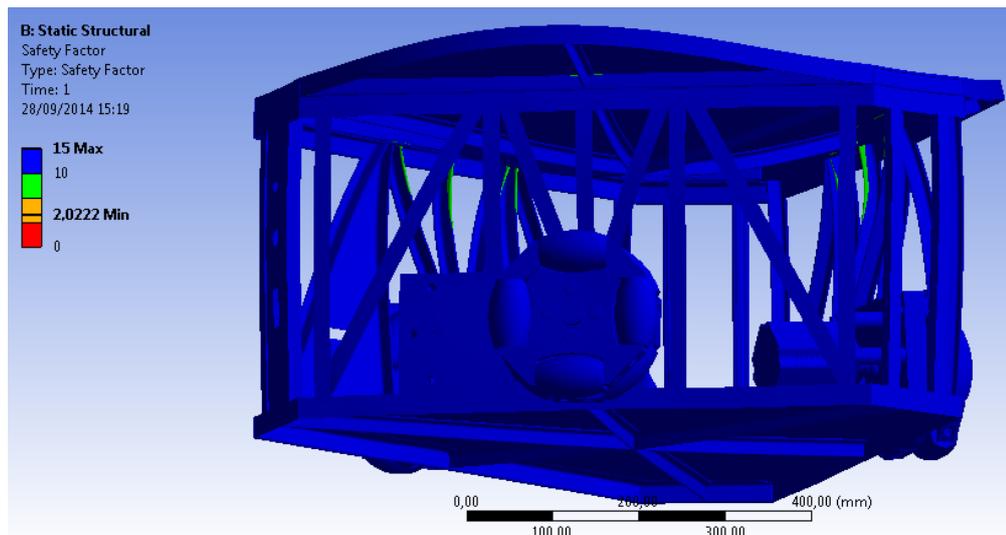


Figura 86 Factor de seguridad de la plataforma

El factor de seguridad es muy segura alcanzando un valor de 2, la mayor parte crítica de la estructura se sitúa en las columnas (Tees verticales).

CAPÍTULO V

5 PROGRAMACIÓN Y SIMULACIÓN

El capítulo del modelamiento matemático (capítulo 3) se dedujo la fórmula para el cálculo de las posiciones angulares de la cada rueda, la **Ec.**

9

$$\begin{pmatrix} \theta_{1x} \\ \theta_{2x} \\ \theta_{3x} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & \frac{1}{R} & -\frac{L}{R} \\ \frac{\sqrt{3}}{2R} & -\frac{1}{2R} & -\frac{L}{R} \\ -\frac{\sqrt{3}}{2R} & -\frac{1}{2R} & -\frac{L}{R} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} Xc \\ Yc \\ \theta c \end{pmatrix}$$

Por lo cual el contenido de este capítulo está comprendido en 2 partes:

- Programación de la cinemática y dinámica mediante el software MATLAB R 2011a.
- Programación de control de los motores mediante el software ARDUINO.

5.1 PROGRAMACIÓN EN MATLAB

Mediante el siguiente diagrama se quiere sintetizar el procedimiento a seguir por la programación en cuanto respecta a esta primera parte.

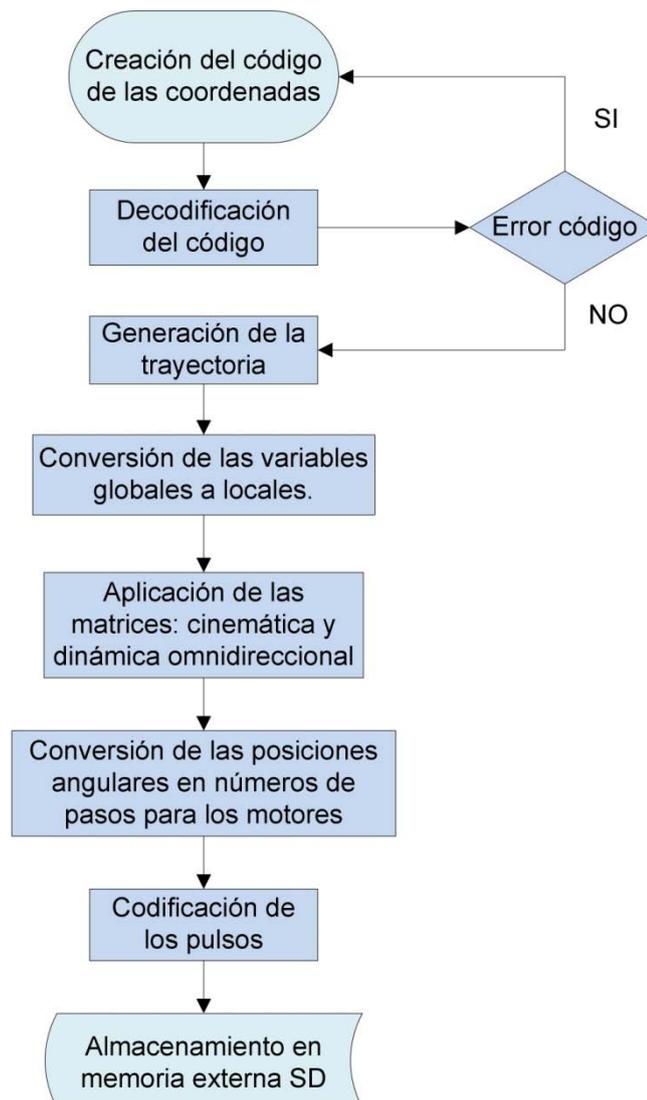


Figura 87 Diagrama del algoritmo de Matlab

La explicación de esta parte se enfocará en estos 4 puntos siguientes:

- Generación de la trayectoria Xt, Yt y θt .
- Conversión de variables globales $\{M\}$ a locales $\{C\}$.
- Aplicación de las matrices cinemática y dinámica para la obtención de las posiciones angulares y torque de cada rueda.
- Conversión de las posiciones angulares en números de pasos para motores.
- Simulación y presentación gráfica de las velocidades, torques y potencias de cada rueda.

5.1.1 TRAYECTORIA X_t, Y_t Y θ_t

Primordialmente se genera un código en donde se indique el tipo de trayectoria (*line, circ*), coordenadas (x, y, θ) y variables de movimientos lineales (v, a) como variables de movimientos angulares (ω_G, α_G) en un archivo de extensión .txt conocido como bloc de notas, las instrucciones deben ser las siguientes:

Código para una trayectoria lineal: *line x y, v a*

Código para una trayectoria curva: *circ x y r \pm , v a*

Código para giro de su propio eje: *rotate $\theta_G, \omega_G \alpha_G$*

Código de espera: *wait t*

Como se podrá observar para una curva se agrega al código, el radio (r) y el sentido horario (-) o antihorario (+) seguido por las variables de cada movimiento. Por otra parte, para el giro en su eje está directamente comprendido positivamente como anti horario; por ser el ángulo absoluto $\theta_G > 0$. Y el comando wait es un retardo al tiempo en unidades de segundos.

Por lo cual se utiliza el software de Matlab y se crea un archivo .m para la decodificación y almacenamiento de la cada variable del código creado por el usuario en diferentes arreglos.

Se toma en cuenta que las coordenadas ingresadas por el usuario son las posiciones finales de cada trayectoria, siendo el número de líneas del código; el mismo número de trayectoria, por otra parte se tiene por default que se empiece la trayectoria desde coordenadas (0,0) sin importar la verdadera ubicación de la plataforma, esto se debe a que el robot no cuenta con un dispositivo de localización como por decir el GPS.

Para la generación de los *n-puntos* de las trayectorias X_t, Y_t y θ_t se dividirá cada trayectoria o lineal del código en tramos de aceleración, velocidad constante y desaceleración **Figura 88**, con el fin de que la derivada de las posiciones de las trayectorias X_C, Y_C y θ_C tengan una

pendiente lineal (velocidades v_{Cx} , v_{Cy} , ω_C) **Figura 89** y la derivadas de las mismas tengan una pendiente constante (aceleraciones a_{Cx} , a_{Cy} , α_C) **Figura 90**.

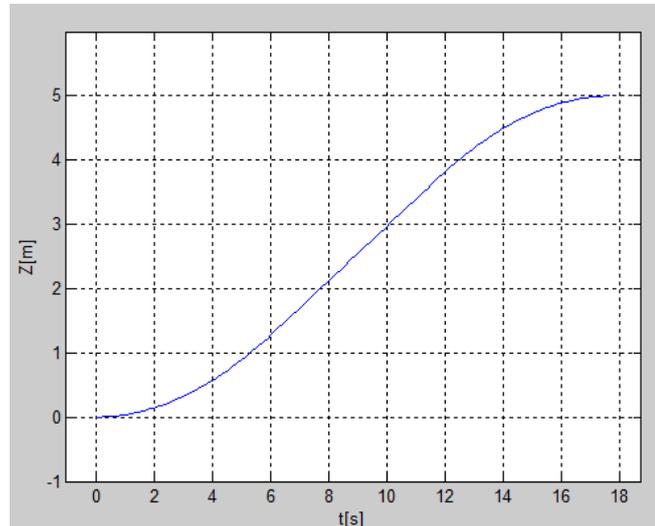


Figura 88 Ejemplo de trayectoria (Matlab 2011)

En la figura a continuación se tiene una mejor apreciación de los 3 tramos mencionados; un movimiento uniformemente acelerado, luego alcanzando un movimiento uniformemente constante y terminando un movimiento uniformemente desacelerado.

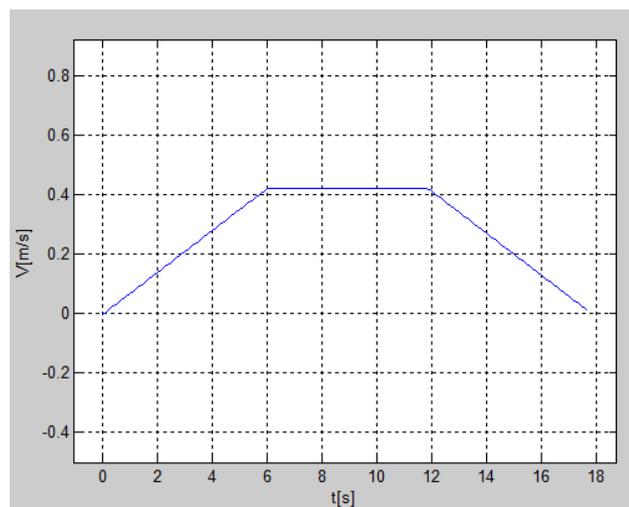


Figura 89 Derivada de trayectoria – Velocidad (Matlab 2011)

Se conoce que la derivada de una función lineal es un constante, y la derivada de una constante es cero, la siguiente figura muestra una explicación gráfica de lo mencionado.

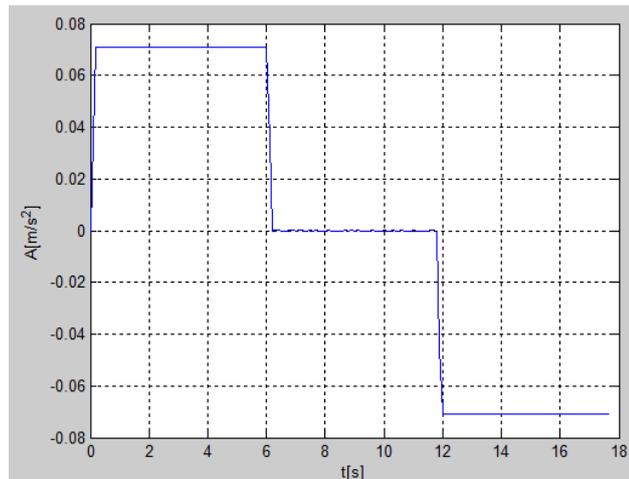


Figura 90 Derivada de la velocidad – Aceleración (Matlab 2011)

Para ello se debe determinar los tiempos de cada uno de los rangos de movimientos. Para una mejor comprensión el desarrollo de los cálculos se dividirá en los dos tipos de trayectoria: lineal y de curva.

Desarrollo de cálculo de una trayectoria tipo *line*:

Se determina el ángulo de la pendiente dada por cada una de las trayectorias ingresadas por el usuario.

Ec. 64

$$\sigma = \tan^{-1} \left(\frac{Y_f - Y_o}{X_f - X_o} \right)$$

El usuario ingresa tanto la velocidad como la aceleración resultante, para lo cual se descompondrá en los ejes X y Y.

Ec. 65

$$V_x = v \cos(\sigma); V_y = v \sin(\sigma)$$

Ec. 66

$$A_x = a \cos(\sigma); A_y = a \sin(\sigma)$$

Luego se determina los rangos de tiempos de cada tramo de movimiento. Primero partimos con el movimiento uniforme acelerado para cada eje respectivamente.

$$Ax = \frac{d(Vx)}{dt} \equiv \frac{Vx_f - Vx_o}{t_f - t_o}; \text{ siendo las condiciones iniciales igual a cero.}$$

$$Ax = \frac{Vx_f}{t_f}; \text{ por lo tanto } t_f = ta_x \text{ y } Vx_f = Vx$$

Ec. 67

$$\text{Finalmente } \Delta ta_x = \frac{Vx}{Ax}$$

De la misma forma para la componente Y siendo

$$\Delta ta_y = \frac{Vy}{Ay}$$

Se determina el rango del espacio correspondiente al movimiento acelerado.

Ec. 68

$$\Delta Xa = \frac{1}{2} (Ax \cdot \Delta ta_x^2)$$

$$\Delta Ya = \frac{1}{2} (Ay \cdot \Delta ta_y^2)$$

La única restricción o preocupación que se debe tener para limitar tanto las velocidades como aceleraciones promedio de cada trayectoria ingresadas por el usuario, es que el rango acelerado no supere el rango medio de cada trayectoria X y Y. Caso contrario se indicará un mensaje de alerta al usuario para que disminuya los valores.

Continuando con el rango de velocidad constante, se determina el punto final de la velocidad constante. Considerando que el rango de desaceleración es el mismo que la aceleración, por ende se tiene que $\Delta Xd = \Delta Xa$ y $\Delta Yd = \Delta Ya$.

Ec. 69

$$\Delta Xc = (X_f - X_o) - \Delta Xa - \Delta Xd$$

$$\Delta Yc = (Y_f - Y_o) - \Delta Ya - \Delta Yd$$

Y así mismo para los rangos de tiempos del tramo de desaceleración $\Delta td_y = \Delta ta_y$ y $\Delta td_x = \Delta ta_x$. Con estas consideraciones se determina el tiempo final de la velocidad constante:

$$\text{Ec. 70} \\ \Delta tc_x = \Delta Xc/Vx$$

$$\Delta tc_y = \Delta Yc/Vy$$

Concluyendo los límites para el tiempo de las trayectorias.

$$\text{Ec. 71} \\ \text{Límite de aceleración: } Ta_x = \Delta ta_x \text{ y } Ta_y = \Delta ta_y$$

Límite de movimiento uniforme (Velocidad constante):

$$\text{Ec. 72} \\ Tc_x = Ta_x + \Delta tc_x$$

$$Tc_y = Ta_y + \Delta tc_y$$

Límite de desaceleración:

$$\text{Ec. 73} \\ Td_x = Tc_x + \Delta td_x$$

$$Td_y = Tc_y + \Delta td_y$$

Con los límites de tiempo para cada rango se genera las trayectorias para un comando *line*.

Para el rango de aceleración $ti \leq Ta(x, y)$

$$\text{Ec. 74} \\ Xt(i) = \frac{1}{2}(Ax \cdot ti^2) \quad Yt(i) = \frac{1}{2}(Ay \cdot ti^2)$$

Para el rango de uniforme $ti > Ta(x, y) \wedge ti \leq Tc(x, y)$

Ec. 75

$$Xt(i) = \Delta Xa + Vx \cdot (ti - Ta_x) \quad Yt(i) = \Delta Ya + Vy \cdot (ti - Ta_y)$$

Para el rango desacelerado $ti > Tc(x, y) \wedge ti \leq Td(x, y)$

Ec. 76

$$Xt(i) = (\Delta Xa + \Delta Xc) + Vx(ti - Tc_x) - \frac{1}{2}(Ax \cdot ti^2)$$

$$Yt(i) = (\Delta Ya + \Delta Yc) + Vy(ti - Tc_y) - \frac{1}{2}(Ay \cdot ti^2)$$

Desarrollo de cálculo de una trayectoria tipo *circ*:

Para la curva el procedimiento es el mismo con respecto a los rangos de movimiento, con una diferencia que las variables son las velocidades y aceleraciones angulares, la velocidad angular se determinadas a continuación.

$$\omega = V/r$$

Determinando la aceleración centrípeta:

$$a_c = \omega^2 r$$

Teniendo como restricción que esta aceleración centrípeta no supere a la aceleración ingresada por el usuario. Cumpliendo con esta condición se determina la aceleración tangencial.

$$a_t = \sqrt{a^2 - a_c^2}$$

Y la aceleración angular está determinada por:

$$\alpha = \frac{a_t}{r}$$

Determinadas las variables angulares se determinan los rangos de tiempos.

$$\Delta t a_{\theta} = \frac{\omega}{\alpha}$$

Rango de espacio para el tramo acelerado:

Ec. 77

$$\Delta \theta a = \frac{1}{2} (\omega \cdot \Delta t a_{\theta}^2)$$

Siendo el rango de desaceleración igual al acelerado: $\Delta \theta d = \Delta \theta a$, y el rango del movimiento uniforme es:

Ec. 78

$$\Delta \theta c = (\theta_f - \theta_o) - \Delta \theta a - \Delta \theta d$$

El rango angular de la trayectoria $\theta_f - \theta_o = \Delta \varphi$ se determina resolviendo el sistema de ecuación en polares.

$$\begin{cases} x_o = r \cos(\theta_o) + x_c \\ y_o = r \sin(\theta_o) + y_c \\ x_f = r \cos(\theta_f) + x_c \\ y_f = r \sin(\theta_f) + y_c \end{cases}$$

$$\begin{cases} x_o = r \cos(\theta_o) + x_c \\ y_o = r \sin(\theta_o) + y_c \\ x_f = r \cos(\Delta \varphi + \theta_o) + x_c \\ y_f = r \sin(\Delta \varphi + \theta_o) + y_c \end{cases}$$

Siendo el rango angular de la trayectoria curva:

Ec. 79

$$\Delta \varphi = \cos^{-1} \left(\frac{(x_o - x_c)(x_f - x_c) + (y_o - y_c)(y_f - y_c)}{r^2} \right)$$

Para los centros de la curva se determina resolviendo el sistema de ecuación cuadrática.

$$\begin{cases} (x_o - x_c)^2 + (y_o - y_c)^2 = r^2 \\ (x_f - x_c)^2 + (y_f - y_c)^2 = r^2 \end{cases}$$

Retomando el procedimiento de cálculos, se determina el rango de tiempo para el tramo donde la velocidad es constante.

$$\text{Ec. 80}$$

$$\Delta t_{c\theta} = \frac{\Delta\theta_c}{\omega}$$

Concluyendo los límites para el tiempo de las trayectorias.

Límite de aceleración: $T_{a\theta} = \Delta t_{a\theta}$

Límite de movimiento uniforme (Velocidad constante): $T_{c\theta} = T_{a\theta} + \Delta t_{c\theta}$

Límite de desaceleración: $T_{d\theta} = T_{c\theta} + \Delta t_{d\theta}$

Con los límites de tiempo para cada rango se genera las trayectorias para un comando *line*.

Para el rango de aceleración $t_i \leq T_{a\theta}$

$$\theta t(i) = \frac{1}{2}(\alpha \cdot t_i^2)$$

Para el rango de uniforme $t_i > T_{a\theta} \wedge t_i \leq T_{c\theta}$

$$\theta t(i) = \Delta\theta_a + \omega \cdot (t_i - T_{a\theta})$$

Para el rango desacelerado $t_i > T_{c\theta} \wedge t_i \leq T_{d\theta}$

$$\theta t(i) = (\Delta\theta_a + \Delta\theta_c) + \omega \cdot (t_i - T_{c\theta}) - \frac{1}{2}(\alpha \cdot t_i^2)$$

Una vez generada la matriz de los n-puntos del ángulo se determinan las trayectorias X y Y.

$$\text{Ec. 81}$$

$$X_t = r \cos(\theta t) + X_c$$

$$Y_t = r \sin(\theta t) + Y_c$$

Desarrollo de cálculo para el giro de la plataforma:

El usuario ingresa tanto la velocidad como la aceleración para el giro de la plataforma. Con la misma ideología de dividir cada trayectoria en tres rangos. Se procede a determina tanto el rango de tiempo como del espacio.

Rango de tiempo para el tramo de aceleración:

$$\Delta t a_G = \frac{\omega_G}{\alpha_G}$$

Con respecto al espacio:

$$\Delta \theta a_G = \frac{1}{2} (\omega_G \cdot \Delta t a_G)$$

Para el rango de movimiento uniforme, es decir el tramo donde la velocidad es constante, teniendo en cuenta que ambos rangos tanto como acelerado y desacelerado son iguales ($\Delta \theta d_G = \Delta \theta a_G$), la ecuación está dada por:

$$\Delta \theta c_G = (\theta_{Gf} - \theta_{Go}) - \Delta \theta a_G - \Delta \theta d_G$$

Con respecto a su tiempo es:

$$\Delta t c_G = \frac{\Delta \theta c_G}{\omega_G}$$

Concluyendo los límites para el tiempo de las trayectorias.

Límite de aceleración: $T a_G = \Delta t a_G$

Límite de movimiento uniforme (Velocidad constante): $T c_G = T a_G + \Delta t c_G$

Límite de desaceleración: $T d_G = T c_G + \Delta t d_G$

Con los límites de tiempo para cada rango se genera las trayectorias para un comando *line*.

Para el rango de aceleración $t_i \leq T a_G$

$$\theta t(i) = \frac{1}{2}(\alpha_G \cdot t_i^2)$$

Para el rango de uniforme $t_i > T a_G \wedge t_i \leq T c_G$

$$\theta t(i) = \Delta\theta a_G + \omega_G \cdot (t_i - T a_G)$$

Para el rango desacelerado $t_i > T c_G \wedge t_i \leq T d_G$

$$\theta t(i) = (\Delta\theta a_G + \Delta\theta c_G) + \omega_G \cdot (t_i - T c_G) - \frac{1}{2}(\alpha_G \cdot t_i^2)$$

5.1.2 CONVERSIÓN DE VARIABLES GLOBALES {M} A LOCALES {C}.

La siguiente figura muestra la relación del sistema local de la plataforma {C} con respecto a un sistema global {M}.

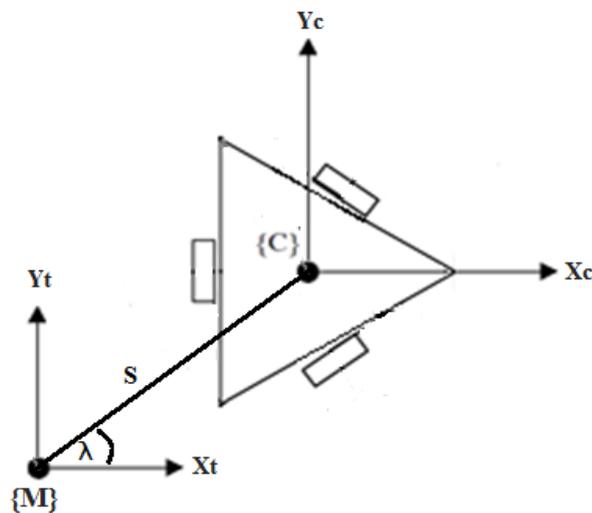


Figura 91 Sistema de referencia Local – Global

Mediante esta figura expresamos la relación en la siguiente ecuación.

$$\begin{cases} X_{c_i} = X_{c_{i-1}} + S \cdot \cos(\lambda - \theta t_i) \\ Y_{c_i} = Y_{c_{i-1}} + S \cdot \sin(\lambda - \theta t_i) \end{cases}$$

El desplazamiento S se obtiene con la siguiente expresión:

$$S = \sqrt{(X_{t_i} - X_{t_{i-1}})^2 + (Y_{t_i} - Y_{t_{i-1}})^2}$$

El ángulo del sistema global-local es:

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{Yt_i - Yt_{i-1}}{Xt_i - Xt_{i-1}} \right)$$

Por último la variable de rotación $\theta_C(i) = \theta t(i)$

5.1.3 OBTENCIÓN DE POSICIONES ANGULARES, TORQUE Y POTENCIA DE LAS RUEDAS.

Una vez generados las variables de la trayectoria en referencias locales $X_{C_{1xN}}$, $Y_{C_{1xN}}$ y $\theta_{C_{1xN}}$ se obtienen las posiciones angulares para cada motor mediante la **Ec. 9**.

Con respecto al torque y la potencia; se determina las velocidades y aceleraciones angulares de cada rueda, pero antes de todo, se obtiene primero las derivadas de la trayectoria de la plataforma, es decir, la matriz cinemática (v_{Cx} , v_{Cy} , ω_C),

$$v_{Cx} = \frac{dXt}{dt} = \frac{Xt_i - Xt_{i-1}}{t_i - t_{i-1}}$$

$$v_{Cy} = \frac{dYt}{dt} = \frac{Yt_i - Yt_{i-1}}{t_i - t_{i-1}}$$

$$\omega_C = \frac{d\theta t}{dt} = \frac{\theta t_i - \theta t_{i-1}}{t_i - t_{i-1}}$$

Con las velocidades de la plataforma calculadas y aplicando la **Ec. 10** se determinan las velocidades angulares (ω_{1x} , ω_{2x} , ω_{3x}).

Posteriormente se determina las aceleraciones angulares de la siguiente forma.

$$\alpha_{1x} = \frac{\omega_{1x(i)} - \omega_{1x(i-1)}}{t_i - t_{i-1}}$$

$$\alpha_{2x} = \frac{\omega_{2x(i)} - \omega_{2x(i-1)}}{t_i - t_{i-1}}$$

$$\alpha_{3x} = \frac{\omega_{3x(i)} - \omega_{3x(i-1)}}{t_i - t_{i-1}}$$

Determinadas las aceleraciones de las ruedas se determinan los torques de cada rueda τ_1, τ_2, τ_3 **Ec. 18.**

Por último la obtención de la potencia para cada rueda, cuya fórmula es:

Ec. 82

$$P_1 = \tau_1 \cdot \omega_{1x}$$

$$P_2 = \tau_2 \cdot \omega_{2x}$$

$$P_3 = \tau_3 \cdot \omega_{3x}$$

5.1.4 CONVERSIÓN A NÚMEROS DE PASOS PARA LOS MOTORES.

Para su conversión se necesita conocer en el driver del motor cuantos números de pasos se genera en una revolución (360°) seguido por la multiplicación de la reducción del sistema de transmisión (4:1), como se puede apreciar en el capítulo 6, se muestra la tabla técnica en la cual nos indica que nuestro driver generará 400 pasos en 360° , por lo tanto nuestra conversión se expresa con la siguiente ecuación.

Ec. 83

$$\begin{pmatrix} NP_{1x} \\ NP_{2x} \\ NP_{3x} \end{pmatrix} = \frac{400}{360} \cdot \begin{pmatrix} \theta_{1x} \\ \theta_{2x} \\ \theta_{3x} \end{pmatrix} \cdot 4$$

Como toda conversión se tendrá números de pasos con decimales, como se entenderá estos números deben ser enteros por tratarse de pulsos que le enviará al motor, y al redondear estos números se acarrearán errores; desviando la plataforma de su trayectoria y finalizando en un punto no deseado. Por lo tanto se enviará al motor pulsos incrementales, en otras palabras datos relativos y no absolutos, para ello se redondea primero la matriz de pasos mediante el comando $round \begin{pmatrix} NP_{1x} \\ NP_{2x} \\ NP_{3x} \end{pmatrix}$ para después obtener su matriz relativa restando el dato actual menos el anterior, es decir:

$$\begin{aligned}
 i &= n \\
 NP'_{1x} &= NP_{1xi} - NP_{1xi-1} \\
 i &= 1
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 i &= n \\
 NP'_{2x} &= NP_{2xi} - NP_{2xi-1} \\
 i &= 1
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 i &= n \\
 NP'_{3x} &= NP_{3xi} - NP_{3xi-1} \\
 i &= 1
 \end{aligned}$$

Con esto se corrige el error, debido a que los decimales de un pulso anterior se complementan con el pulso siguiente.

5.1.5 SIMULACIÓN.

El robot móvil en estudio es un sistema holónimo que permite movimiento omnidireccional, y por tanto, cualquier combinación de velocidades angulares y lineales. Todo ello permite que el robot realice cualquiera de los posible desplazamientos que puede realizar un sólido rígido en el plano. Utilizando el código establecido al inicio de este capítulo, se plantea las siguientes coordenadas.

```

line 2 0,0.2 0.04
circ 3 1 1 +,0.1 0.05
rotate 45,0.2 0.4
line 3 2,0.2 0.04
circ 2 3 1 +,0.15 0.04
rotate 90,0.2 0.4
line 1 3,0.2 0.04
circ 0 2 1 +,0.15 0.04
rotate 180,0.3 0.4
line 0 0,0.2 0.04
wait 2
rotate 0,0.3 0.4

```

La primera gráfica muestra las coordenadas X y Y de la trayectoria en función del tiempo.

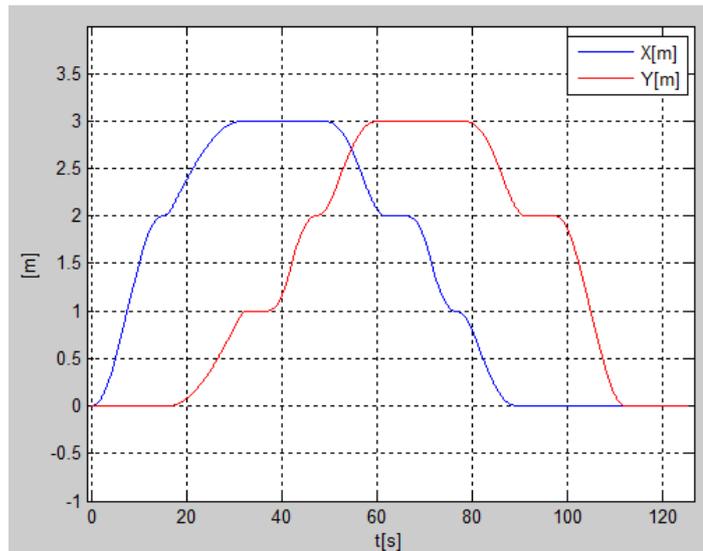


Figura 92 Componentes de la trayectoria $X(t)$ y $Y(t)$ (Matlab 2011)

En esta gráfica podemos apreciar los rangos del movimiento uniformemente acelerado, rectilíneo uniforme y desacelerado.

En la siguiente figura se muestra ahora la componente angular de la trayectoria en función del tiempo.

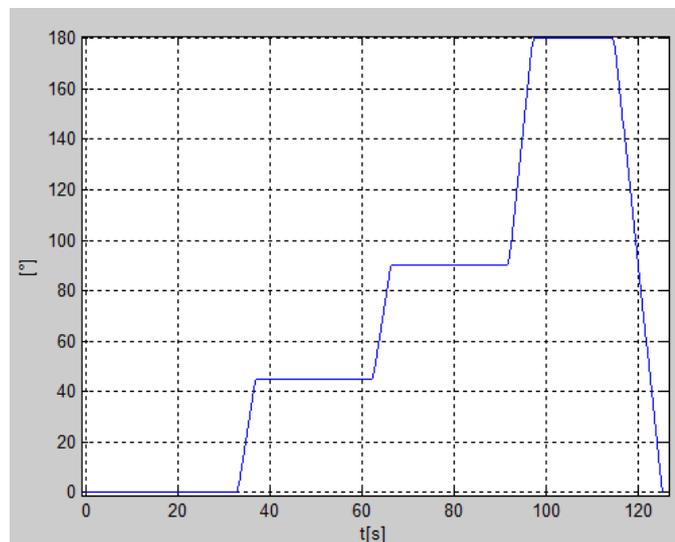


Figura 93 Componentes de la trayectoria $\theta(t)$ (Matlab 2011)

Ahora se comprueba si la trayectoria de la plataforma cumple con las coordenadas escritas por el usuario.

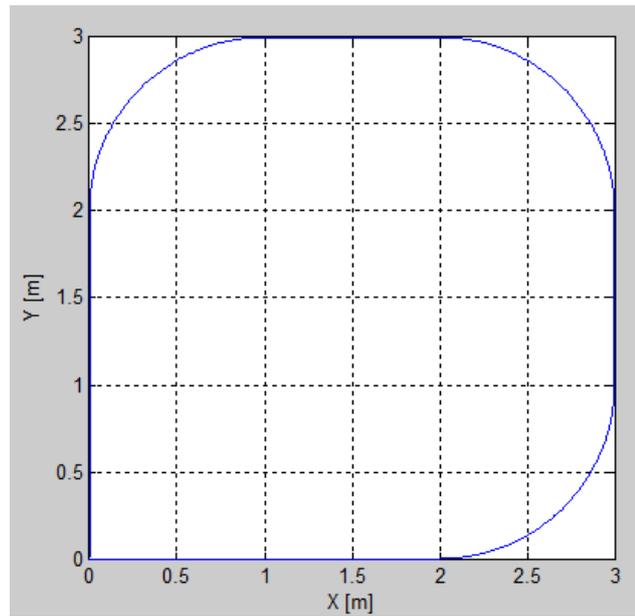


Figura 94 Trayectoria de la plataforma (Matlab 2011)

Ahora con respecto a la cinemática, las siguientes gráficas muestran las velocidades angulares de cada rueda.

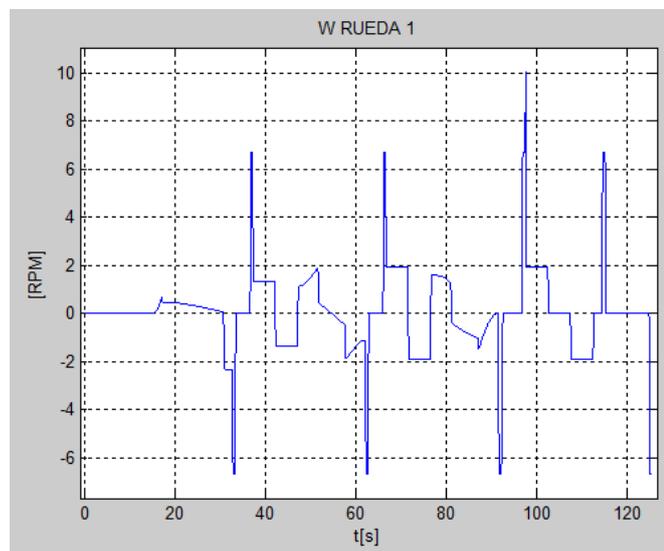


Figura 95 Velocidad angular $\omega(t)$ - Rueda 1 (Matlab 2011)

Con la trayectoria establecida por el usuario se tiene una velocidad máxima de 10 *RPM* por la rueda 1.

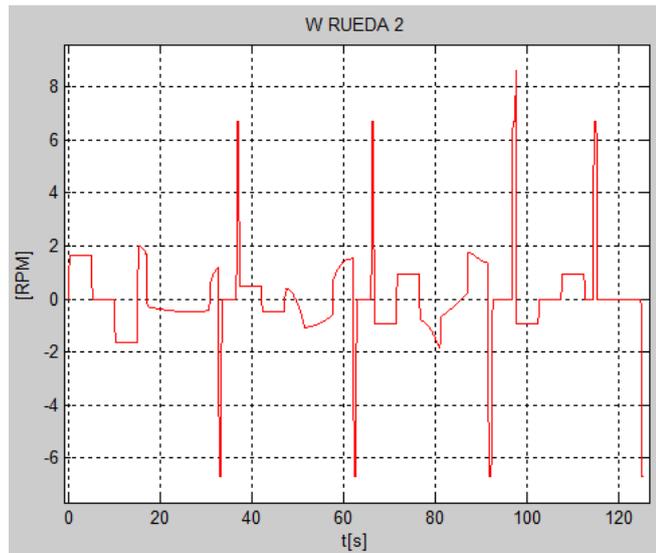


Figura 96 Velocidad angular $\omega(t)$ - Rueda 2 (Matlab 2011)

Con la trayectoria establecida por el usuario se tiene una velocidad máxima de 9 *RPM* por la rueda 2.

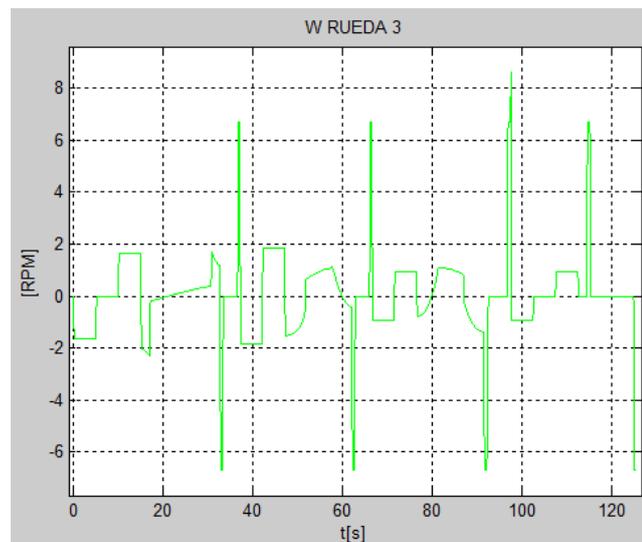


Figura 97 Velocidad angular $\omega(t)$ - Rueda 3 (Matlab 2011)

Con la trayectoria establecida por el usuario se tiene una velocidad máxima de 9 *RPM* por la rueda 3.

A continuación se muestran los torques calculados.

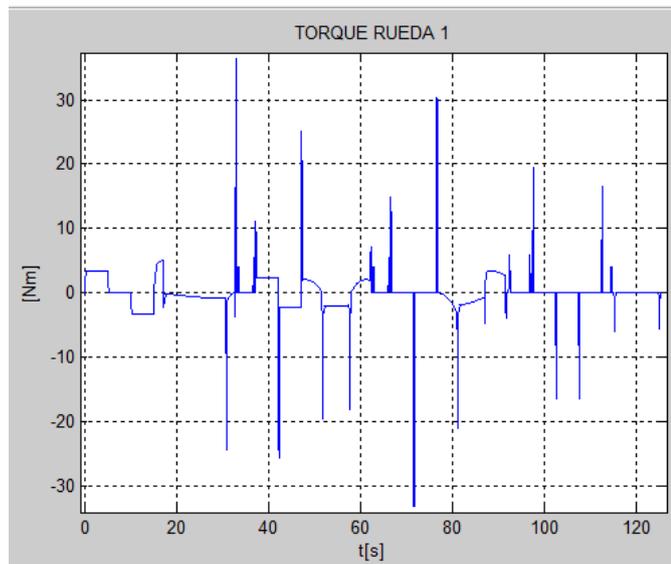


Figura 98 Torque vs Tiempo - Rueda 1 (Matlab 2011)

En esta gráfica se muestra un valor máximo de 37 Nm aproximadamente que genera ejerce en la rueda 1.

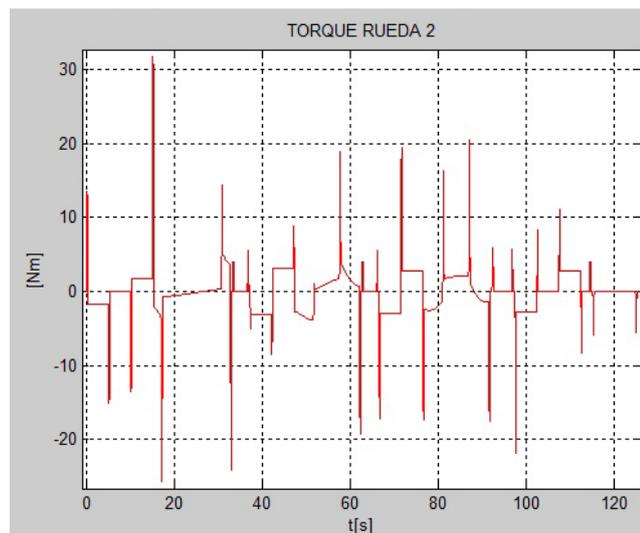


Figura 99 Torque vs Tiempo - Rueda 2 (Matlab 2011)

Para la rueda 2, se ejerce un torque máximo de 32 Nm aproximadamente.

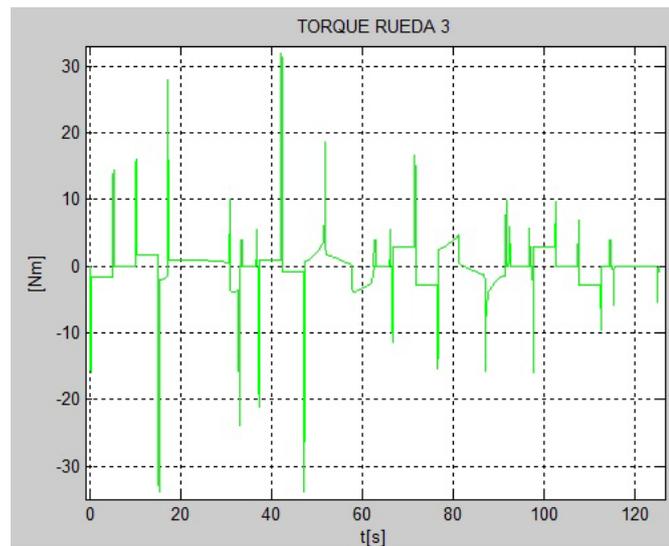


Figura 100 Torque vs Tiempo - Rueda 3 (Matlab 2011)

Por último, la rueda 3 ejerce un torque máximo de 34 Nm aproximadamente.

Finalmente se gráfica las potencias de cada motor según la trayectoria establecida.

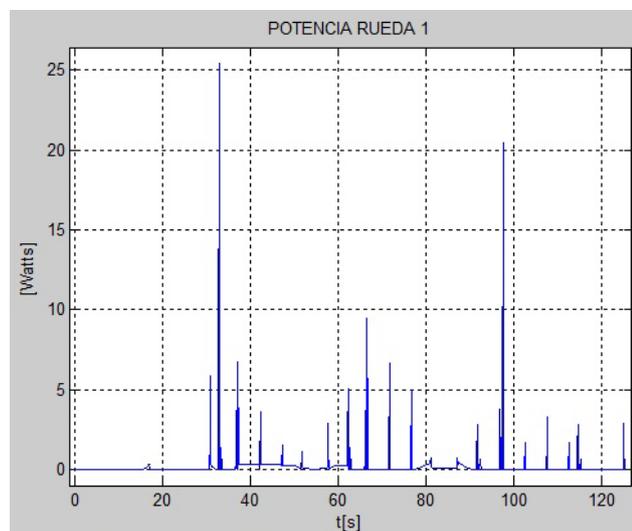


Figura 101 Potencia vs Tiempo - Rueda 1 (Matlab 2011)

La potencia producida en la rueda 1 es de 26 W aproximadamente.

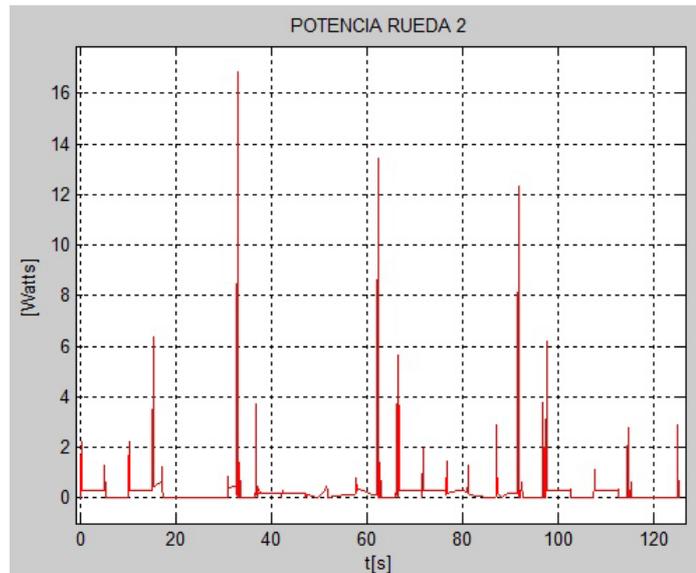


Figura 102 Potencia vs Tiempo - Rueda 2 (Matlab 2011)

La potencia máxima en la rueda 2 es de 17 W aproximadamente.

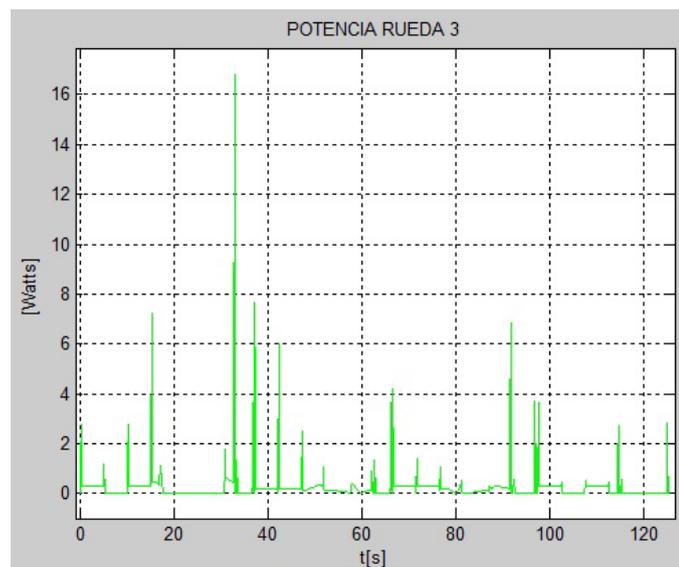


Figura 103 Potencia vs Tiempo - Rueda 3 (Matlab 2011)

Y por último en la rueda 3, se genera una potencia de 17 W aproximadamente.

Concluyendo, en esta trayectoria se obtuvo los siguientes valores en general: Una potencia de 26 W capaz de girar a 10 RPM para ejercer un torque de 37 Nm .

5.2 PROGRAMACIÓN ARDUINO

Dentro de la programación existe una sección que ejecuta los pulsos dentro de un periodo de 0.1 segundos, esta sección se utiliza para operar los modos manual y automático. A continuación se explicará la sección de Modo “Automático”.

En principio se tiene en el archivo .txt con un conjunto de caracteres ASCII sin separación, estos caracteres darán la información sobre el número de pulsos a ser ejecutados y la dirección de los Motores cada 0.1 segundos. El formato de caracteres está formado por un grupo de seis caracteres ABCDEF.

Donde:

- A: Número de pulsos a ser ejecutados del Motor 1 (200 pulsos máximo – 300 RPM)
- B: Dirección en ese periodo del Motor 1
- C: Número de pulsos a ser ejecutados del Motor 2
- D: Dirección en ese periodo del Motor 2
- E: Número de pulsos a ser ejecutados del Motor 3
- F: Dirección en ese periodo del Motor 3

El controlador del motor está configurado a 400 pulsos por revolución, es decir que cuando el gire a su mayor velocidad le tomará 0.2 segundos completar una revolución. Como máximo se darán 200 pulsos cada 0.1 segundos de donde se necesitará que el Timer1 desborde cada 500 *us*.

$$\text{Desborde Timer1} = \frac{0.1 \text{ seg.}}{200 \text{ divisiones}} = 500 \text{ us}$$

En esta configuración del Timer1 no existía uniformidad en el movimiento del motor por tal motivo se configura el Timer a 10 *us*, de donde se tiene 1 0000 divisiones logrando así mayor uniformidad de movimiento del motor.

$$Divisiones = \frac{0.1 \text{ seg}}{10 \text{ us}} = 1\ 0000 \text{ divisiones}$$

La no uniformidad de ejecución de pulsos hace que el movimiento del motor tienda a ser de igual forma no uniforme, por lo tanto mientras mayor sea el número de divisiones dentro del periodo habrá mayor uniformidad de movimiento.

El Modo Manual, toma el mismo razonamiento de ejecución de pulsos con la diferencia que la adquisición del valor de pulsos y dirección, es según el valor de la velocidad angular de cada rueda en ese instante de lectura. La rampa de velocidad cambia su valor a partir de la manipulación del GamePad.

5.2.1 MANIPULACIÓN PLATAFORMA

El Arduino Mega comandará tres operaciones principales de trabajo, dichas operaciones serán establecidas por medio de un selector de tres posiciones ubicado en el panel de comando. A continuación se detalla cada una de las operaciones principales de trabajo.

5.2.1.1 OPERACIÓN DE TRABAJO MANUAL

En la presente operación el usuario podrá comandar la plataforma mediante la interacción con un GamePad, el GamePad solamente comanda movimientos horizontales, verticales, diagonales y giro en su propio centro de gravedad. No está permitido la combinación de estos movimientos es decir no se permite traslación y rotación a la vez (permitido en Modo Automático). Se debe tener en cuenta que el sistema de coordenadas para esta operación está ubicado en el centro de la plataforma, es decir la plataforma se desplaza y gira solidario al sistema de coordenadas.

Antes de generar el movimiento es necesario definir la velocidad máxima de movimiento la cual está dada por la posición angular de un potenciómetro montado en el GamePad, la velocidad puede ser modificada a lo largo del movimiento.



Figura 104 GamePad

Fuente: (Xtratech)

El movimiento de la plataforma presenta una rampa de aceleración y desaceleración, programado para que los motores no generen desplazamientos bruscos. Las rampas son configurables cambiando unas constantes presentes en el programa, por motivos de seguridad se configuró las rampas de tal forma que la rampa de aceleración es más lenta que la rampa de desaceleración.

5.2.1.2 OPERACIÓN DE TRABAJO NEUTRO

Esta operación deshabilita todos los motores de tal forma que no se puede manipular la plataforma con ninguna de las dos operaciones restantes. La operación también permite la manipulación física de la plataforma similar al caso de un vehículo que está en neutro, por tal razón se tomó aquel termino. Para el caso donde se inicie el ciclo en automático y se retorne el selector a Neutro, la plataforma tomará la orden de Neutro cuando se ciclo finalice.

5.2.1.3 OPERACIÓN DE TRABAJO AUTOMÁTICO

Dentro de esta operación el usuario genera primero un archivo .txt, en formato similar al Código G (explicado en la sección 5.1), posteriormente el programa arroja un nuevo archivo .txt que contiene un grupo de caracteres

que interpretará el Arduino Mega. El siguiente paso es insertar la SD en la ranura y posteriormente presionar el botón “2” que representa el inicio de ciclo. Cuando se está ejecutando el ciclo se encenderá un indicador de “Ciclo en Proceso” y viceversa cuando finalice el ciclo. Si presenta el caso donde la SD no está insertada se encenderá un indicador de “Lectura SD Fallida”

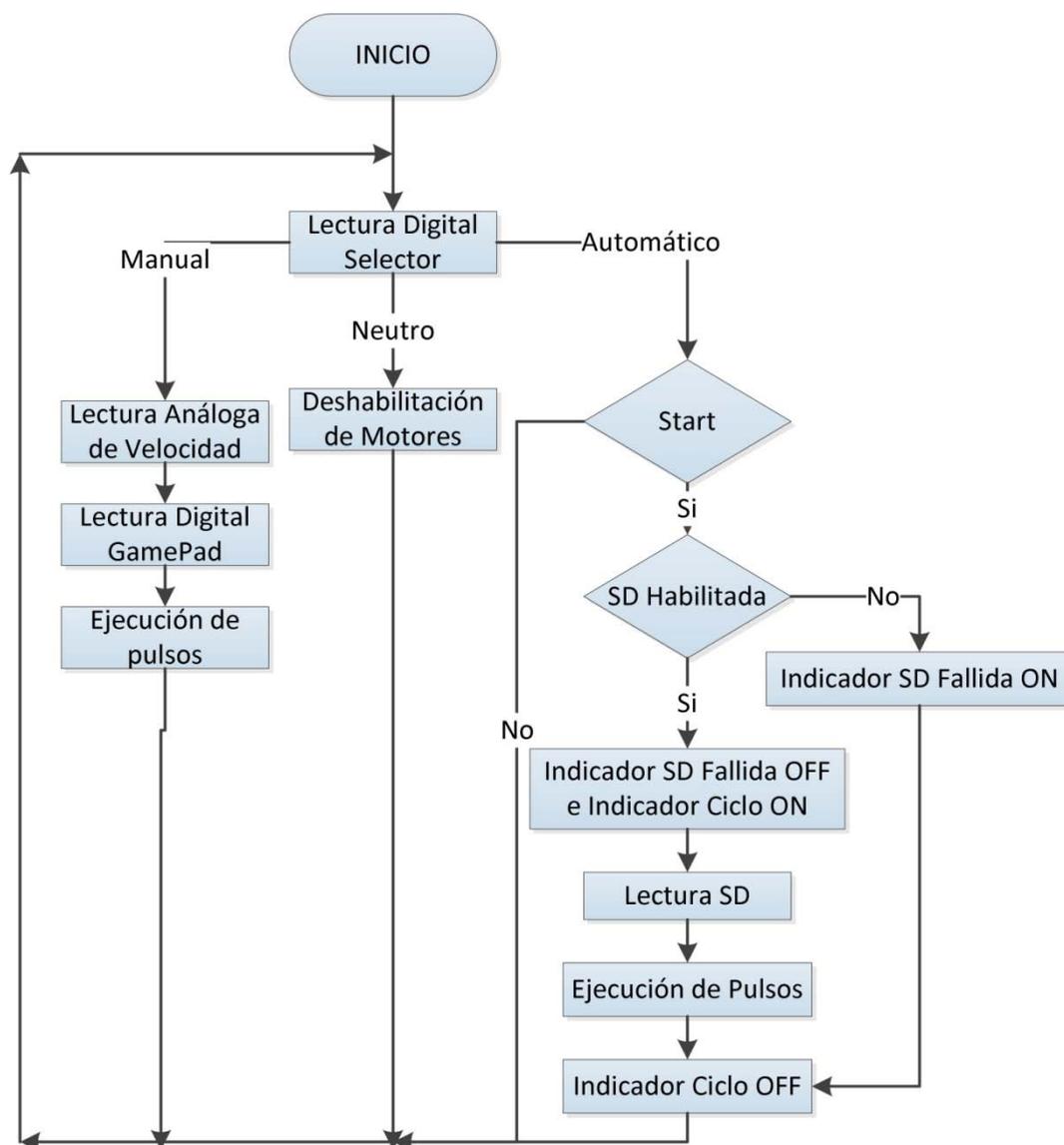


Figura 105 Programación Arduino

5.3 PROCEDIMIENTO PARA LA IMPLEMENTACIÓN DEL CONTROL

El procedimiento a seguir por el operador para el control del movimiento omnidireccional de la plataforma se muestra en el siguiente diagrama.

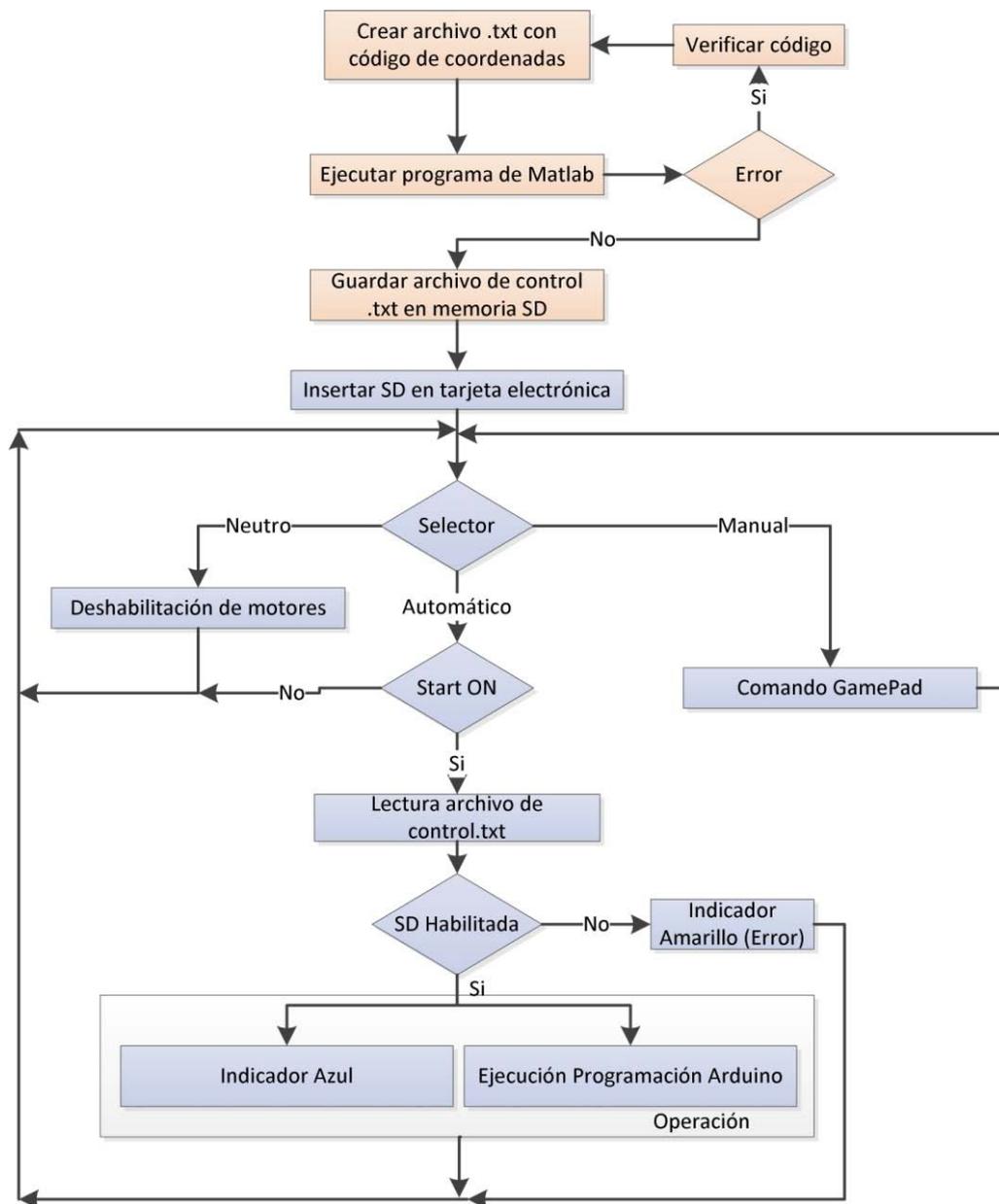


Figura 106 Procedimiento a seguir por el operador

CAPÍTULO VI

6 ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA

Para este capítulo es necesario conocer tres parámetros importantes: torque, potencia y velocidad, todos estos factores en su condición crítica, para ello, en la sección 5.3 se realizó una simulación de una trayectoria típica en la cual determinamos la potencia de $26 W$, el torque y la revolución en la rueda son de $37 Nm$ y $10 RPM$, pero al tener una reducción de 4:1, el valor mínimo de torque que debe tener los motores de pasos es de $9.25 Nm$, con respecto a la velocidad, mediante la programación de Arduino se determinó que con 200 pulsos el motor puede alcanzar un valor máximo de $300 RPM$.

6.1 MICROCONTROLADOR

En la **Tabla 3** se puede observar una clara similitud entre microcontroladores siendo estos los mejores en su categoría de 8 bits, por lo cual los dos son útiles para nuestra aplicación. Una ventaja fundamental que posee Arduino es la facilidad de programación que presta, por otro lado la placa electrónica de Arduino es una placa diseñada para facilitar el uso de la electrónica en proyectos multidisciplinarios.



Figura 107 Logotipo de Arduino

Fuente: (Arduino)

6.1.1 ARDUINO MEGA

El Arduino Mega es una placa electrónica basada en el microprocesador Atmega1280. Cuenta con 54 pines digitales de entrada/salida (de los cuales 14 pueden ser utilizados como salidas PWM), 16 entradas analógicas, un resonador cerámico 16 MHz, una conexión USB, un conector de alimentación, y un botón de reinicio.

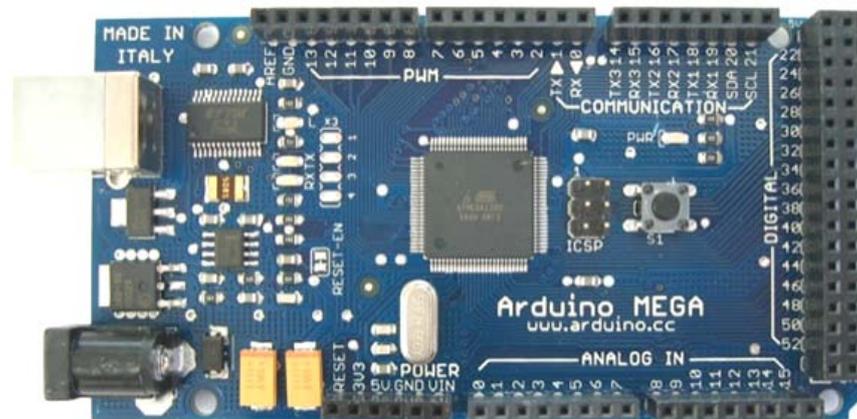


Figura 108 Arduino Mega 2560

Fuente: (Arduino)

Tabla 11 Características técnicas Arduino Mega

Fuente: (Arduino)

Microcontrolador	ATmega1280
Voltaje de funcionamiento	5V
Voltaje de entrada (recomendado)	7-12V
Voltaje de entrada (limite)	6-20V
Pines E/S digitales	54 (14 proporcionan salida PWM)
Pines de entrada analógica	16
Intensidad por pin	40 mA
Intensidad en pin 3.3V	50 mA
Memoria Flash	128 KB de las cuales 4 KB las usa el gestor de arranque(bootloader)
SRAM	8 KB
EEPROM	4 KB
Velocidad de reloj	16 MHz

6.2 AMPLIACIÓN DE MEMORIA CON SD CARD

Si vamos a desarrollar un proyecto hardware con Arduino que tenga grandes requerimientos de espacio (Megas, Gigas). La mayoría de los microcontroladores tienen una capacidad de memoria interna extremadamente limitada, como ya hemos comentado.

Precisamente nuestro proyecto presenta una necesidad de memoria externa, por lo que se opta por el uso de SD Card. En los capítulos anteriores se desarrolló una metodología que permitirá interpretar las trayectorias que establezca el usuario. Es allí donde entra en juego la Tarjeta SD, puesto que esta tarjeta almacenará los datos del control realizado por la metodología.

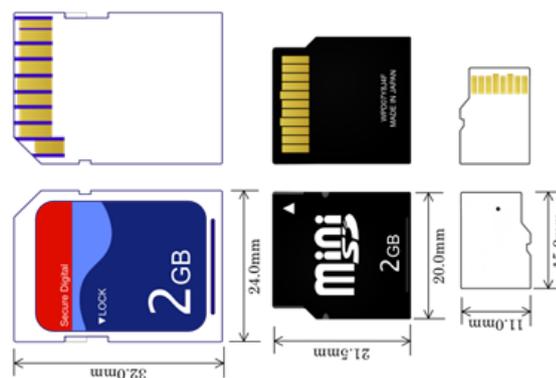


Figura 109 Tarjetas SD, mini SD y micro SD

Fuente: (SD Association)

6.2.1 FUNCIONAMIENTO TARJETA SD

Las tarjetas SD poseen dos protocolos de comunicación que son:

- Bus SD: Utiliza transferencias paralelas de 4 bits.
- SPI (Serial Peripheral Interface): Interfaz de Periféricos Serie.

Este último es el que nos interesa a nosotros ya que comunicaremos la tarjeta SD con Arduino utilizando el protocolo de comunicación SPI.

El Bus SPI es un estándar de comunicaciones usado principalmente para la transferencia de información entre circuitos integrados en equipos

electrónicos. Sirve para controlar casi cualquier dispositivo electrónico digital que acepte un flujo de bits serie regulado por un reloj.

Este protocolo funciona con una configuración Master-Slave (maestro-esclavo), donde en nuestro caso el Arduino será el maestro, y la tarjeta SD será el esclavo. Veamos:

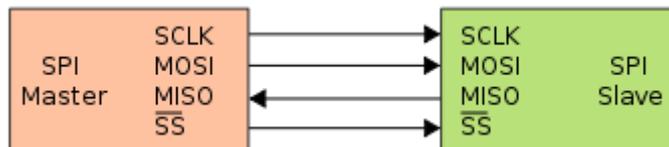


Figura 110 Configuración Master-Slave SPI

Fuente: (Electrónica de Invierno)

- CLK (Línea de reloj): Es la señal de reloj.
- MOSI (Master Out – Slave In): Línea donde el maestro envía y el esclavo recibe.
- MISO (Master In – Slave Out): Línea por donde el maestro recibe y el esclavo envía.
- CS (Chip Select) / SS (Slave Selector): Conecta o desconecta la operación del dispositivo con el que comunicamos. Permite la comunicación de varios esclavos a un mismo maestro, multiplexando la señal de reloj.

El maestro configura la velocidad de transmisión a la máxima permitida por el esclavo, y seguidamente pone a nivel bajo la señal “Selector Slave” para indicarle que va a comunicar.

Durante cada ciclo de reloj se produce una comunicación bidireccional, ya que por una parte el maestro va a enviar bits en serie (MOSI) y el esclavo a recibir, mientras que a la vez el esclavo va a enviar bits en serie (MISO) para que el maestro lo reciba. Al terminar la comunicación el maestro coloca a nivel alto la señal SS y para la señal de reloj.

Como vemos en la **Figura 110** de Maestro-Esclavo, necesitamos 4 líneas de conexión para establecer la comunicación SPI, así que vamos a identificar dichas conexiones tanto en el Arduino como en la tarjeta SD. Veamos el pinout de una SD:



Figura 111 Pinout Tarjeta SD

Fuente: (Electrónica de Invierno)

6.3 MOTORES

En la **Tabla 2** se observa una comparación entre el motor a pasos y servomotor, se seleccionó el motor a pasos básicamente por la facilidad de control que presenta. Dicha facilidad es necesaria puesto que se realiza el control del posicionamiento de tres motores de forma paralela. En el prototipo se utilizan 3 conjuntos motor, controlador (drive) y fuente. La implementación de dichos motores en nuestra aplicación se lo hizo mediante el trabajo conjunto con el sistema de reducción de velocidad visto en la sección 4.3

Tabla 12 Especificaciones generales del motor

Fuente: (WANTAI)

Precisión Paso	Temperatura Máxima	Rango Temperatura Ambiente	Resistencia de Aislamiento
±5%	80°C Max	20C ~ +50°C	100MΩ Min 50V DC

Tabla 13 Especificaciones del motor

Fuente: (WANTAI)

Modelo	85BYGH450D-008
Paso Angular (grados)	1.8
Longitud Motor L(mm)	99
Tasa Voltaje (V)	2.13
Tasa Corriente (A)	5.6
Resistencia Fase (Ω)	0.38
Inductancia Fase (mH)	4.1
Par de Retención (N.m)	7.7
Calibre Cable (NO.)	4
Par Detención (N.m)	9.5
Peso Motor (kg)	4

En la **Figura 112** se observa las medidas reales del motor con las cuales se utilizaron para la construcción del sistema reductor de velocidad, la **Figura 113** identifica los cables de las bobinas que serán conectadas al drive.

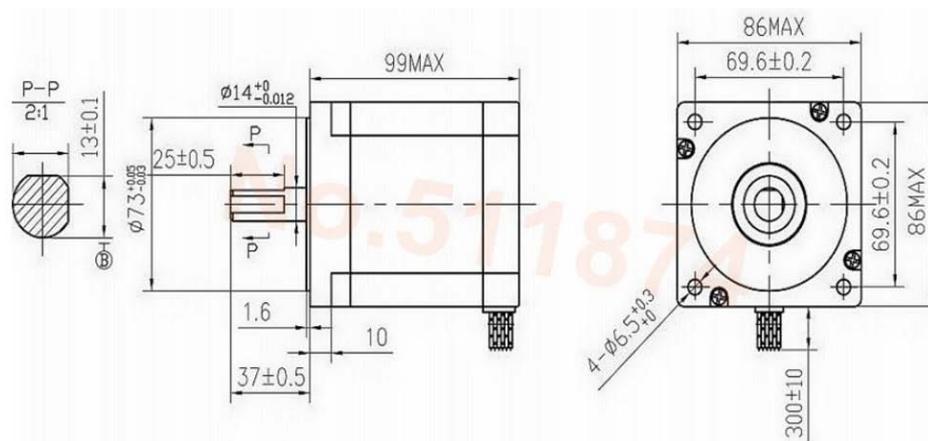


Figura 112 Dimensiones del motor

Fuente: (WANTAI)

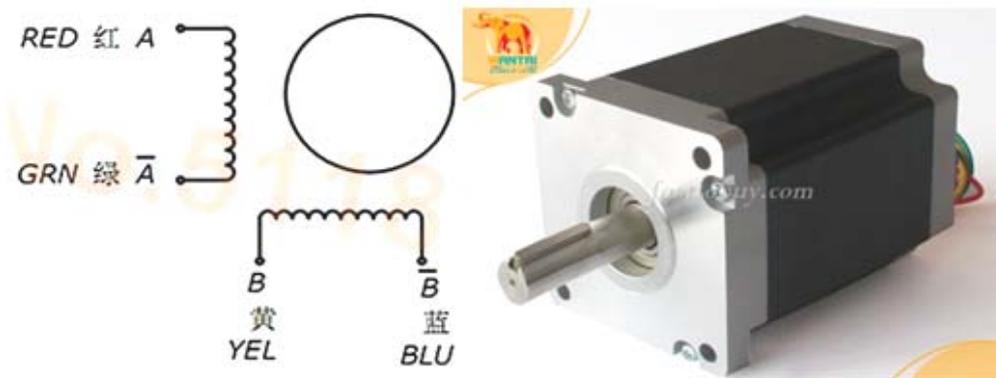


Figura 113 Identificación de bobinas del motor

Fuente: (WANTAI)

6.4 CONTROLADOR

Al comandar cualquier motor Paso a Paso es necesario generar una secuencia de pulsos determinada, el presente controlador realiza aquella secuencia por medio de dos entradas Pulso y Dirección de donde cada flanco ascendente en el pin Pulso significa una variación angular según una configuración de pulsos dada en el Drive. Para nuestra aplicación el drive está configurado a 400 pulsos / revolución.

DQ860MA es un controlador para motor a pasos híbrido de dos fases, el voltaje que comanda el drive va de 24VDC a 80VDC. El circuito que adopta es similar al circuito de servo control que permite que el motor funcione sin problemas casi sin ruido y la vibración. Es ampliamente utilizado en máquinas CNC, máquinas de embalaje y así sucesivamente.



Figura 114 Crontrador motor a pasos

Fuente: (WANTAI)

Características:

- Alto rendimiento, bajo precio
- Tensión de alimentación de 24VDC a 80VDC.
- Opto-aislamiento señal de E/S
- Protección contra sobretensión, bajo voltaje, sobre intensidad y cortocircuitos
- El par del motor se relaciona con la velocidad, pero que no están relacionadas con el paso/revolución
- Alta velocidad de inicio
- Alto par de retención a alta velocidad

Tabla 14 Especificaciones generales del drive**Fuente: (WANTAI)**

Voltaje Entrada	24-80 VDC
Corriente de Entrada	< 6A
Corriente de Salida	2.8A~7.8A
Consumo	Consumo: 80W; Seguro interno: 10A
Temperatura	Temperatura de trabajo -10 ~ 45 °C;
Humedad	No condensación
Gases	Prohibición de gases combustibles y polvo conductor
Peso	500 gramos

Tabla 15 Descripción de terminales**Fuente: (WANTAI)**

Pin	Detalles
PUL+	Señal de pulso
DIR+	Señal de dirección
ENBL+	Habilita o deshabilita el motor
PUL-, DIR-, ENBL-	Conexión a tierra

6.4.1 CONFIGURACIÓN DE FUNCIONAMIENTO

La resolución de paso es fijado por Dip Witch 5, 6, 7, 8. Para nuestro caso se configuró en 400 pulsos / revolución como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 16 Configuración de pulsos por revolución**Fuente: (WANTAI)**

SW5	SW6	SW7	SW8	PULSO/REV
ON	ON	ON	ON	400

SW4 se utiliza para la configuración de corriente. OFF significa que la corriente de parada está dispuesta a ser la mitad de la dinámica seleccionada actual y ON está fijada para ser la misma que la corriente dinámica seleccionada.

Configuración de salida de corriente. Los tres primeros bits (SW 1, 2, 3) del interruptor DIP se utilizan para fijar la corriente dinámica. Seleccione un ajuste más cercano a la corriente requerida de su motor.

6.5 FUENTE

A continuación se detallan las características básicas de la fuente utilizada, se pretende implementar baterías de 60 V lo le dará a la plataforma independencia de movimiento puesto que por lo pronto la distancia máxima a recorrer está dada por el cable de alimentación.

Tabla 17 Especificaciones generales de la fuente de voltaje**Fuente: (WANTAI)**

Volteje Salida DC	60 V
Tolerancia Voltaje	$\pm 1\%$
Corriente Nominal	5.8 A
Rango de Voltaje	90~132VAC/180-264VAC 47~63Hz; 255~370VDC
Protección de sobre voltaje	115%-135%
Protección ante calentamiento	Temperatura $\geq 60^{\circ}\text{C}$ FAN ON $\leq 50^{\circ}\text{C}$ FAN OFF $\leq 85^{\circ}\text{C}$ Salida Voltaje(24-48V)
Vibración	10~500Hz, 2G
Dimensión	215x115x50 mm



Figura 115 Fuente de voltaje 60V

Fuente: (WANTAI)

6.6 TARJETA ARDUINO

La plataforma al ser un prototipo móvil genera vibración, este es el motivo principal por el cual se fabricó una placa donde calza el Arduino Mega 2560. La placa posee salida a borneras e identificación de pines, el Microcontrolador está montado adicionalmente con tornillos. El diseño de la placa se realizó en programa llamado “Fritzing”, este programa tiene cargado el empaquetado de la mayoría de artículos de Arduino.

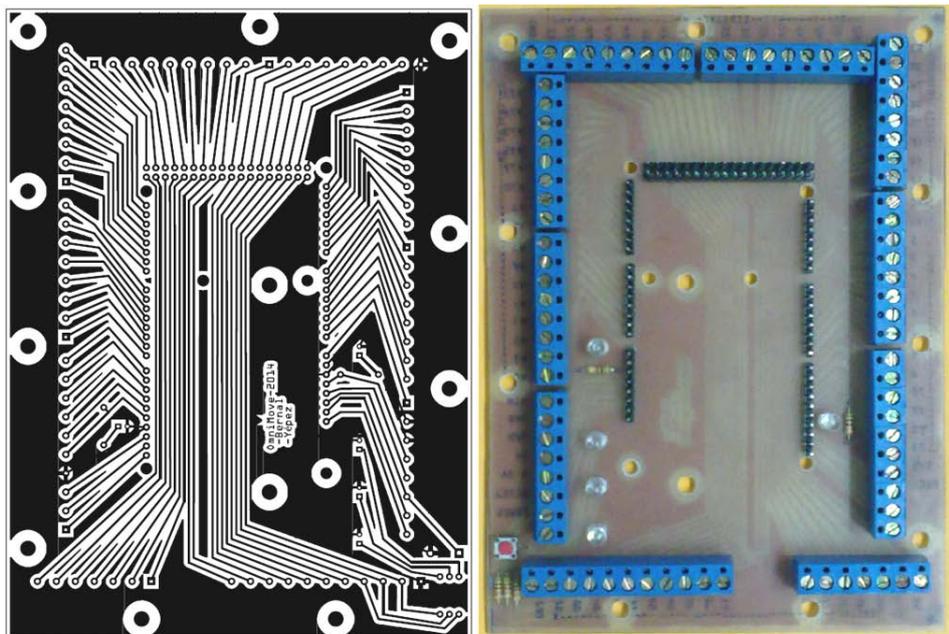


Figura 116 Mega 2560 Screw Shield

6.7 TARJETA SD – SERIAL

La placa SD-Serial también posee salida a borneras en todos los terminales, en esta placa va montada el lector de tarjeta SD y un terminal DB-15. El terminal DB-15 es donde va conectado el GamePad para el control manual.

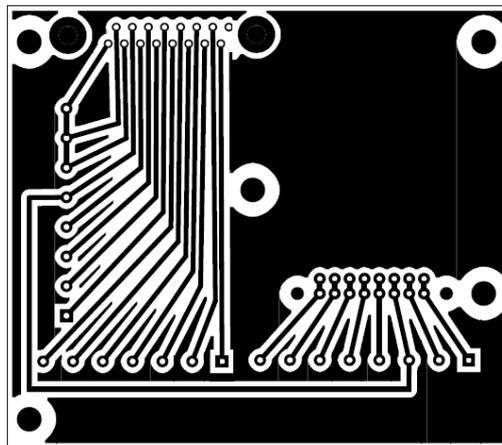


Figura 117 SD - Serial Screw Shield

6.8 GAMEPAD

La plataforma se comanda manualmente mediante el uso de un GamePad, dicho GamePad fue modificado internamente de tal forma que cada pulsador representa una entrada digital para el Arduino. Adicionalmente posee un potenciómetro el cuál define la velocidad de la plataforma.



Figura 118 GamePad Real

6.9 CABLEADO

Con respecto al cable se debe conocer el calibre y para ello, previamente se debe calcular el amperaje crítico.

Conexión alterna:

Para el cableado de la conexión alterna conocemos que debe alimentar a 4 fuentes, tres de ellas alimentan a los drivers de $60VDC$, otorgando una corriente de $5.8 A$ cada una; dando un total de $17.4 A$ más $2 A$ que le brinda la cuarta fuente a la tarjeta del microcontrolador. Por lo tanto el total de corriente es de $19.4 A$, con este amperaje se selecciona cable sucre de 3×16 (3 conductores de calibre $16WG$).

Conexión de potencia:

Para la parte de potencia, es decir el cableado de los motores y drivers, se seleccionó un cable flexible TFF calibre $18AWG$ por ser una corriente de $7 A$.

Conexión de control:

Por lo general los cables para el control del microcontrolador siempre son cables flexibles TFF calibre 20 , por ser la corriente de poco amperaje, pero en el mercado ecuatoriano se consigue este calibre bajo pedido, por lo cual se sugiere usar un cable de calibre 18 sin ningún problema.

Conexión del GamePad:

Se utilizó un cable tipo Multifilar de 12 conductores con malla interna de tierra, suficiente para el amperaje y los comandos a usarse.

CAPÍTULO VII

7 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

7.1 PLAN DE PRUEBAS

Para evaluar si la plataforma cumple con los objetivos planteados del proyecto se ha determinado un plan de pruebas con un procedimiento a seguir.

En primer lugar, la plataforma será probada en un terreno totalmente plano, limpio y sin pendiente, para comprobar la precisión de su trayectoria según las coordenadas impuesta por el operador; para ello la única carga será el propio peso de la plataforma. Luego, con las mismas condiciones se realizarán pruebas con carga, para lo cual se utilizarán sacos de cementos de 50kgf , se aumentará proporcionalmente; siempre y cuando no presente ninguna falencia; hasta la máxima carga de 500kgf , comprobando precisión en cuanto coordenadas y tiempo, y capacidad de torque.

Debido a los efectos dinámicos como fricción, vibración e impacto, estas pruebas nos servirán para la realización de ajustes en los pernos, tensar bandas de transmisión y configurar la corriente de salida de los drivers.

Finalmente se determinará si la plataforma cumple con el objetivo general, en el caso de ser lo contrario, se plantearán soluciones.

7.2 CÓDIGO-COORDENADAS A SEGUIR

Para todas las pruebas se utiliza el mismo código establecido el capítulo de programación “Capitulo 6”.

```

line 2 0,0.2 0.04
circ 3 1 1 +,0.1 0.05
rotate 45,0.2 0.4
line 3 2,0.2 0.04
circ 2 3 1 +,0.15 0.04
rotate 90,0.2 0.4
line 1 3,0.2 0.04

```

```

circ 0 2 1 +,0.15 0.04
rotate 180,0.3 0.4
line 0 0,0.2 0.04
wait 2
rotate 0,0.3 0.4

```

Por lo tanto el movimiento a realizar por la plataforma es una trayectoria cerrada ilustrada en la **Figura 94**.

En cada una de las pruebas se mostrará una tabla, indicando los siguientes factores: divergencia con la última coordenada, tiempo de operación y observaciones. Cabe mencionar que el tiempo final de la simulación es de 125.6 s, por lo cual, el tiempo de operación únicamente puede divergir hasta 1 segundo.

7.3 PRUEBAS

Para esta primera prueba no se considera ningún peso adicional, pero esto no quiere decir que los motores no posean carga; debido a que la plataforma posee un peso aproximado de 100 *kgf* se debe analizar los factores mencionados en la siguiente tabla.

Tabla 18 Prueba sin carga

Carga	0 kgf
Divergencia en Y	1 cm
Divergencia en X	0,5 cm
Tiempo de operación	125 s
Observaciones	Ninguna

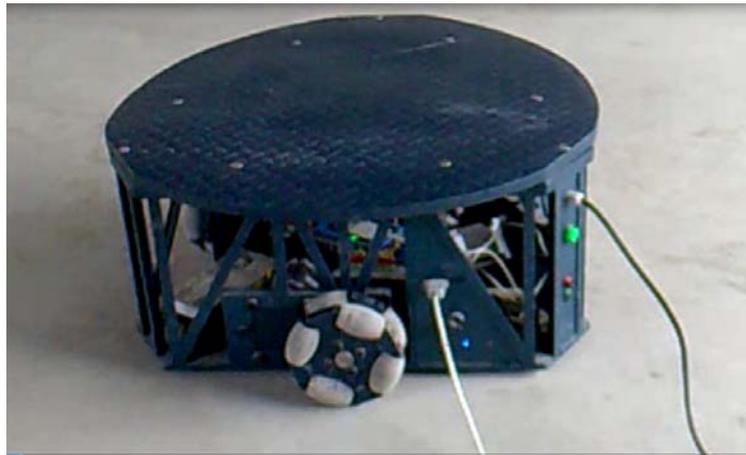


Figura 119 Plataforma sin carga

Se procede a utilizar una carga de 150 *kgf*, se obtiene las siguientes observaciones.

Tabla 19 Prueba con carga de 150 *kgf*

Carga	150 <i>kgf</i>
Divergencia en Y	2 cm
Divergencia en X	2.5 cm
Tiempo de operación	125 s
Observaciones	Ninguna



Figura 120 Plataforma con 150 *kgf* de carga

La siguiente tabla es con 200 *kgf*.

Tabla 20 Prueba con carga de 200kgf

Carga	200 kgf
Divergencia en Y	----
Divergencia en X	----
Tiempo de operación	----
Observaciones	No cumple con la trayectoria.

**Figura 121 Plataforma con 200 kgf de carga**

En esta última prueba queda determinada que la máxima capacidad a mover por la plataforma es una carga de 150 *kgf*. En el capítulo de conclusiones se otorga la solución.

Para todas las pruebas se configuró el drive a 400 pulsos/rev como indica la **Tabla 16**, a FULL CURRENT (SW4 ON) y a la máxima corriente de salida como se observa en la **Tabla 21**.

Tabla 21 Configuración de corriente de salida

SW1	SW2	SW3	PEAK (A)	RMS(A)
OFF	OFF	OFF	7.80	5.60

Para las pruebas la plataforma alcanzó una velocidad y torque máximo en sus ruedas es de 10 *RPM* con un torque de 36 *Nm*, tal como lo ilustra la simulación.

CAPITULO VIII

8 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1 CONCLUSIONES

- La velocidad máxima de los motores es de 300 *RPM* y un torque de 9 *Nm*, con la reducción de 4:1, las ruedas logran valores máximos de 75 *RPM* y 36 *Nm*.
- El prototipo es capaz de trasladar una carga máxima de 150 *kgf*, por lo tanto, no cumple con el objetivo planteado, es necesario cambiar la transmisión de bandas por un sistema de tornillo sin fin–piñón
- Un sistema de transmisión tornillo sin fin – piñón, logra aumentar la reducción 20 : 1, alcanzando un torque de 180 *Nm* pero disminuyendo la velocidad hasta 15 *RPM*, siendo aún mayor que la velocidad alcanzada puesta a prueba.
- La transmisión debe producir movimientos regulares, estables y ser capaces de reaccionar rápidamente en las aceleraciones y desaceleraciones.
- El torque nominal del motor está relacionado directamente con el peso de la plataforma, el peso de la plataforma con el tamaño de la misma, el tamaño de la plataforma en relación con las dimensiones de los elementos internos. Por lo tanto es necesario relacionar estas condiciones de forma tal que cada una se adapte a la otra.
- El material del rodillo debe poseer alta resistencia mecánica, alto poder amortiguador (elasticidad), repelencia al agua (no ser absorbente de humedad). En conclusión un material similar al caucho o poliuretano.

8.2 RECOMENDACIONES

- Tomar en cuenta el espesor de la pintura en los planos, para tener las dimensiones y ajustes adecuados en el momento de ensamblar.
- La plataforma a ser móvil posee vibraciones, lo cual afecta a las uniones de pernos, sus ajustes deben ser supervisado y verificado con torquímetro.
- Existe margen de error en la trayectoria, esto se debe a deslizamiento, se recomienda no despreciarlo.
- En el modelo matemático se consideró que el centro de gravedad de la carga es coincidente con el centro de la plataforma, ocasionando que un motor trate de ejercer un torque mayor a los calculados por la simulación, para evitar incluir esta condición en el cálculo; se opta por aumentar la reducción.
- Como trabajo a futuros, se recomienda lo siguiente:
 - Incluir los dos sistemas: global y local, como opciones a utilizar para el operador.
 - Utilización baterías de litios y para ello; el cálculo de la máxima capacidad de amperios-hora y el diseño de un circuito de carga y descarga.
 - Utilización de sensores de localización como GPS, sensores para detectar y lograr evitar obstáculo.
 - Utilización de un mejor dispositivo de mando.
 - Reemplazo del microcontrolador por un procesador, para eliminar el uso de la memoria SD y así evitar la movilización entre la computadora y la plataforma, alcanzando disminuir el tiempo muerto y logrando una operación a tiempo real.

REFERENCIAS

BIBLIOGRAFÍA

- Arduino. (n.d.). *Arduino*. Retrieved from <http://www.arduino.cc/>
- Arduino. (s.f.). *Wikipedia*. Obtenido de <http://es.wikipedia.org/wiki/Arduino>
- Bolton, W. (2001). *Mecatrónica, SISTEMAS DE CONTROL ELECTRÓNICO EN INGENIERÍA MECÁNICA Y ELECTRÓNICA* (2 ed.). Alfaomega.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Octava edición ed.). México: McGraw-Hill Interamericana.
- Canto, C. (s.f.). *Universidad Autónoma de San Luis Potosí*. Obtenido de Motores de Paso: http://galia.fc.uaslp.mx/~cantocar/microcontroladores/SLIDES_8051_PDF/21_MOTOR.PDF
- Conti, F. (s.f.). *Motores paso a paso*. ALSINA.
- Coyright Vehicle Technologies, Inc. (2011). *Airtrax*. Retrieved from <http://www.airtrax.com/>
- Cruz Teruel, F. (2005). *Control numérico y programación*. Marcombo.
- Dispositivos Lógicos Microprogramables*. (s.f.). Obtenido de <http://perso.wanadoo.es/pictob/microcr.htm>
- EduPack, C. (2009).
- Electrónica de Invierno. (s.f.). *Arduino Tarjeta SD*. Obtenido de <http://electronicavm.wordpress.com/2011/11/05/arduino-shield-tarjeta-sd/>
- Festo Didactic*. (n.d.). Retrieved from www.festo-didactic.com
- Fritzing 0.9.0b. (s.f.).
- Hangfa Hydraulic Engineering. (n.d.). *Alibaba*. Retrieved from http://chinahangfa.en.alibaba.com/product/789348590-218348461/QLM_20_double_aluminum_Omni_wheel.html
- Hibbeler, R. C. (2006). *Mecánica de Materiales* (Sexta ed.). México: Pearson Education.
- iVT International Off-Highway. (2013). Retrieved from <http://www.ferret.com.au/ODIN/PDF/Showcases/103573.pdf>
- Kornylak*. (n.d.). Retrieved from <http://www.kornylak.com/wheels/omniwheel-specifications.html>

- Kornylak Corporation*. (n.d.). Retrieved from <http://store.kornylak.com/ProductDetails.asp?ProductCode=RW640>
- KUKA. (2013). *KUKA-OMNIMOVE*. Retrieved from http://www.kuka-omnimove.com/NR/rdonlyres/41FED777-5333-44D6-B350-C6340D18BD7A/0/0191_58_KoM_UTV2_E375_GB.pdf
- Martínez, D. C. (2009). *Scrib*. Obtenido de <http://es.scribd.com/doc/14029991/EJERCICIOS-DE-MECANICA-DE-MATERIALES-ESTATICA>
- Matlab 2011. (s.f.).
- MDSolids-3.5. (n.d.). Mechanics of Deformable Solids Software. Missouri.
- Mesys. (n.d.). *Engineering Consulting Software*. Retrieved from <http://www.mesys.ch>
- MicroChip. (1998-2014). <http://www.microchip.com/pagehandler/en-us/products/picmicrocontrollers>.
- Moro Vallina, M. (2011). *Instalaciones domóticas*. Madrid: España.
- Muñoz Martínez, V. F. (s.f.). *Modelado Cinemático y Dinámico de un Robot Omni-Direccional*. Málaga.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas* (Segunda edición ed.). México: Pearson Education.
- NSK. (2009). *Rodamientos NSK*. Alemania.
- Omni-wheel, B. i. (n.d.). *General Files*. Retrieved from <http://www.generalfiles.biz/go/133670510600>
- Puttock, M. J., & Thwaite, E. G. (1969). *Elastic Compression of Spheres and Cylinders*. Melbourne.
- Robotc*. (n.d.). Retrieved from <http://www.robotc.net/blog/2011/11/22/vex-mecanum-drive-using-robotc/>
- Rojas, G. (s.f.). *Diseño estructural de acero. Armaduras de acero*. Instituto tecnológico de Costa Rica, Ingeniería en Construcción, Costa Rica.
- Rotor Clip. (n.d.). *Rotor Clip*. Retrieved from <https://www.rotorclip.com/>
- SD Association. (s.f.). *Secure Digital*. Obtenido de http://es.wikipedia.org/wiki/Secure_Digital
- SKF. (s.f.). Cálculos de Transmisión SKF 3.0.
- SolidWorks. (2013). SolidWorks.

Steinbuch. (2006, September). Retrieved from
<http://alexandria.tue.nl/repository/books/633499.pdf>

TIMKEN. (n.d.). *Timken Ball Bearings Catalog*.

Valdés, F., & Pallás, R. (2007). *Microcontroladores: Fundamentos y aplicaciones con PIC*.
España: 3Q.

WANTAI. (n.d.). *WANTAI MOTOR* . Retrieved from
<http://www.wantmotor.com/ProductsView.asp?id=271&pid=82>

Xtratech. (s.f.). *Xtratech*. Obtenido de <http://xtratech.ec/index.html>