

Universidad Nacional de Mar del Plata
Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería Eléctrica

BRAZO ROBÓTICO MÓVIL

Diseño de Brazo robótico articulado con capacidad de translación, para la recolección de tomate en la zona de "Coyunco"

Autores

Alumno 1: Bartoli, Nicolas
DNI: 38.831.176
Carrera: Ing. Mecánica
Legajo: 10641
Mail: nicolas.bartoli7@gmail.com

Director: Ing. Fernández, Roberto

Alumno 2: Conde, Franco Alen
DNI: 40.454.902
Carrera: Ing. Electromecánica
Legajo: 11741
Mail: franco.a.conde@gmail.com

Director: Dr. Ing. Roberts, Justo José
Codirector: Ing. Loizaga, Ulises

***Proyecto final para obtener el grado de:
Ingeniería Mecánica y Electromecánica***

Evaluadores:

Ing. Zucal, Ricardo
Dr. Ing. Sosa, Amadeo Daniel
Ing. Zuanetti, Ruben

A defender en:

Ciudad: Mar del Plata (online)
Día: 17
Mes: Agosto
Año: 2023



RINFI es desarrollado por la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución- NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).

Universidad Nacional de Mar del Plata
Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería Eléctrica

BRAZO ROBÓTICO MÓVIL

Diseño de Brazo robótico articulado con capacidad de translación, para la recolección de tomate en la zona de "Coyunco"

Autores

Alumno 1: Bartoli, Nicolas
DNI: 38.831.176
Carrera: Ing. Mecánica
Legajo: 10641
Mail: nicolas.bartoli7@gmail.com

Director: Ing. Fernández, Roberto

Alumno 2: Conde, Franco Alen
DNI: 40.454.902
Carrera: Ing. Electromecánica
Legajo: 11741
Mail: franco.a.conde@gmail.com

Director: Dr. Ing. Roberts, Justo José
Codirector: Ing. Loizaga, Ulises

***Proyecto final para obtener el grado de:
Ingeniería Mecánica y Electromecánica***

Evaluadores:

Ing. Zucal, Ricardo
Dr. Ing. Sosa, Amadeo Daniel
Ing. Zuanetti, Ruben

A defender en:

Ciudad: Mar del Plata (online)
Día: 17
Mes: Agosto
Año: 2023

AGRADECIMIENTOS Y DEDICATORIA

Agradecimiento Nicolás Bartoli

Me complace expresar mis más sinceros agradecimientos a todas las personas que han sido parte de mi trayectoria en la carrera de Ingeniería Mecánica en la Universidad Nacional de Mar del Plata. Agradezco a mis tutores de tesis Roberto Fernandez y Justo José Roberts por acompañarme en este camino. También a los profesores Alejo D. Mandri, Pablo C. Cattaneo y Mariano Pucheu que intervinieron en partes puntuales para sugerirme opciones sobre cómo mejorar el diseño o como seguir adelante cuando las incertezas frenaron la continuidad del proyecto.

Dedicatoria Nicolás Bartoli

Muchas personas fueron parte del largo camino que termina con este proyecto. Padres, amigos, novia, hermanos, primos y otros. Pero en este momento no puedo dejar de pensar en alguien muy importante, que junto a mis padres me cuidó desde siempre y para siempre. Este objetivo se cumple con este trabajo y va dedicado especialmente a mi abuela. Sin tu apoyo, tu amor, tu sabiduría y aliento no hubiera sido quien soy y no estaría donde estoy. Te dedico mis éxitos.

También quiero agradecer a mis padres por su incondicional apoyo desde siempre. Gracias por confiar en mí y por motivarme constantemente para seguir adelante. Sus palabras de aliento, paciencia y dedicación han sido fundamentales en mi formación.

También quiero agradecer a mi novia, quien ha sido un apoyo incondicional durante estos años. Gracias por comprender mi dedicación y esfuerzo en todo lo que emprendo.

A todas estas personas, gracias por ser parte de mi camino y por haberme brindado su apoyo y cariño en este importante logro de mi vida.

Agradecimiento Franco Alen Conde

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a todas las personas que me han ayudado a llevar a cabo este trabajo, a mis amigos y compañeros de carrera y en especial a mi director de tesis, el Ing. Justo José Roberts y a mí y codirector de tesis, el Ing. Ulises Loizaga por presentarme el proyecto y por brindarme su ayuda en todo el proceso de realización.

Dedicatoria Franco Alen Conde

Quiero agradecer y dedicarle estas palabras a mi familia por todo el apoyo, amor y ayuda que me han brindado a lo largo de mi carrera de ingeniería, y especialmente durante la realización de mi tesis. Su presencia ha sido fundamental en mi formación como persona y profesional. Gracias a su amor incondicional y aliento constante, pude superar los momentos más difíciles y seguir adelante con la seguridad de que tenía todo su apoyo detrás de mí.

En particular, quiero agradecer a mis padres por su ejemplo de trabajo duro, dedicación y sacrificio. Y a mis hermanas por su compañía y ayuda a lo largo de toda mi carrera.

Índice

1.	INTRODUCCIÓN	17
1.1.	MARCO HISTÓRICO	18
1.1.1.	INICIOS.....	18
1.1.2.	ETAPA DE DESARROLLO INDUSTRIAL	19
1.1.3.	ROBÓTICA MODERNA	20
1.2.	ESTADO DEL ARTE	20
2.2.1	ROBOTS RECOLECTORES.....	21
2.2.2	COSECHADORA DE TOMATE.....	22
2.	OBJETIVOS DEL TRABAJO.....	25
3.	METODOLOGÍA	26
4.	DISEÑO 3D Y RESULTADOS	30
4.1.	DEFINICIÓN DE CONDICIONES DE TRABAJO	30
4.2.	DEFINICION DE CRITERIOS DE FALLA	32
4.3.	ESQUEMA DE CONJUNTO	33
4.3.1.	BRAZO ROBÓTICO.....	33
4.3.1.1.	REQUISITOS PARA EL DISEÑO.....	38
4.3.1.2.	ADAPTACIONES AL DISEÑO ORIGINAL.....	42
4.3.1.3.	TORNILLO DE MOVIMIENTO.....	51
4.3.2.	CARRO	62
4.3.3.	SUSPENSIÓN.....	71
4.3.3.1.	BASES DE MOTORES PARA RUEDAS	76
4.3.3.2.	ÁRBOLES	79
4.3.3.3.	RODAMIENTOS.....	85
4.3.3.4.	CHAVETA	95
4.3.3.5.	RUEDA	103
4.3.4.	FIJACIONES	105
4.4.	SELECCIÓN DE MATERIALES.....	119
4.5.	DIMENSIONAMIENTO PREVIO	121
4.6.	CALCULO DE CARGAS ACTUANTES.....	125
5.	ANÁLISIS DINÁMICO	132
6.	ANÁLISIS ESTÁTICO	136
6.1.	ANÁLISIS DE BRAZO.....	136
6.2.	ANÁLISIS DEL CARRO	139
7.	ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE MOTORES	149
7.1.	MOTOR NEMA 17	150
7.2.	MOTOR NEMA 23	154
7.3.	MOTOR MG996R	158
8.	ANÁLISIS, SELECCIÓN Y DISEÑO DE BATERIAS	161
8.1.	ANALISIS Y SELECCIÓN	161
8.2.	DISEÑO	162
8.2.1.	B.M.S.	162
8.2.2.	CELDAS.....	165
8.2.3.	ELEMENTOS ADICIONALES	168
8.2.4.	DISPOSICION DE LAS CELDAS	169
8.2.5.	CÁLCULO DE CAPACIDAD DE LA BATERÍA	170
9.	SELECCION Y DISEÑO DE LA ELECTRÓNICA.....	173
9.1.	DRIVERS.....	173
9.1.1.	DRIVER TMC2130 V1.1 PARA EL CONTROL DE LOS MOTORES NEMA 17	173

9.1.2. DRIVER S109 V1.1 PARA EL CONTROL DE LOS MOTORES NEMA 23	175
9.2. CONTROLADOR ESP32-WROOM-32U	177
9.3. CÁMARAS WIFI.....	180
9.4. P.C.B.	180
9.4.1. SENSOR DE POTENCIA INA219	181
9.4.2. STEP DOWN LM2576HVS	182
9.4.3. COMPONENTES ELECTRÓNICOS ADICIONALES.....	183
10. ANÁLISIS DE COSTOS	185
11. CONCLUSIONES Y PROPUESTAS DE TRABAJOS FUTUROS.....	189
ANEXO I: CÁLCULO DE VOLUMEN DE CAJA	195
ANEXO II: CÁLCULO DE FUERZA NORMAL A LAS RUEDAS.....	198
ANEXO III: CÁLCULO DE REACCIONES EN APOYOS	201
ANEXO IV: CÁLCULO A LA FATIGA PARA ÁRBOL DE RUEDAS.....	203
ANEXO V: CÁLCULO DE PARES DE UN TORNILLO DE MOVIMIENTO	209
ANEXO VI: LISTA DE MATERIALES.....	212
BIBLIOGRAFÍA.....	216

INDICE DE TABLAS Y FIGURAS

Tablas:

Tabla 1. Matriz de decisión para sistemas de amortiguación. Fuente: elaboración propia. ...	76
Tabla 2. Resumen de fijaciones utilizadas en cada sistema. Bulones. Fuente: elaboración propia.	118
Tabla 3. Resumen de fijaciones utilizadas en cada sistema. Tuercas. Fuente: elaboración propia.	119
Tabla 4. Resumen de fijaciones utilizadas en cada sistema. Remaches roscados. Fuente: elaboración propia.	119
Tabla 5. Comparación de tipos de motores. Fuente: elaboración propia.	149
Tabla 6. Comparación de motores eléctricos. Fuente: elaboración propia.	150
Tabla 7. Especificaciones eléctricas de motores NEMA 17. Fuente: [40].	152
Tabla 8. Especificaciones eléctricas de motores NEMA 23. Fuente: [41].	155
Tabla 9. Comparacion de baterias. Fuente: [43].	161
Tabla 10. Características del BMS. Fuente: [45].	164
Tabla 11. Especificaciones de la celda. Fuente: [46].	165
Tabla 12. Especificaciones de la celda. Fuente: [46].	167
Tabla 13. Especificaciones del drive TMC2130. Fuente: [47].	175
Tabla 14. Especificaciones del microcontrolador ESP32. Fuente: [50].	178
Tabla 15. Eficiencia de la fuente. Fuente: [52].	183
Tabla 16. Analisis de costos. Fuente: elaboración propia.	185
Tabla 17. Analisis de costos. Fuente: elaboración propia. (<i>Continuación</i>).....	186

Figuras:

Figura 1. <i>Agribot</i> , un robot para la recogida selectiva de cítricos. Fuente: [6].	22
Figura 2. AGROBOT. Fuente: [8].	22
Figura 3. Cosechadora de tomates LASE 2002. Fuente: [6].	23
Figura 4. Root-AI. Fuente: [9].	24
Figura 5. Foto de pasillos del invernadero visitado. Fuente: elaboración propia.	30
Figura 6. Técnica de recolección de tomate. Fuente: [12].	32
Figura 7. Robot cartesiano. Fuente: [14].	34
Figura 8. Robot cilíndrico. Fuente: [14].	35
Figura 9. Robot esférico. Fuente: [14].	36
Figura 10. Robot angular o antropomórfico. Fuente: [14].	36
Figura 11. Robot de estructuras paralelas. Fuente: [14].	37
Figura 12. Robot SCARA. Fuente: [14].	37
Figura 13. Robot SCARA en impresión 3D. Fuente: [15].	39
Figura 14. Cadena cinemática del primer grado de libertad. Fuente: elaboración propia.	39
Figura 15. Cadena cinemática del segundo grado de libertad. Fuente: elaboración propia.	40
Figura 16. Cadena cinemática del tercer grado de libertad. Fuente: elaboración propia.	41
Figura 17. Cadena cinemática del cuarto grado de libertad. Fuente: elaboración propia.	42
Figura 18. Opciones con 3 (a), 2 (b) y 1 (c) eslabones. Fuente: elaboración propia.	43
Figura 19. Distancia entre centros original de los eslabones. Fuente: elaboración propia.	44
Figura 20. Distancia entre centros modificada del eslabón dos. Fuente: elaboración propia.	45
Figura 21. Imágenes de pinza comúnmente utilizada en robots SCARA. Fuente: [16] [17] [18].	46
Figura 22. Modificación de puntas de pinza. Fuente: elaboración propia.	47

Figura 23. Modificación en separación entre partes de pinza. Fuente: elaboración propia...	47
Figura 24. Modificación en largo de los ejes. Fuente: elaboración propia.	47
Figura 25. Uniones exteriores de pinza. Fuente: elaboración propia.	48
Figura 26. Desviador de tomate. Fuente: elaboración propia.	48
Figura 27. Modificación de base inicial para añadir el desviador. Primera imagen: vista lateral de base original. Segunda imagen: vista lateral de base modificada. Tercera imagen izquierda: vista isométrica de base original. Tercera imagen derecha: vista isométrica de base modificada. Fuente: elaboración propia.	49
Figura 28. Posición inicial del agujero para el motor. Fuente: elaboración propia.	50
Figura 29. Modificación de la posición del agujero del motor. Fuente: elaboración propia. ...	50
Figura 30. Tornillo de movimiento. Fuente: [19].	51
Figura 31. Tabla de dimensiones para tornillos de movimiento. Fuente: [20].	51
Figura 32. Tuerca de tornillo de movimiento. Fuente: [21].	52
Figura 33. Coeficiente de roces según materiales en contacto. Fuente: [22].	52
Figura 34. Ecuaciones del torque para subir y bajar carga en tornillo de movimiento con rosca trapezoidal. Fuente: [20].	53
Figura 35. Curva característica del par motor. Fuente: [23].	55
Figura 36. Tornillo de potencia. Fuente: [20].	55
Figura 37. Estado de esfuerzo del punto crítico del núcleo del tornillo. Fuente: [20].	56
Figura 38. Carga de aplastamiento en flancos del tornillo. Fuente: [20].	57
Figura 39. Sección de un filete de tornillo sometida a aplastamiento. Fuente: [20].	57
Figura 40. Altura de trabajo del filete de roscas estándar. Fuente: [20].	58
Figura 41. Barrido de filetes por esfuerzo cortante. Fuente: [20].	59
Figura 42. Coeficientes W_i y W_o para roscas estándar. Fuente: [20].	60
Figura 43. Acople flexible. Fuente: [19].	61
Figura 44. Catálogo de acoples. Fuente: [19].	62
Figura 45. Dimensiones de la caja del carro. Fuente: elaboración propia.	62
Figura 46. Dimensiones del espacio para baterías y <i>drivers</i> . Fuente: elaboración propia. ...	63
Figura 47. Izquierda: Disposición de componentes en carro. Derecha: Disposición de los motores eléctricos que accionan las ruedas. Fuente: elaboración propia.	63
Figura 48. Dimensiones exteriores de cubierta. Fuente: elaboración propia.	64
Figura 49. Corte para tapa de control. Fuente: elaboración propia.	65
Figura 50. Taladro para fijación de brazo robótico. Fuente: elaboración propia.	65
Figura 51. Corte para cavidad de caja. Fuente: elaboración propia.	66
Figura 52. Agujeros para fijación de chasis y cubierta del carro. Fuente: elaboración propia.	66
Figura 53. Corte de cavidad para árboles de ruedas. Fuente: elaboración propia.	67
Figura 54. Desarrollo de chapa de cubierta de carro. Fuente: elaboración propia.	68
Figura 55. Chapa de chasis con pliegues. Fuente: elaboración propia.	69
Figura 56. Conjunto de chasis con base de motores de rueda, motores de rueda, rodamientos, eje, rueda. Fuente: elaboración propia.	70
Figura 57. Esquema de agujeros para fijaciones. A la izquierda en celeste, para apoyo de rodamientos y a la derecha en violeta, para base de motor de rueda. Fuente: elaboración propia.	70
Figura 58. Sistemas de suspensión Rocker Bogie con 6 ruedas. Fuente: [24].	71
Figura 59. Sistemas de suspensión articulado de 4 ruedas. Fuente: [24].	72
Figura 60. Sistemas de suspensión de ServoCity Products en robot mantis 6WD. Fuente: [25]	73
Figura 61. Sistemas de suspensión paralelo deformable. Fuente: [24].	73
Figura 62. Sistemas de ruedas con orugas. Fuente: [24].	74
Figura 63. Sistema de suspensión rígida. Fuente: [27].	74

Figura 64. Chasis del carro con apoyos, motores y ruedas. Fuente: elaboración propia.....	75
Figura 65. Concentricidad entre eje del motor y eje del agujero. Fuente: elaboración propia.	77
Figura 66. Izquierda: Agujero para árbol del motor y distancia entre centro y base. Derecha: Árbol del motor y distancia entre centro y base. Fuente: elaboración propia.....	77
Figura 67. Esquema de base de motores de rueda con cotas. Fuente: elaboración propia..	78
Figura 68. Condiciones de material y propiedades de cálculo para el análisis. Fuente: elaboración propia.	80
Figura 69. Esquema de solicitaciones del eje. Fuente: elaboración propia.	80
Figura 70. Diagrama de esfuerzos de corte. Fuente: elaboración propia.	81
Figura 71. Diagrama de momento flector. Fuente: elaboración propia.	81
Figura 72. Diagrama de deformación (flecha). Fuente: elaboración propia.	81
Figura 73. Diagrama de Momento Torsor. Fuente: elaboración propia.	82
Figura 74. Diagrama de esfuerzo torsor. Fuente: elaboración propia.....	82
Figura 75. Diagrama de diámetro equivalente. Fuente: elaboración propia.....	82
Figura 76. Diámetros y empalmes de árbol. Fuente: elaboración propia.....	83
Figura 77. Acople flexible. Fuente: [19].....	84
Figura 78. Catálogo de acoples. Fuente: [19].	85
Figura 79. Dibujo de árbol con rodamientos. Fuente: elaboración propia.....	86
Figura 80. Rodamiento W 61701 R-2RS1. Catálogo SKF. Fuente: [30].	86
Figura 81. Esquema de dimensiones de rodamiento W 61701 R-2RS1. Catálogo SKF. Fuente: [30].	87
Figura 82. Rodamiento W 6002-2RS1. Catálogo SKF. Fuente: [31].....	87
Figura 83. Esquema de dimensiones de rodamiento W 6002-2RS1. Catálogo SKF. Fuente: [31].	88
Figura 84. Velocidad límite de cada rodamiento provistos por SKF. Fuente: [30] [31]......	89
Figura 85. Capacidad de carga estática básica para Rodamiento 1. Catalogo "SKF". Fuente: [30].	90
Figura 86. Capacidad de carga estática básica para Rodamiento 2. Catalogo "SKF". Fuente: [31].	90
Figura 87. Capacidad de carga dinámica básica para Rodamiento 1. Catalogo "SKF". Fuente: [30].	91
Figura 88. Capacidad de carga dinámica básica para Rodamiento 2. Catalogo "SKF". Fuente: [31].	92
Figura 89. Desalineación angular admisible para rodamientos rígidos de bolas de acero inoxidable. Catálogo SKF. Fuente: [29].....	92
Figura 90. Diagrama de desalineación angular. Fuente: elaboración propia.	92
Figura 91. Tolerancias para soportes de acero y de fundición: asientos para rodamientos radiales. Catalogo "SKF". Fuente: [29]......	93
Figura 92. Dimensiones exteriores y ajuste de agujero de soporte para Rodamiento 1. Fuente: elaboración propia.	94
Figura 93. Dimensiones exteriores y ajuste de agujero de soporte para Rodamiento 2. Fuente: elaboración propia.	94
Figura 94. Tolerancias para ejes de acero macizo, asientos para rodamientos radiales de bolas. Catálogo SKF. [29].....	95
Figura 97. Semicorte en isometría de Chaveta y cubo. Fuente: [33].	96
Figura 98. Tipos de chavetas. Fuente: [32].	97
Figura 99. Vistas frontal y superior de: A – Chaveta. B – Lengüeta. Fuente: [34]......	97
Figura 100. Excentricidad en corte de chaveta con cubo. Fuente: [34].	97
Figura 101. Juego radial en corte de lengüeta con cubo. Fuente: [34].	98
Figura 102. Esquema de chaveta en cubo para cálculo. Fuente: [34].	98

Figura 103. Catálogo de chavetas “OPAC”. Valores de h y b sugeridos. Fuente: [35].....	99
Figura 104. FoDAMI – Espinas y Chavetas. Valores de h y b sugeridos. Fuente: [34]......	99
Figura 105. Catálogo de chavetas “OPAC”. Valor de tensión última de rotura y tolerancia de chaveta. Fuente: [35].	100
Figura 106. Catálogo de chavetas “OPAC”. Largos de chaveta normalizados. Fuente: [35].	100
Figura 107. Catálogo de chavetas “OPAC”. Dimensiones. Fuente: [35]......	101
Figura 108. Catálogo de chavetas “OPAC”. Tolerancia de fabricación para asiento en árbol y cubo. Fuente: [35].	101
Figura 109. Catálogo de chavetas “OPAC”. Tolerancia de fabricación para longitud. Fuente: [35].	102
Figura 110. Ejemplo de referencia de pedido dado por el fabricante. Fuente: [35]......	102
Figura 111. Ranura 6885 1-A en Generador de componentes de árbol de Inventor. Fuente: elaboración propia.	103
Figura 112. Ranura 6885 1-A en Generador de componentes de árbol de Inventor. Fuente: elaboración propia.	103
Figura 113. Calculo de carga para sistema con 4 ruedas. Catalogo “ELESA”. Fuente: [36].	104
Figura 114. Información de capacidades de carga de rueda. Catálogo “ELESA”. Fuente: [36].	105
Figura 115. Catálogo FERCOR para bulones de cabeza hexagonal de acero inoxidable AISI 304 milimétrico. Fuente: [37]......	106
Figura 116. Catálogo FERCOR para tuercas de cabeza hexagonal de acero inoxidable AISI 304 milimétrico. Fuente: [33]......	107
Figura 117. Esquema de motores y apoyos para árboles de ruedas. Fuente: elaboración propia.	108
Figura 118. Dimensiones para definir fijaciones para apoyos de rodamientos. Fuente: elaboración propia.	108
Figura 119. Dimensiones para definir fijaciones para apoyos de motores. Fuente: elaboración propia.	109
Figura 120. Dimensiones para definir fijaciones para sujeción de motores. Fuente: elaboración propia.	110
Figura 121. Mecanismo de apriete de remache roscado. Fuente: [38]......	111
Figura 122. Agujeros para remaches roscados en chasis. Fuente: elaboración propia.	111
Figura 123. Agujeros para remaches roscados en cubierta. Fuente: elaboración propia. ..	112
Figura 124. Distancia entre chasis y cubierta de carro. Fuente: elaboración propia.	112
Figura 125. Radio de pliegue en chasis. Fuente: elaboración propia.	113
Figura 126. Dimensiones de remaches roscados. Catálogo INDEXFIX. [39]	113
Figura 127. Esquema de dimensiones de remache roscado. Catálogo INDEXFIX [39].....	114
Figura 128. Diámetro de taladrado previo de remache roscado para cubierta. Fuente: elaboración propia.	114
Figura 129. Diámetro de taladrado previo de remache roscado para chasis. Fuente: elaboración propia.	115
Figura 130. Diámetro externo de remache roscado. Fuente: elaboración propia.	115
Figura 131. Tapa lateral de acceso rápido al interior del carro. Fuente: elaboración propia.	116
Figura 132. Diámetro de bulones para fijar manija. Fuente: elaboración propia.	116
Figura 133. Diámetro de bulones para fijar bisagra. Fuente: elaboración propia.	117
Figura 134. Bulones para fijar base de brazo robótico. Fuente: elaboración propia.	117
Figura 135. Dimensiones de bulones para fijar base de brazo robótico. Fuente: elaboración propia.	118

Figura 136. Conjunto ensamblado final. Brazo robótico. Carro. Fuente: elaboración propia.	122
Figura 137. Rango alturas de cosecha. Fuente: elaboración propia.	123
Figura 138. Ancho del robot. Fuente: elaboración propia.	123
Figura 139. Ensamble del carro. Fuente: elaboración propia.	124
Figura 140. Distancia entre motores de rueda. Fuente: elaboración propia.	124
Figura 141. Distancia entre árboles. Fuente: elaboración propia.	124
Figura 142. Espacio disponible para baterías y drivers. Fuente: elaboración propia.	125
Figura 143. Altura disponible dentro de cubierta de carro. Fuente: elaboración propia.	125
Figura 144. Sistemas de transmission en A- Base; B- Eslabón 2; C- Eslabón 1. Fuente: elaboración propia.	126
Figura 145. Esquema de eslabones del brazo con fuerzas aplicadas. Fuente: elaboración propia.	127
Figura 146. Propiedades del brazo. Fuente: elaboración propia.	127
Figura 147. Esquema de carro con fuerzas y momentos aplicados. Fuente: elaboración propia.	128
Figura 148. Propiedades del carro. Fuente: elaboración propia.	128
Figura 149. Esquema de base y guías de brazo con fuerzas y momento aplicados. Fuente: elaboración propia.	129
Figura 150. Distancia desde superficie de transmisión de esfuerzos hasta el centro de masas del brazo. Fuente: elaboración propia.	130
Figura 151. Configuración de análisis de resistencia en software. Fuente: elaboración propia.	130
Figura 152. Resultantes de fuerzas y momentos en apoyos. Fuente: elaboración propia.	131
Figura 153. Sistema de masa-resorte con oscilaciones. TIMOSHENKO. Fuente: [33].	133
Figura 154. Configuración de análisis de resistencia en software. Fuente: elaboración propia.	136
Figura 155. Tensión de Von Mises en eslabón 1 y 2 del brazo robótico. Fuente: elaboración propia.	137
Figura 156. Editor de materiales de Inventor. Propiedades de ABS. Fuente: elaboración propia.	138
Figura 157. Tensión máxima en Análisis de brazo. Fuente: elaboración propia.	138
Figura 158. Desplazamiento desde posición inicial en eslabón 1 y 2 del brazo robótico. Fuente: elaboración propia.	139
Figura 159. Tensión de Von Mises en carro. Fuente: elaboración propia.	140
Figura 160. Localización de punto de máximo esfuerzo en carro. Fuente: elaboración propia.	141
Figura 161. Tensión máxima en carro. Fuente: elaboración propia.	142
Figura 162. Editor de materiales de Inventor. Propiedades de Acero Inoxidable 304. Fuente: elaboración propia.	143
Figura 163. Reacciones en apoyos de carro. Fuente: elaboración propia.	144
Figura 164. Desplazamiento desde posición inicial en carro. Fuente: elaboración propia.	145
Figura 165. Motor NEMA 17. Fuente: [41].	151
Figura 166. Dimensiones del motor NEMA 17. Fuente: [41].	151
Figura 167. Curva característica del par motor. Fuente: [23].	153
Figura 168. Motor NEMA 23. Fuente: [43].	154
Figura 169. Dimensiones del motor NEMA 23. Fuente: [43].	154
Figura 170. Curva característica del par motor. Fuente: [23].	157
Figura 171. Motor MG996R. Fuente: [44].	158
Figura 172. Señal de control del motor MG996R. Fuente: [44].	159

Figura 173. Comparación según densidad energética entre distintos tipos de baterías. Fuente: [46].	162
Figura 174. BMS DALY. Fuente: [47].	163
Figura 175. Diagrama de conexión de BMS. Fuente: [47].	163
Figura 176. Características de la celda. Fuente: [48].	165
Figura 177. Dimensiones de la celda. Fuente: [48].	166
Figura 178. Dimensiones del holder. Fuente: [49].	168
Figura 179. Elementos adicionales. Fuente: [49].	169
Figura 180. Dimensiones de la batería. Fuente: elaboración propia.	169
Figura 181. Dimensiones finales de la batería. Fuente: elaboración propia.	169
Figura 182. Driver TMC2130 V1.1. Fuente: [50].	173
Figura 183. Diagrama de conexión. Fuente: [42].	174
Figura 184. Driver S109 V1.1. Fuente: [51].	175
Figura 185. Formatos del IC propio del driver S109. Fuente: [52].	176
Figura 186. Diagrama de conexión. Fuente: [51].	177
Figura 187. Pines de entrada y salida del ESP32. Fuente: [53].	178
Figura 188. Antena WIFI y lugar de conexión. Fuente: [54] [55].	179
Figura 189. Cámaras WIFI. Fuente: [56].	180
Figura 190. Posición estimada de componentes en PCB. Fuente: elaboración propia.	181
Figura 191. Sensor de potencia INA219. Fuente: [57].	181
Figura 192. Step Down LM2596HVS. Fuente: [59].	182
Figura 193. Distribución de costos. Fuente: elaboración propia.	187
Figura 194. Ubicacion de motores NEMA 17. Fuente: elaboración propia.	190
Figura 195. Ubicacion de motores NEMA 23. Fuente: elaboración propia.	190
Figura 196. Ubicacion motor MG996R. Fuente: elaboración propia.	191
Figura 197. Ubicacion de la batería. Fuente: elaboración propia.	192
Figura 198. P.C.B. y ubicacion de componentes electronicos. Fuente: elaboración propia.	193
Figura 199. Esfera en un cubo. Fuente: [62].	195
Figura 200. Representación de caso optimista (11.1.6). Fuente: elaboración propia.	196
Figura 201. Representación de caso optimista, con dimensiones importantes. Fuente: elaboración propia.	196
Figura 202. Esquema de carro con fuerzas transmitidas por el brazo, peso propio concentrado en su centro de masas y reacciones en los apoyos. Fuente: elaboración propia.	198
Figura 203. Esquema de fuerzas y reacciones de vínculo en carro. Fuente: elaboración propia.	199
Figura 204. Apuntes de cátedra "Cálculo de Elementos de Máquina - Cálculo de engranajes Rectos". Facultad de Ingeniería UNMdP.	201
Figura 205. Distancia entre centros de rodamiento y aplicación de la fuerza. Fuente: elaboración propia.	201
Figura 206. Cotas del árbol. Fuente: elaboración propia.	202
Figura 207. Curva de Soderberg. Facultad de Ingeniería UNMdP - Cátedra "Cálculo de elementos de máquina". Apunte: "Árboles (Cálculo)" 2022.	203
Figura 208. Curva de Soderberg. Facultad de Ingeniería UNMdP - Cátedra "Cálculo de elementos de máquina". Apunte: "Árboles (Cálculo)" 2022.	203
Figura 209. Factor de seguridad a la fatiga. Facultad de Ingeniería UNMdP - Cátedra "Cálculo de elementos de máquina". Apunte: "Árboles (Cálculo)" 2022.	204
Figura 210. Flexión máxima en el árbol. Fuente: elaboración propia.	204
Figura 211. Tensión por flexión máxima en el árbol. Fuente: elaboración propia.	205
Figura 212. Tensión por torsión en el árbol. Fuente: elaboración propia.	205
Figura 213. Primero: Gráfico Kf. Segundo: Kfs.	206

Figura 214. Curva de Soderberg (verde) y características tensionales del sistema (intersección recta roja y celeste). Fuente: elaboración propia.....	207
Figura 215. Cálculo de coeficiente de seguridad. Facultad de Ingeniería UNMdP - Cátedra "Cálculo de elementos de máquina". Apunte: "Árboles (Cálculo)" 2022.	208
Figura 216. Valores admisibles de coeficiente de seguridad. Facultad de Ingeniería UNMdP - Cátedra "Cálculo de elementos de máquina". Apunte: "Árboles (Cálculo)" 2022.....	208
Figura 217. Fuerzas que actúan en el filete de la tuerca de una transmisión de tornillo de potencia.....	209
Figura 218. Lista de materiales parte I. Fuente: elaboración propia.....	212
Figura 219. Lista de materiales parte II. Fuente: elaboración propia.....	213
Figura 220. Lista de materiales parte III. Fuente: elaboración propia.....	214
Figura 221. Lista de materiales parte IV. Fuente: elaboración propia.....	215

LISTA DE SIMBOLOS Y ABREBIATURAS

SIMBOLOS:

ΔR : Ajuste de árbol – rodamiento
 A : Amplitud de oscilación
 $C_{dinámico}$: Capacidad de carga dinámica
 $C_{estático}$: Capacidad de carga estática
 P : Carga equivalente
 cm : Centímetros
 cm^3 : Centímetros cúbicos
 b : Coeficiente de cálculo empírico para vida de rodamiento
 θ : Desalineación angular de árbol
 d : Diámetro
 L_{10} : Duración nominal de rodamiento en 1000000 revoluciones
 F : Fuerza
 F_r : Fuerza radial
 GPa : Gigapascales
 g : Gramos
 kg : Kilogramo
 kN : Kilonewton
 km : Kilómetro
 lbf : Libra fuerza
 m : Metro
 m^3 : Metro cúbico
 mm : Milímetros
 J : Momento de inercia polar
 M_t : Momento torsor
 G : Módulo de elasticidad transversal
 N : Newton
 π : Número pi
 in : Pulgadas
 In^2 : Pulgadas cuadradas
 R : Radio
 r/min : Revoluciones por minuto
 MX : Rosca métrica
 τ : Tensión de corte
 σ : Tensión normal
 t : Tiempo
 ω : Velocidad angular
 v : Velocidad lineal
 d_m : Diametro medio
 d_r : Diametro menor
 p : Paso
 A_t : Área de esfuerzo a tracción
 L_t : Longitud de la tuerca
 α_f : Angulo del filete
 λ : Angulo pendiente del filete
 μ : Coeficiente de roce
 A : Amper
 g : Gramos

Ω : Ohm
I: Corriente
V: Tensión
R: Resistencia
W: Watts
d: Diámetro mayor
T: Tiempo
s: Segundo
h: Hora
Kgf: Kilogramo fuerza
mA: Miliamper
cm: Centimetro
 $^{\circ}\text{C}$: Grado celcius
C: Capacidad estandar
Ah: Amper hora
Wh: Watt hora
KHz: Kiloherztz
u\$d: Dolar estadounidense

ABREVIATURAS:

D. C. : Direct Current
I. C. : Integrated Circuit
A. B. S. : Acrilonitrilo Butadieno Estireno
R. P. M. : Revolutions Per Minute
I. C. S. : Industrial Control and Systems
B. M. S. : Battery Managment System
P. C. B. : Printed Circuit Board
N. E. M. A. : National Electric Manufactures Assciation
A. S. M. E. : American Society of Mechanical Engineers
S. C. A. R. A. : Selective Compilant Assembly Robot Arm

RESUMEN

El objetivo principal del trabajo es el diseño electromecánico de un robot que realizará tareas de cosecha en el ámbito de la agronomía. Estará compuesto por un brazo robótico montado sobre un carro y se dejará pendiente para un trabajo futuro el diseño del software que comandará de manera autónoma los movimientos de los motores. Su campo de aplicación será en cultivos de tomate en invernaderos de la ciudad de Mar del Plata.

Actualmente se evidencia una demanda insatisfecha de mano de obra. Históricamente, trabajadores extranjeros cubrían estos puestos, pero en la actualidad se perdió el interés por trabajar en el sector. Como solución, se propuso un robot para la cosecha de tomates de forma automática. De esta manera, se mejorarían las condiciones de trabajo del operario al introducir el robot el cual lo asistiría y aligeraría su labor, por lo que se transformaría en una oferta más atractiva para cualquier persona en busca de empleo.

Para llevar a cabo el diseño se abordó, en primer lugar, la conceptualización de la idea, seguida por el modelado 3D con los cálculos pertinentes. Finalmente, se realizó el análisis de resistencia, que requirió de la previa selección de materiales y dimensionamiento de piezas. Además de los aspectos técnicos, se realizó un breve estudio de precios de mercado para estimar costos de fabricación.

A partir de estos análisis, se eligieron los materiales más adecuados que verificaron las condiciones de operación para las distintas partes del robot. Para el brazo, se seleccionó acrílonitrilo butadieno estireno (ABS), y para el carro, acero inoxidable. Para los elementos de fijación, acero inoxidable. Las dimensiones externas del carro son de 920.405 mm de altura, 612.602 mm de ancho y 681 mm de largo. El peso total de la estructura es de aproximadamente 55 kg, incluyendo las baterías y electrónica. Se encontró que para la fabricación y ensamble de un primer prototipo del robot se requieren aproximadamente u\$d 2000.

Se llegó a la conclusión de que la realización del proyecto es factible desde un punto de vista técnico-económico y representa una solución eficaz a la problemática existente.

ABSTRACT

The main objective of this project is the electromechanical design of a robot that will perform harvesting tasks in the field of agronomy. It will be composed of a robotic arm and a cart, and the software design that will command the motor movements will be left for future work. Its application field will be in tomato crops in greenhouses in the city of Mar del Plata.

Currently, there is an unsatisfied demand for labor. Historically, foreign workers covered these positions. Over time, they lost interest in these activities due to the devaluation of the Argentine peso relative to the US dollar. As a solution, a robot for automatic tomato harvesting was proposed. This would improve the working conditions for the operator and make it a more attractive job offer for anyone seeking employment.

To carry out the design, the conceptualization of the idea was addressed first, followed by 3D modeling with the relevant calculations. Finally, a resistance analysis was conducted, which required prior selection of materials and dimensioning of parts. In addition to the technical aspects, a brief market price study was conducted to estimate manufacturing costs.

Based on these analyses, the most suitable materials were chosen that verified the operating conditions for the different parts of the robot. Acrylonitrile butadiene styrene (ABS) was selected for the arm, and stainless steel for the cart and fixing elements. The external dimensions of the cart are 920.405 mm in height, 612.602 mm in width, and 681 mm in length. The total weight of the structure is approximately 55 kg, including batteries and electronics.

It was found that approximately \$2000 is required for the manufacturing and assembly of a first prototype of the robot. It was concluded that the project is feasible from a technical and economic point of view and represents an effective solution to the existing problem

1. INTRODUCCIÓN

Es de común conocimiento que en las últimas décadas la tecnología ha sido aplicada en distintas industrias para aumentar la productividad y mejorar las condiciones de trabajo. Una de las áreas donde ha sido este el caso es la agricultura. Los avances tecnológicos han permitido la adopción de técnicas innovadoras en este campo, aumentando la rentabilidad económica y reduciendo el impacto medioambiental [1]. Además, la cosecha es una tarea ardua que se realiza en condiciones de temperaturas extremas, muy altas en verano y realmente bajas en invierno. Por lo que la tecnología ha sido una gran aliada para mejorar dicho escenario.

Dentro de todas las áreas de la tecnología disponibles para la industria del agro, los sistemas robóticos son uno muy aplicado. Su introducción permitió alcanzar productividades más altas, acompañadas de un excelente grado de precisión en la repetitividad, además de mejorar aspectos ergonómicos en ciertas tareas, al alejar al operario de trabajos que podrían ocasionar enfermedades laborales. Por estos motivos, e impulsado por el desarrollo y avance tecnológico, el uso de estos sistemas ha crecido en los últimos años.

Sin embargo, en Argentina todavía se encuentran lugares donde los trabajos son realizados manualmente. En la ciudad de Mar del Plata, en la zona del Coyunco, se han asentado diversos establecimientos agropecuarios dedicados al cultivo de frutas y verduras, tales como tomates, pimientos, kiwis, entre otros. En la actualidad, dichos cultivos son cosechados uno a uno, por los trabajadores. Muchos de ellos solían ser trabajadores extranjeros que se instalaban en la zona. Sin embargo, en los últimos años se ha evidenciado una caída de la oferta de mano de obra en la región. Las nuevas generaciones tienen nuevas pretensiones y se orientan en otras temáticas, por lo que actualmente eligen no seguir tomando estos trabajos.

Por otra parte, los sistemas de producción en invernadero constituyen un claro exponente de producción intensiva. Según información de productores de la región, se alcanzan niveles de rendimiento de, por ejemplo, 50 a 55 $\frac{kg}{m^2}$ en tomate. Esto resulta en una gran cantidad de horas-hombre por metro cuadrado ($1.5- 2.5 \frac{hs}{m^2}$), no siempre accesibles en las zonas de producción. De hecho, muchos productores agrícolas de zonas cercanas a Sierra de los Padres en General Pueyrredón han expresado su preocupación debido a la falta de disponibilidad de mano de obra en épocas de cosecha.

A raíz de esta problemática, surge la idea de colaborar entre el Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria (INTA) y la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata (UNMDP) para proponer como solución el diseño de robots que permitan automatizar etapas de la producción frutihortícola.

En este caso, la solución propuesta consiste en un brazo robótico, comandado por una placa electrónica y montado sobre un carro con posibilidad de traslación para la cosecha en invernaderos. De esta manera, se espera aliviar la carga de trabajo en operarios y reducir los largos períodos de tiempo en ambientes húmedos y calurosos. Además, requieren de la presencia de trabajadores para su mantenimiento, control y recolección de las frutas que el robot no reconozca. De esta forma, se mejorarán las condiciones laborales que se ofrecen, sin prescindir del trabajador, conservando su puesto. Al mismo tiempo, el mantenimiento del robot requerirá de mano de obra más calificada, implicando la creación de puestos de trabajo

con mejores condiciones remunerativas. Así se pretende captar el interés de las personas de la zona para cubrir las vacantes laborales.

El presente proyecto se limitó al diseño electromecánico del robot con el objetivo de la recolección de tomates.

El robot deberá ser capaz de desplazarse y hacer uso de un brazo articulado, motorizado eléctricamente, para la recolección de los frutos. El accionamiento será comandado por una placa electrónica conectada mediante *drivers* a los motores.

Actualmente existen desarrollos similares en países extranjeros, cuya tecnología alcanza las expectativas de la propuesta, aunque los costos son tan elevados que hacen que la inversión no sea rentable [2] en el caso de los campos de nuestro país. Por este motivo, una fuerte motivación de este proyecto es la posibilidad de fabricar este tipo de equipos en nuestro país, permitiendo a empresas del sector del agro tener la posibilidad de adquirir estas tecnologías.

Como se mencionó, este trabajo surge de la colaboración entre el INTA y la UNMdP para dar solución a una problemática presente en un sector productivo de la sociedad. Esto es reflejo de uno de los objetivos que comparten ambas instituciones públicas que se basa en el desarrollo de avances tecnológicos que puedan ser aplicados en la sociedad generando una mejora en la calidad de vida. En este caso, el robot desarrollado será aplicado en el sector agrícola de la ciudad generando una mejora en su productividad y condiciones laborales y, a su vez, un impacto positivo en la vida de las personas que consumen estos productos ya que se evita un incremento excesivo del precio por falta de oferta o incluso la desaparición de dichos productos en el mercado.

1.1.MARCO HISTÓRICO

En este apartado se pretende dar dimensión de la evolución de este tipo de tecnologías, mencionando sus principales características y finalizando con desarrollos actuales [3] [4].

1.1.1.INICIOS

Es difícil situar un inicio preciso de la creación del primer robot. También dependerá de qué tan rigurosa sea tomada la definición. Sin embargo, se puede notar un interés por el concepto desde tiempos muy antiguos.

Es posible ver en diversos relatos religiosos o mitológicos cómo se hacía referencia a la creación de robots (en el sentido más general de su definición), por ejemplo, en el caso de la religión judeocristiana, cuando Dios creó a Adán, luego lo programó y le dio las primeras instrucciones; o en la mitología griega, cuando Prometeo creó al primer hombre y primera mujer; así como en la mitología romana, el dios Vulcano construyó ingenios mecánicos que utilizaban como sirvientes.

Enfocándose en acontecimientos históricos y reales, los egipcios desarrollaron modelos matemáticos muy avanzados y construyeron automatismos muy sofisticados, como el reloj de agua. Se tiene información de un primer robot autómatas que acontecía hacia el año

1300 a.C. cuando se construyó una estatua en honor a Memnón, el rey de Etiopia, que emitía sonidos cuando la iluminaban los rayos del sol al amanecer. Posiblemente sea la primera obra, de la cual se tiene información, en la que se logra que un mecanismo desempeñe una tarea programada por un humano.

En la antigua Grecia, Arquitas de Tarento, considerado padre de la Ingeniería Mecánica, inventor del tornillo y la polea, entre otros muchos dispositivos, fabricó el primer cohete autopropulsado de la historia, que usó con fines militares hacia el año 400 a.C. Además, fabricó un autómatas, que consistía en una paloma de madera que rotaba por sí sola y simulaba el vuelo.

Hacia el año 200 a.C. Filón de Bizancio desarrolló la catapulta repetitiva y un autómatas acuático.

Se puede notar que los ingenios desarrollados a partir del año 300 d.C. lograron cumplir con tareas mucho más especializadas que las desarrolladas anteriormente, entre ellas, carros que se desplazaban independientemente del trabajo humano, autómatas con forma de animal que se movían por sí mismos, dispensadores de agua, relojes con figuras humanas como el de la catedral de Múnich, entre otros.

Muchos otros ejemplos se podrían detallar acerca de desarrollos que contribuyeron al concepto de robot que tenemos en la actualidad, pero es interesante destacar el aporte de Leonardo da Vinci (1452-1519), quien para 1495 ya había diseñado los primeros autómatas humanoides del mundo occidental: un caballero con armadura, capaz de incorporarse, agitar los brazos, mover la cabeza (tenía un cuello flexible) y abrir y cerrar la mandíbula. Además, cerca de 1500 diseñó también una máquina de cálculo, predecesora de la que Blaise Pascal inventaría más de un siglo después, por lo que se puede afirmar que proyectó la robótica desde el punto de vista formal y computacional.

El desarrollo de la inteligencia artificial fue paralelo al de la invención de autómatas, cerca del año 1500.

1.1.2. ETAPA DE DESARROLLO INDUSTRIAL

En el siglo XVII GW von Leibniz (1646-1716) abogó por el empleo del sistema binario como base para el cálculo automático, sentando definitivamente las bases de la computación actual.

Las máquinas fueron asumiendo tareas de ayuda al hombre y acabaron repercutiendo en la propia concepción del mundo y de los seres animados. En 1801 Joseph Marie Jacquard (1752-1834), un empresario textil, realizó un aporte fundamental a la robótica al diseñar un sistema de funcionamiento automático de los telares, programando sus movimientos. Se trata de un cartón multiperforado que permite tipificar algunas tareas y repetirlas de forma idéntica.

Los ingenios fueron evolucionando, y se desarrollaron sistemas para automatizar más tareas, por ejemplo, en la compañía Devulvis, se construyó el primer brazo articulado para pintura al spray.

El desarrollo de modelos matemáticos con operativa mecánica, como el de George Boole (1815-1864), permitió pasar de la robótica clásica a la moderna tomando la computación como base.

La sociedad ya empezaba a familiarizarse con la utilización de mecanismos para la sustitución del trabajo manual, pero no fue hasta 1920 que se introduce la palabra robot, en una obra de teatro llamada “R.U.R.” o “Los Robots Universales de Rossum”, en donde se relata una visión distópica en la que el desarrollo de la inteligencia artificial supera las expectativas.

Es de público conocimiento que, con la finalización de la Segunda Guerra Mundial en 1945, inició un período de competencia tecnológica entre Estados Unidos y la entonces Unión Soviética, conocido como “Guerra Fría”, la cual impulsó mucho el desarrollo de la robótica.

Hasta 1970 todos los robots funcionaban con actuadores hidráulicos pero ese año el SRI (*Stanford Research Institute*), construyó un manipulador con 6 grados de libertad accionado por motores eléctricos. Ese mismo año, la Universidad de Stanford creó el Stanford Cart, un robot que sigue “visualmente”, de forma autónoma, líneas en el suelo, con opción a control remoto por radio.

Se puede decir que durante el inicio de esta etapa y hasta el 2000, los desarrollos realizados sobre la robótica tuvieron una fuerte orientación hacia la mejora industrial, motivo por el cual se nombra de esta manera a la etapa descrita en este apartado.

A partir de estos años, comenzó la etapa moderna de la robótica.

1.1.3.ROBÓTICA MODERNA

Aunque se siguen desarrollando máquinas o robots con meros usos industriales, se puede destacar que, en la actualidad, se utiliza también la inteligencia artificial con el objetivo de imitar al ser humano. Se puede mencionar que la ingeniería mecatrónica y la carrera de estudios sobre la robótica, ya están plenamente fundamentadas en las universidades a nivel mundial, creando un avance significativo en esta área.

En el 2000, Honda lanzó su última versión de robot androide, el ASIMO (*Advanced Step in Innovative Mobility*), de 120 cm de altura y 43 kg de peso, disponible en el mercado, en respuesta a la alta tasa de población pasiva en edades muy avanzadas.

En los últimos años han sido diseñados otros robots para tareas de limpieza doméstica, como los plafones móviles de iRobot, llamados Scooba y Roomba28, de los que ya se han vendido millones de unidades en USA.

Para comprender más esta etapa debemos hablar de unos de los robots más avanzados, el robot Sophia. Es un robot humanoide desarrollado por la compañía Hanson Robótica, el cual ha sido creado para adaptarse y aprender el comportamiento humano. Es el primer robot al cual su *software* le permite tener contacto visual con los humanos y su entorno, además de ser capaz de reconocer, recordar caras y simular expresiones.

1.2.ESTADO DEL ARTE

Se estudió el conocimiento acumulado en torno al tema de robots agrícolas, para tener nociones sobre tipos de robots desarrollados hasta la actualidad y sus características. De esta

manera, se buscó obtener información útil, y encontrar mejoras para aplicar en el proyecto actual.

Como se mencionó anteriormente, desde el fin de la Segunda Guerra Mundial, el desarrollo tecnológico se vio impulsado por la carrera tecnológica entre potencias mundiales. Esto llevó a que las industrias incluyan cada vez más la automatización en sus procesos, lo que fue un factor clave en el desarrollo.

En particular en el sector agrícola, las máquinas han tenido un gran auge desde la década del 70 ya que han permitido automatizar tareas que implicaban en el operario humano un gran esfuerzo o fatiga, con la consecuente pérdida de atención, de estandarización del producto y precisión.

Los dos grandes árboles de crecimiento tecnológico en cuanto a la automatización en el agro son los avances en manipuladores, para la realización de labores agrícolas extensivas, y, por otra parte, el desarrollo de vehículos con cada vez más autonomía. Aunque en los últimos años están teniendo un gran crecimiento los sistemas tecnológicos de control, por ejemplo, de fallas en las líneas de riego.

Los robots manipuladores son aquellos que realizan tareas agrícolas extensivas, como cosechado, poda, rociado de fitosanitarios, u otros. En general, son sistemas automatizados sin capacidad de traslación propia, y es aquí donde se destaca el rol fundamental del vehículo, ya que son diseñados teniendo en cuenta un lugar para ubicar el manipulador, de forma de que el operario solo se ocupe de conducir y el robot realice la tarea para la cual fue diseñado.

El proyecto actual, se encuadra dentro del grupo de desarrollo de robots manipuladores, aunque también cuenta con un sistema de transporte integrado, por lo cual se puede decir que cumple con las características de ambos árboles principales del desarrollo tecnológico en el agro, siendo una muy interesante propuesta dentro del ámbito agrícola.

En la recogida selectiva y automática de frutas y hortalizas, los robots ofrecen un gran potencial al incrementar la productividad, ya que la demanda de mano de obra calificada se encuentra insatisfecha. Además de esto, muchas tareas como la recolección de frutas, requieren de un vehículo para el desplazamiento. A continuación, se describen algunos casos de desarrollos e investigaciones relacionados con estas actividades.

2.2.1 ROBOTS RECOLECTORES

En general tienen aplicación en invernaderos. Se suelen equipar con sistemas de reconocimiento y localización de frutas y hortalizas, un brazo robótico que la corte y recoja y se suelen diseñar para ser transportados por un vehículo con cierto grado de autonomía preparado para este manipulador [5].

Un ejemplo comercial de robots recolectores es el *Agribot*. Este robot, de origen español, era utilizado para cosechar frutas, en un principio cítricos, que requería de la ayuda de un operador humano quien tenía la tarea principal de la detección de frutas. Este, usando un joystick movía un puntero laser hasta que el punto laser se encontrara en el medio de la fruta. Las 3 coordenadas eran registradas y el manipulador era conducido hacia la fruta. Un sistema de pinza basado en un dispositivo de fijación neumática y un sensor de proximidad óptico era usado para despegar la fruta [6].



Figura 1. *Agribot*, un robot para la recogida selectiva de cítricos. Fuente: [6].

Actualmente la percepción espacial es conseguida a través de una variedad de sensores y esto puede ser aplicado a un pequeño y focalizado espacio de trabajo o a la supervisión de un vasto sector agrícola a través de sensores que se encuentran distribuidos [7].

Un diseño interesante y muy novedoso de este tipo de robots recolectores es el desarrollado por la empresa "AGROBOT" de España, específico para frutillas, el cual manipula hasta 30 brazos robóticos que con la ayuda de sensores logran identificar las frutas maduras y la inteligencia artificial ejecuta el algoritmo que guía al brazo hacia su destino [8].



Figura 2. AGROBOT. Fuente: [8].

2.2.2 COSECHADORA DE TOMATE

Dado que el presente trabajo se centra en la recolección de tomates, se investigaron diferentes opciones comerciales para esta aplicación en particular.

En Japón se desarrolló una cosechadora automática de tomates que consta de un brazo manipulador, una mano y un sensor visual instalados en un vehículo comercial de transporte en invernadero que se desplaza automáticamente sobre los carriles del invernadero.

El sistema de visión discrimina los tomates, mediante el análisis de la imagen en color y un par de cámaras estéreo localizan las posiciones 3D de los frutos. Finalmente, el brazo se mueve hasta el fruto y los efectores finales lo succionan neumáticamente, afinando la localización del fruto mediante un foto-interruptor.



Figura 3. Cosechadora de tomates LASE 2002. Fuente: [6].

Los sistemas actuales son muy similares a los anteriormente descritos, aunque con el desarrollo de la ingeniería en los últimos años, se lograron mejoras en cuanto a la resolución, velocidad, error, porcentaje de reconocimiento, etc.

Un desarrollador de sistemas como este es “Root-AI”, una empresa de Somerville, Massachusetts en Estados Unidos [9].

Sus sistemas cuentan con:

- Detección en tiempo real: Sistema de visión que puede “ver” frutas y entender si están maduras y listas para recoger incluso en ambientes de crecimiento altamente desordenados y complicados.
- Toque suave: Sus pinzas pueden llegar profundamente a vides enredadas y arrancar una sola fruta sin dejar marcas.
- Movimiento inteligente: Sensores que identifican mundo 3D completo y pueden planificar el camino correcto hacia el objetivo con esta información.



Figura 4. Root-AI. Fuente: [9].

A partir de esta investigación de desarrollos con aplicación actual, se tomaron ideas para desarrollar el robot recolector de tomates del presente trabajo.

2. OBJETIVOS DEL TRABAJO

El objetivo principal de este trabajo se centra en el diseño y desarrollo de un brazo robótico destinado a la recolección de tomates. Para lograrlo, se debieron realizar las siguientes tareas:

- Diseño en 3D del brazo robótico y carro
- Selección y/o cálculo de componentes mecánicos
- Análisis dinámico y estático
- Selección de motores, baterías y electrónica
- Análisis de Costos
- Propuestas a futuro

Es importante aclarar que la fabricación de las partes, programación de placa electrónica y la selección de otros componentes electrónicos van más allá del alcance de este proyecto, por lo que no fueron analizados.

3. METODOLOGÍA

Este apartado pretende explicar el procedimiento llevado a cabo para llevar adelante el presente proyecto de diseño.

Se aplicaron conocimientos de mecánica y electricidad para el diseño del robot. En primer lugar, se creó un concepto del tipo de solución que sería conveniente para resolver la problemática. Para ello, fue necesario reconocer el ambiente en el que se desempeñaría el robot. Se realizaron visitas a campos de la región del Coyunco, acompañados y guiados por el Ingeniero Ulises Loizaga y Sebastián Borrasi del INTA-Balcarce. Se tomaron medidas de dimensiones de invernaderos típicos, entre ellas superficie total, ancho de pasillos, largo de pasillos, altura de cultivos, etc. También se midieron humedad relativa, velocidad del viento, presión atmosférica y temperatura con un anemómetro portátil y se observaron características cualitativas, como el cuidado del terreno en el que podría desplazarse el robot, observando si había pozos o desniveles. Como parte de estas visitas, se habló con los dueños de campos, para lograr un mayor entendimiento sobre su problema y generar una idea más acabada de su verdadera necesidad para luego pensar cómo resolverla.

Como resultado se concluyó que, efectivamente, un robot es una buena idea para solucionar el problema planteado. Por lo que se comenzó con el diseño de uno aplicable a las condiciones vistas.

El diseño final fue el resultado de un proceso iterativo en el que muchas ideas fueron tenidas en cuenta, se fundamentó la toma de decisiones y, aun así, a veces fue necesario volver al inicio, debido a que otra cuestión impedía avanzar. En este informe se intentará mantener un camino que resulte entendible para el lector, por lo que muchas de estas iteraciones serán resumidas en breves párrafos y se mostrará el resultado final.

Como herramienta para plasmar en un medio gráfico lo que se diseñó o seleccionó de catálogos, se utilizó el programa Inventor de Autodesk. Según [10] Autodesk Inventor es un *software* de diseño asistido por computadora (CAD) para el modelado mecánico en 3D, la simulación, la visualización y la documentación desarrollada por Autodesk. El entorno permite realizar bocetos en 2D para luego generar formas tridimensionales a partir de ellas. También cuenta con funcionalidades para realizar dibujos técnicos y análisis estáticos que fueron utilizadas en este proyecto. A pesar de todas sus funcionalidades, Inventor no es el único *software* que proporciona este tipo de herramientas. En este caso, se definió el producto de Autodesk debido a que se contaban con conocimientos previos sobre cómo utilizarlo y, además, la marca otorga fácilmente versiones gratuitas para estudiantes.

Como se mencionó anteriormente, no todas las piezas del robot utilizadas fueron diseñadas. Algunas de ellas fueron seleccionadas criteriosamente de catálogos. Es el caso de los rodamientos, motores, ruedas, acoples, bulonería, celdas de Litio, B.M.S. (*Battery Management System*), controlador, *drivers*, entre otros. En estos casos, los fabricantes proporcionan archivos sobre los componentes que se descargaron y sumaron al ensamble.

Habiendo conceptualizado la idea, y para comenzar a realizar el diseño del robot, se siguieron ciertos pasos. Entre ellos, la definición de las condiciones de trabajo y los criterios de falla. Se propuso un esquema del conjunto, el cual inicialmente era muy distinto a la forma

final. Se seleccionaron materiales, a partir de la coherencia con los criterios de falla y de razonamientos preliminares, ya que el análisis de resistencia se realizó mucho después. Para resolver dudas sobre esta etapa, se consultó con el Ingeniero Alejo D. Mandri de División Metalurgia en INTEMA, CONICET, que además es profesor en la asignatura “Tribología” en la Facultad de Ingeniería.

A partir de esta información se comenzó a pensar el dimensionamiento previo. Se basó en experiencias anteriores, conceptos, recomendaciones de expertos, catálogos, bibliografía o sentido común. Una vez definidas las piezas y generado un esquema inicial, se procedió a buscar la disposición óptima, que logre una correcta utilización del espacio. Para cumplirlo, se probaron distintas ubicaciones relativas de componentes, hasta dar con la indicada. Tras haber seleccionado y/o calculado las partes del robot y brindado las dimensiones y disposiciones del conjunto se logró el dimensionamiento previo buscado. En caso de que esta estructura resistiera las solicitaciones a las que estaría expuesto, se definiría como diseño final para este proyecto y, en caso contrario, se debería redimensionar. Se anticipa que, en este caso, no fue necesario redimensionar a partir del diseño logrado en la etapa de dimensionamiento previo.

Una vez avanzadas estas etapas, se realizaron análisis sobre posibles fuentes de amplificación de esfuerzos debido a cargas dinámicas, o de vibraciones, con el objetivo de proponer soluciones para que estas situaciones no se den en la práctica. Seguido, se continuó con el análisis estático de la estructura. Para ello, se retomaron los valores de cargas calculados en anteriores etapas del diseño y se utilizó el entorno de Inventor de “Análisis de tensión”. Para poder resolver las problemáticas que surgieron durante el desarrollo de esta etapa, se consultó al Ing. Mariano Pucheu, profesor en la asignatura “Estática del sólido”, y al Ingeniero. Pablo C. Cattaneo, profesor de la asignatura “Prototipos Mecánicos Virtuales”, ambos de la Facultad de Ingeniería de la UNMdP.

Al terminar esta etapa, pudieron ocurrir dos casos. El primero en el cual la estructura no se sobreponía a los criterios de falla frente a las solicitaciones dadas y el segundo en el cual la estructura toleraba correctamente los esfuerzos. Finalmente, el sistema se comportó como se describe en el segundo caso. Por este motivo, no fue necesario redimensionar la estructura, pero si hubiera sido de otra manera, se hubiera tenido que agregar un paso extra en el cual se modifican o bien materiales, o se redimensionan partes del mecanismo.

Así como se consultaron profesores de asignaturas relacionadas a los problemas planteados durante la resolución del proyecto, se contó con el apoyo y supervisión de avances del Ingeniero Roberto Fernández, durante todo el trabajo.

En cuanto a los componentes eléctricos y electrónicos, su selección se basó inicialmente en implementar soluciones utilizadas en proyectos similares para tener una base la cual modificar y optimizar para nuestro proyecto. Se inició con la selección de motores y baterías acordes al proyecto y se realizaron las verificaciones necesarias de torque, velocidad y duración entre otros parámetros tenidos en cuenta. Posteriormente se realizó un proceso iterativo en la selección de componentes electrónicos buscando compatibilidad, utilidad, versatilidad y funcionalidad hasta llegar a la selección final de componentes.

PARTE I

DISEÑO MECÁNICO

4. DISEÑO 3D Y RESULTADOS

Esta etapa contempla el modelado en un *software* 3D y análisis de esfuerzos. Para lograr un buen diseño se tuvieron en cuenta conceptos de resistencia de materiales, tipo de cadena cinemática, factibilidad de fabricación, análisis de esfuerzos interactuantes, sentido estético, facilidad de montaje y desmontaje, peso, cantidad de piezas, complejidad de componentes, entre otros.

El entregable final de esta etapa consiste en los archivos que componen el conjunto modelado del robot con un esquema de la ubicación relativa de las partes y cómo interactúan entre sí.

Las etapas del diseño propuesto son:

- 1) Definición de condiciones de trabajo
- 2) Definición de criterios de falla
- 3) Esquema del conjunto
- 4) Selección de materiales
- 5) Dimensionado previo
- 6) Cálculo de las cargas actuantes

4.1. DEFINICIÓN DE CONDICIONES DE TRABAJO

Para conocer el espacio de trabajo en que se desempeñará el robot, se visitaron distintos invernaderos de la zona del Coyunco, Mar del Plata. Se identificaron los siguientes parámetros climáticos:

- Humedad relativa: 82%
- Temperatura: 22.6°C

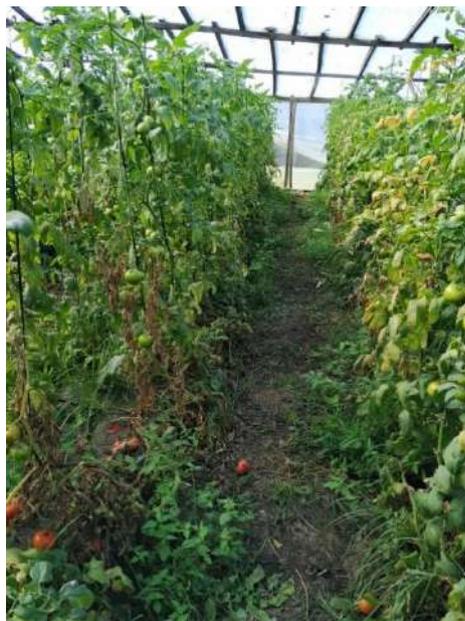


Figura 5. Foto de pasillos del invernadero visitado. Fuente: elaboración propia.

Las mediciones se realizaron un único día, por lo que podrían no ser representativas. Por este motivo, se buscó información de temperaturas y humedades normales en invernaderos y se encontró que las condiciones óptimas en invernaderos son una humedad relativa al 80% y una temperatura de 18°C [11]. Como son datos cercanos a los medidos, se tomaron como representativos de la situación.

Como se puede observar en la Figura 5. Foto de pasillos del invernadero visitado. Fuente: elaboración propia., los pasillos entre plantas presentan poco mantenimiento, con irregularidades en el terreno, limpio de rocas u otros obstáculos. En cuanto a mediciones de longitudes, se utilizaron centímetros y se obtuvieron datos de diseño del invernadero por parte de los propietarios. La longitud de cada pasillo es de 35 m, el ancho de 0,50 m. Cada camellón (meseta de plantación) está formada por dos hileras de plantación y tiene un ancho de 0,70 m y una altura de 1,98 m, con una base a 0,20 m del suelo, aunque la altura de recogida óptima va desde los 0,40 m a 0,80 m desde el suelo. Esto se debe a que existe una competencia en la nutrición de la planta. A mayor altura, los rayos solares generan una fotosíntesis más eficiente, pero se consigue una peor absorción de nutrientes del suelo. Lo opuesto ocurre a menor altura. La cantidad de pasillos de cada invernadero no es necesariamente igual, pero se toma como ejemplo un número razonable de 300 pasillos.

Es importante destacar que, al momento de la cosecha del tomate, toda la plantación es removida, para volverla a plantar nuevamente cuando sea oportuno. Los productores coinciden en que, de ser necesario, la redistribución de la plantación en el invernadero es una opción que están dispuestos a tomar para poder utilizar este tipo de tecnologías. Por este motivo es que se intentó no variar mucho las disposiciones actuales, pero se proponen las reformas necesarias para la utilización de este robot. Entre ellas se encuentran: reformar ancho de pasillos a 80 cm, mantenimiento periódico del suelo para evitar desniveles, ondulaciones o pendientes mayores a 5°, evitar objetos en suspensión que puedan interferir con el robot e incorporación de métodos para que el tomate crezca en su mayoría en la zona de cara al pasillo.

La humedad y temperatura son condiciones de funcionamiento necesarias en un invernadero, así como una atmósfera saturada en productos químicos, por lo que se tendrá en cuenta en la selección de materiales o recubrimientos. En cuanto al terreno, se propone un mantenimiento periódico, nivelándolo para evitar la formación de pozos o montañas de tierra, así como las oscilaciones en el desplazamiento del mecanismo que podrían llegar a ocasionar. Por este motivo, a efecto de cálculos, se lo consideró "liso" y con una pendiente de 5°. A efectos de dar una definición del grado de planitud que se pretende al identificar el terreno como "liso", se debería garantizar que el terreno no tenga desniveles ni obstáculos de un tamaño mayor a la suma de la deformación elástica de la estructura mas la de la goma de las ruedas. De esta manera, se garantiza que la estructura no quede apoyada en menos de cuatro ruedas. Este análisis no es abordado en el trabajo presente, y se propone realizarlo de manera empírica, pudiendo ser regulado con ruedas cuyas gomas garanticen la diferencia de deformación necesaria.

La altura de recogida útil del robot intenta ser de 0,40 m a 0,90 m del suelo. De esta forma, cosechará en el rango óptimo de nutrición de tomate y se agregan 0,10 m extras por sugerencia del Ing. Ulises Loizaga, miembro del INTA. Se pretende recoger únicamente los tomates que se encuentren hacia el exterior de los camellones. Se propone la incorporación de métodos agrícolas de tutorado para que el tomate crezca, en su mayoría, en estas partes de la planta.

Además, en la visita, se tomó noción de la técnica correcta de recolección del tomate. Para ello, se debe colocar la mano o pinza de forma concéntrica con el tallo desde abajo, apretar levemente y realizar un giro de pocos grados para que se corte el vínculo con la planta, como se muestra en la Figura 6.



Figura 6. Técnica de recolección de tomate. Fuente: [12].

4.2. DEFINICION DE CRITERIOS DE FALLA

En esta sección se definirán las posibles causas de falla en el sistema y que fueron evaluadas al calcular una pieza o seleccionarla de un catálogo.

Por empezar, todas las piezas deberán no solo ser resistentes a la corrosión por sí mismas, sino también comportarse bien en el sistema frente a esta posible problemática. Por ejemplo, un acero inoxidable presenta relativamente buena resistencia a la corrosión en ciertos ambientes, pero si está en contacto con una aleación más resistente a este fenómeno, se producirá una celda de composición lo que llevará a la corrosión del acero y se verá disminuido en sus propiedades mecánicas.

En el sistema se utilizaron árboles. Fueron calculados a la fluencia por el método de Von Mises, además de a la fatiga, por el método de Soderberg. Por último, se estableció un límite a la deformación elástica admisible de $\frac{L}{250}$.

Para la selección de rodamientos se recurrió a datos de catálogo y se tuvieron en cuenta conceptos de carga estática y/o dinámica, según corresponda, y cálculo de vida. También, se tuvo en cuenta que tengan sellos o placas para aislar el lubricante del ambiente y no tener que recambiarla cada cierto tiempo.

Para la selección de ruedas se recurrió a criterios de cálculo informados en catálogos de fabricante. Se utilizó información sobre velocidad de desplazamiento y cargas actuantes.

Se verificó el brazo a la flexión y en situación crítica, dada cuando se sostiene un tomate. Los criterios fueron no alcanzar la tensión de fluencia ni sobrepasar un límite de deformación elástica. El primero fue definido por el material, mientras que la flecha máxima admisible se calculó como $\frac{L}{250}$.

Para el cálculo del carro se tuvieron las mismas consideraciones que para el brazo. Se consideró la falla al alcanzar la tensión de fluencia del material o al superar una flecha máxima admisible. El valor de esta última fue de $\frac{L}{250}$, siendo L la dimensión menor entre las dos en cuestión. Es decir, si se pretendiese medir la deformación elástica de la superficie superior del carro, se debería medir un ancho y un largo, dado que esta superficie es rectangular. De estas dos dimensiones, se evaluaría la menor.

Por último, el elemento para transmitir potencia entre él y la rueda es una chaveta norma DIN 6885 A. Para su cálculo se tuvieron en cuenta las tensiones de corte y aplastamiento que sufrirá en servicio y se las comparó con los valores admisibles del material seleccionado.

4.3. ESQUEMA DE CONJUNTO

Se evaluó y definió, de forma independiente, el tipo de cadena cinemática que más represente los movimientos buscados. De esta forma, se encontró un tipo de brazo robótico, carro, pinza y sistema de suspensión adecuados para las condiciones de trabajo que luego fueron modelados en el *software* 3D. Se desarrolló un esquema de las piezas involucradas de forma que puedan entenderse los vínculos entre ellas y cómo trabajan.

Se diseñó el robot como un carro, que permita su desplazamiento a través de los pasillos del invernadero; un brazo, con al menos tres grados de libertad, y una pinza que permita cosechar el tomate y transportarlo a un depósito que se moverá con el robot. A continuación, se describen en detalle cada parte del robot.

4.3.1. BRAZO ROBÓTICO

En este caso, la aplicación no requiere el desplazamiento de grandes masas ni tampoco pesadas, sino de un tomate con diámetros entre 6 cm a 10 cm y masas entre 200 gr y 300 gr [13]. Para el cálculo, se tomaron los valores intermedios del rango:

$$masa_{tomate} = 250 \text{ gr} = 0.25 \text{ kg} \quad (4.3.1.1)$$

$$Radio_{tomate} = 4 \text{ cm} \quad (4.3.1.2)$$

Para estimar el volumen de un tomate, se lo tomó como si fuera el de una esfera:

$$Volumen_{tomate} = \frac{4}{3} \pi \cdot R^3 = 268,1 \text{ cm}^3 \quad (4.3.1.3)$$

Se analizaron distintos tipos de configuraciones básicas de brazos robóticos, para definir el más conveniente en este caso. Seguidamente, se describe cada uno con sus ventajas y desventajas y a su vez la justificación correspondiente a su elección o descarte para este proyecto.

Para poder evaluar la configuración más apropiada para esta aplicación se tuvieron en cuenta los siguientes aspectos:

- Al trabajar entre plantas, es probable que el brazo encuentre obstáculos para alcanzar el objetivo, tales como ramas. Por lo que se requiere versatilidad en los movimientos para lograr el acceso al lugar del tomate.
- Cumplimiento de la técnica correcta de cosecha de tomate
- La altura de trabajo deberá ser suficiente para cosechar tomates desde 40 cm hasta 90 cm del suelo.

a) Robot cartesiano

El posicionando se hace en el espacio de trabajo con las articulaciones prismáticas. Esta configuración resulta útil cuando se debe cubrir un gran espacio de trabajo. Posee tres movimientos lineales, es decir, tiene tres grados de libertad, los cuales corresponden a los movimientos localizados en los ejes X, Y y Z [14].

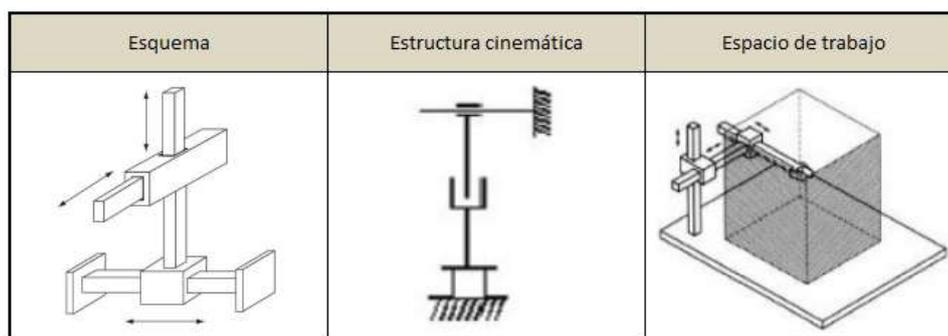


Figura 7. Robot cartesiano. Fuente: [14].

Este robot es mayormente utilizado para espacios grandes y fijos de trabajo. Podría fijarse a un carro de desplazamiento con el que se logre el transporte por el invernadero. Como contraparte, su construcción no es simple y solo permite barrer un solo lado del pasillo, debido a que no presenta la posibilidad de giro. Además, uno de sus grados de libertad (el de la base) carece de sentido en esta aplicación. Por lo tanto, queda descartado para este trabajo.

b) Robot cilíndrico

Este robot tiene un movimiento de rotación sobre una base, una articulación prismática para la altura y una prismática para el radio. Se ajusta bien a los espacios de trabajo redondos. Puede realizar dos movimientos lineales y uno rotacional, es decir, presenta tres grados de libertad. Ofrecen ventajas cuando las tareas o máquinas servidas se encuentran radialmente al robot [14].

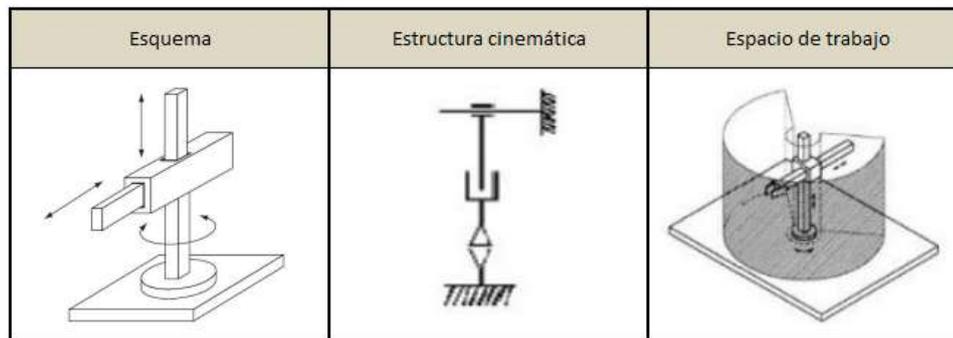


Figura 8. Robot cilíndrico. Fuente: [14].

En primera instancia el robot cilíndrico parecería adecuado para la aplicación. Mediante ciertas reformas, podría colocarse una pinza en el extremo del último eslabón para que pueda cortar el tomate. Su variedad de movimientos permite que el brazo quede en la posición correcta para la cosecha del tomate y la altura podría regularse en la etapa de diseño. Como contraparte, se requiere sobredimensionar en buena medida el largo de alguno de los dos eslabones que permiten el desplazamiento en los planos XY o realizar muchos pequeños movimientos con el carro para cosechar los distintos tomates que se encuentren cercanos. Los arranques y paradas continuos no son un comportamiento buscado debido a que generarían efectos dinámicos y cargas cíclicas que reducirían la vida útil del mecanismo. Por lo tanto, si bien tiene ciertas ventajas finalmente no fue considerado para realizar el diseño del robot.

c) Robot esférico

Este tipo de robot cuenta con dos articulaciones rotacionales y una lineal. Dos juntas de rotación y una prismática permiten al robot apuntar en muchas direcciones, y extender la mano a un poco de distancia radial. Los movimientos son: rotacional, angular y lineal. Este robot utiliza la interpolación por articulación para moverse en sus dos primeras articulaciones y la interpolación lineal para la extensión y retracción. Soluciona, en cierta forma, el acceso a espacios cerrados. Sin embargo, obliga a un esfuerzo suplementario en el sistema de control para el seguimiento de trayectorias rectilíneas [14].

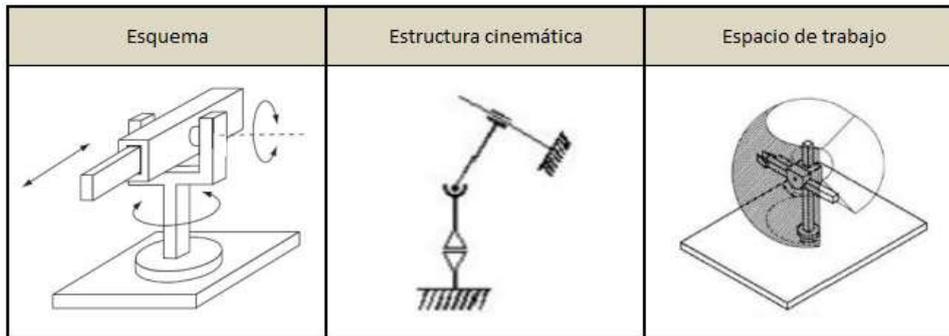


Figura 9. Robot esférico. Fuente: [14].

Su principal desventaja es su acotado espacio de trabajo, o la necesidad de sobredimensionar el largo de sus eslabones para mejorar este aspecto. Además, se dificulta acceder al fruto de forma que la pinza quede en la posición correcta de cosecha, por lo que debería generarse una combinación de movimientos para generar el corte de la misma o incluir un mecanismo auxiliar de corte, lo que complejizaría el diseño, aumentaría la cantidad de partes, el peso y la probabilidad de falla. Es por ello, que también se descarta.

d) Robot angular o antropomórfico

Presenta una articulación con movimiento rotacional y dos angulares. Aunque el brazo articulado puede realizar el movimiento llamado interpolación lineal (para lo cual requiere mover simultáneamente dos o tres de sus articulaciones), el movimiento natural es el de interpolación por articulación, tanto rotacional como angular [14].

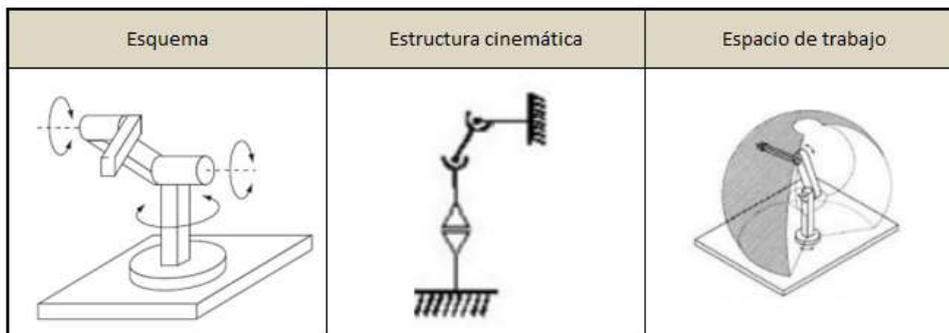


Figura 10. Robot angular o antropomórfico. Fuente: [14].

Presenta similares desventajas a las del caso del robot esférico, por lo que queda descartado por las mismas razones.

e) Robot de estructuras paralelas

Posee brazos con articulaciones prismáticas o rotacionales concurrentes. Un robot paralelo es un mecanismo de cadena cinemática cerrada en el cual una plataforma móvil se encuentra unida a una base por varias cadenas cinemáticas independientes. Este robot consiste en una base fija conectada a una plataforma móvil mediante extremidades. Debido a su construcción, las cargas se reparten de forma similar en todos sus eslabones. Por este motivo, las

deformaciones elásticas generadas serán menores y se presentarán de forma normal al piso [14].

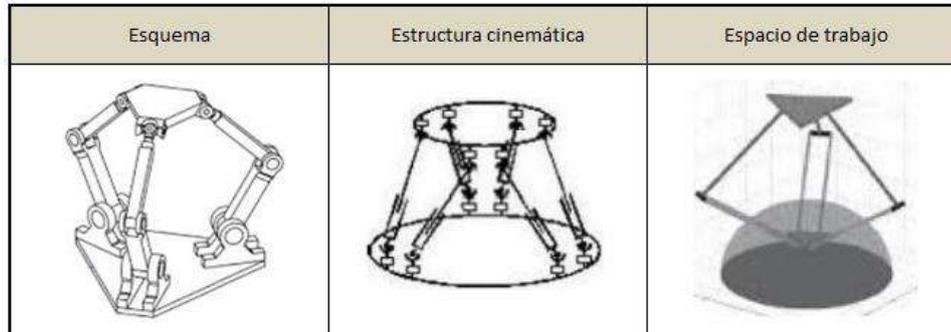


Figura 11. Robot de estructuras paralelas. Fuente: [14].

Este robot queda descartado por su construcción. Las reformas que deberían realizarse para lograr la cosecha, generarían movimientos incómodos e ineficientes.

f) Robot SCARA (*Selective Compilant Assembly Robot Arm*)

Posee una configuración similar al robot cilíndrico, pero el radio y la rotación se obtienen por uno o dos eslabones. Este brazo puede realizar movimientos horizontales de mayor alcance debido a sus dos articulaciones rotacionales. También puede hacer un movimiento lineal (mediante su tercera articulación). Es especialmente utilizado para realizar tareas de ensamblado electrónico, y en general de manipulación vertical [14].

Entre sus principales ventajas se destacan su facilidad para trayectorias complejas, su alta maniobrabilidad y la accesibilidad a zonas con obstáculos.

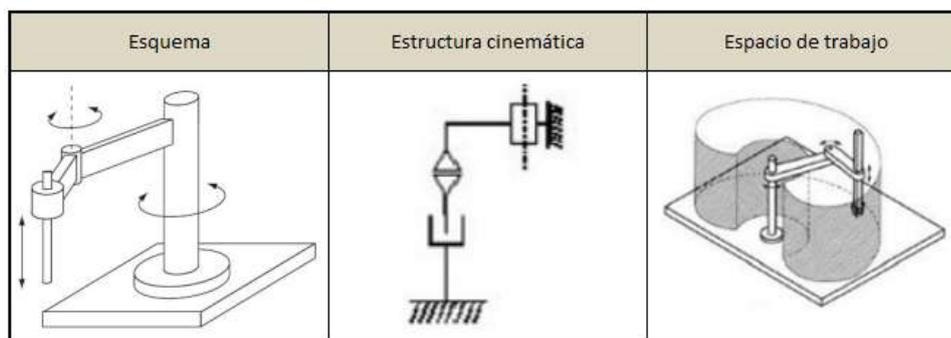


Figura 12. Robot SCARA. Fuente: [14].

La configuración SCARA ofrece beneficios en los tres aspectos analizados. Debido a la simplicidad de sus movimientos, combinado con una dirección de avance hacia el tomate que lo deja directamente posicionado de forma correcta para la cosecha del fruto, resulta la mejor opción. Por otra parte, posee alta maniobrabilidad y se lo suele utilizar para operaciones que involucran transporte de cargas en zonas con obstáculos. Como mejora respecto de la disposición cilíndrica, alcanza a cubrir un gran espacio de trabajo sin la necesidad de sobredimensionar eslabones ni realizar pequeños movimientos con el carro, solucionando así, su problema principal. Es por ello que, finalmente, se decidió trabajar con la disposición

SCARA, aunque se debieron realizar ciertas modificaciones o mejoras para lograr el comportamiento deseado, que se detallan en esta sección.

4.3.1.1. REQUISITOS PARA EL DISEÑO

Como se mencionó anteriormente, el brazo robótico es un mecanismo bien estudiado, del cual se pueden encontrar numerosos diseños *open source*. Previo a comenzar con el diseño propio, se buscaron ideas, conceptos o proyectos que puedan ser adaptados para cumplir con las siguientes especificaciones del proyecto:

- Disposición SCARA
- Material con alta resistencia a la corrosión
- Posibilidad de integrar una pinza
- Adaptable a la altura de trabajo necesaria (40 cm a 90 cm del suelo)
- Robustez y rigidez considerable
- Factibilidad de fabricación

Por otra parte, se valoraron aspectos complementarios, pero no excluyentes, como:

- Bajo peso
- Tamaño reducido
- Poca cantidad de piezas
- Facilidad de montaje y desmontaje
- Estética
- Componentes poco complejos
- Experiencias de éxito anteriores
- Credibilidad del inventor

Se consideró, además, que sus partes sean fabricables por impresión 3D. De esta manera, se podrían realizar pruebas empíricas para concluir si los repuestos podrían, o no, ser fabricados mediante este método y ser puestos en servicio. Así, no solo disminuirá el costo de las piezas, sino también la disponibilidad de repuestos será inmediata.

Una de las consideraciones importantes es que sea una estructura robusta y rígida. A esta altura de avance del proyecto no es posible definir con precisión las cargas que actuarán en el mecanismo. Por este motivo, es conveniente pensar que la estructura haya trabajado manipulando objetos de dimensiones y masas similares a la que se pretende transportar para no obtener un resultado desfavorable cuando se analice la resistencia.

Siguiendo con este análisis, se concluyó que la mejor opción es adaptar un proyecto desarrollado por un ingeniero electromecánico publicado por Dejan [15].



Figura 13. Robot SCARA en impresión 3D. Fuente: [15].

El brazo robótico cuenta con cuatro grados de libertad. El primero es accionado por un tornillo de potencia que eleva el brazo en el eje perpendicular a la base a través de cuatro guías con rodamientos que facilitan el desplazamiento y evitan que se trabe el eslabón.

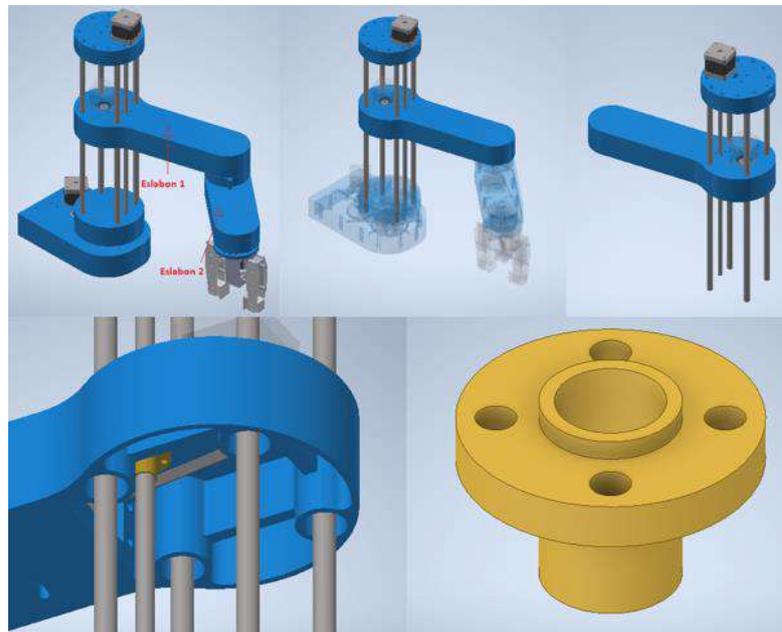


Figura 14. Cadena cinemática del primer grado de libertad. Fuente: elaboración propia.

En su base se coloca un motor que, mediante un mecanismo de transmisión de dos poleas en serie, logra una reducción de 20:1. Así, se genera el segundo grado de libertad: la rotación del eje principal del brazo, al cual el primer eslabón rota de forma solidaria.

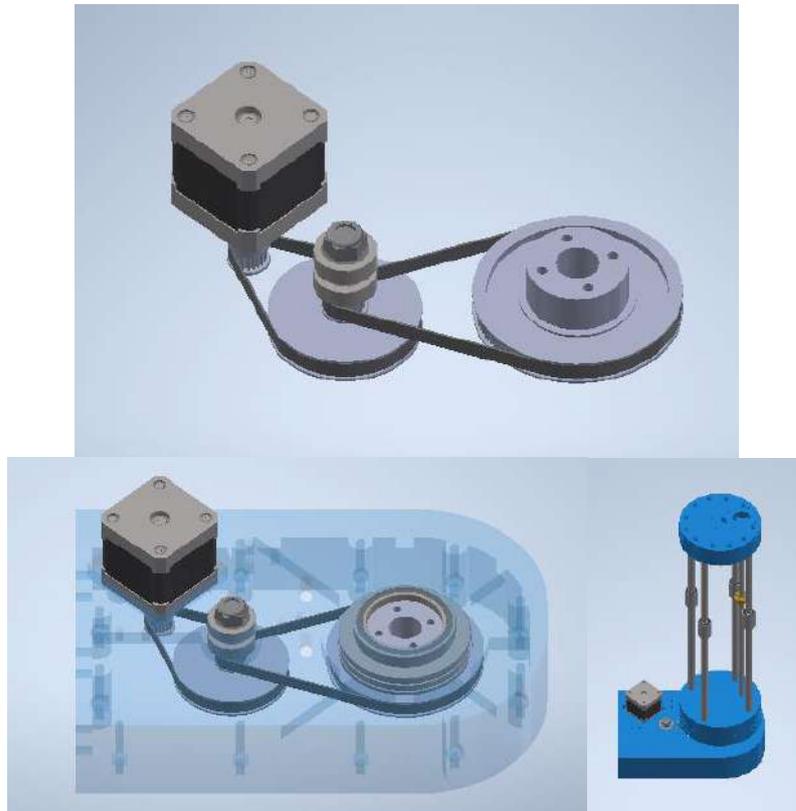


Figura 15. Cadena cinemática del segundo grado de libertad. Fuente: elaboración propia.

En la base del primer eslabón se encuentra un motor que, mediante una reducción 16:1, lograda a partir de dos poleas en serie, provoca el giro del segundo eslabón. Así se logra el tercer grado de libertad.

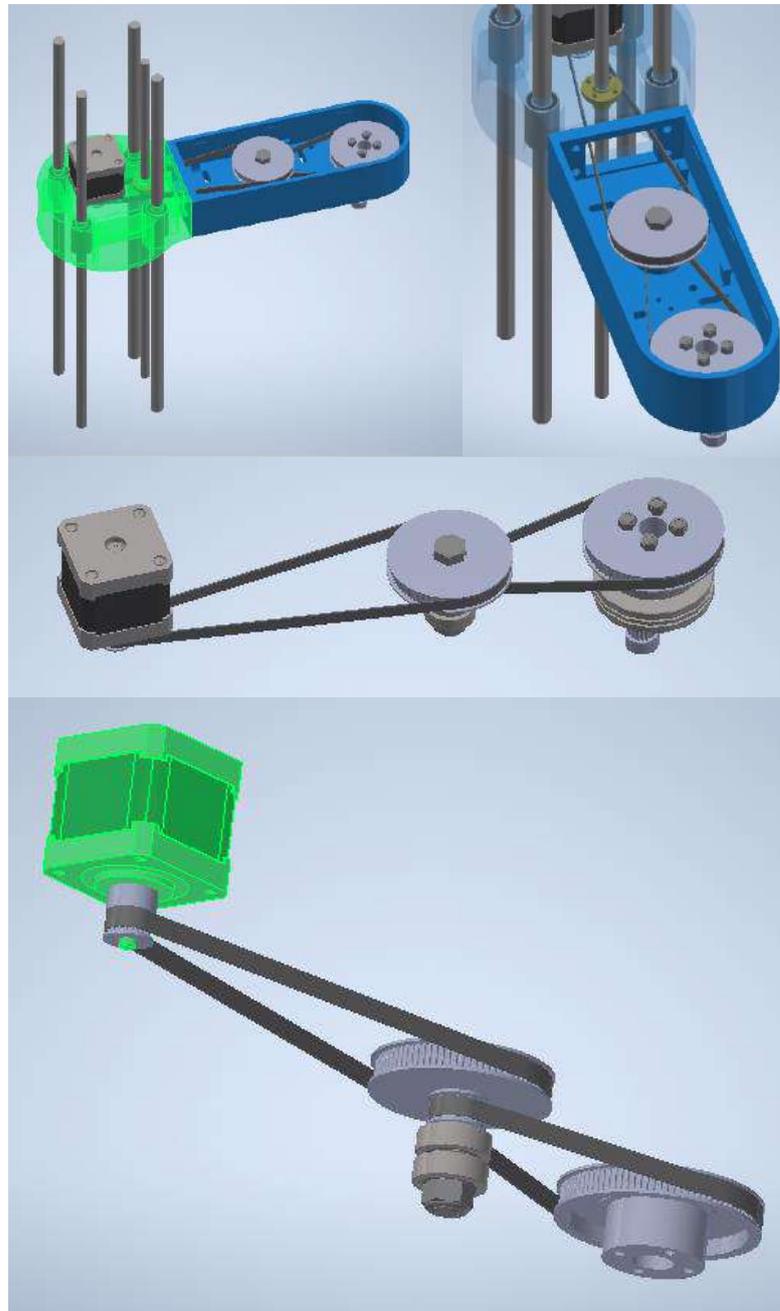


Figura 16. Cadena cinemática del tercer grado de libertad. Fuente: elaboración propia.

Finalmente, el cuarto grado de libertad es aquel que genera el giro de la pinza sobre su propio eje. En el diseño original lo impulsa un motor con reducción 4:1 mediante una polea. Sin embargo, en el apartado “ADAPTACIONES AL DISEÑO ORIGINAL” se evaluó si el diseño de pinza es el adecuado para el proyecto actual, o si debe sufrir modificaciones.

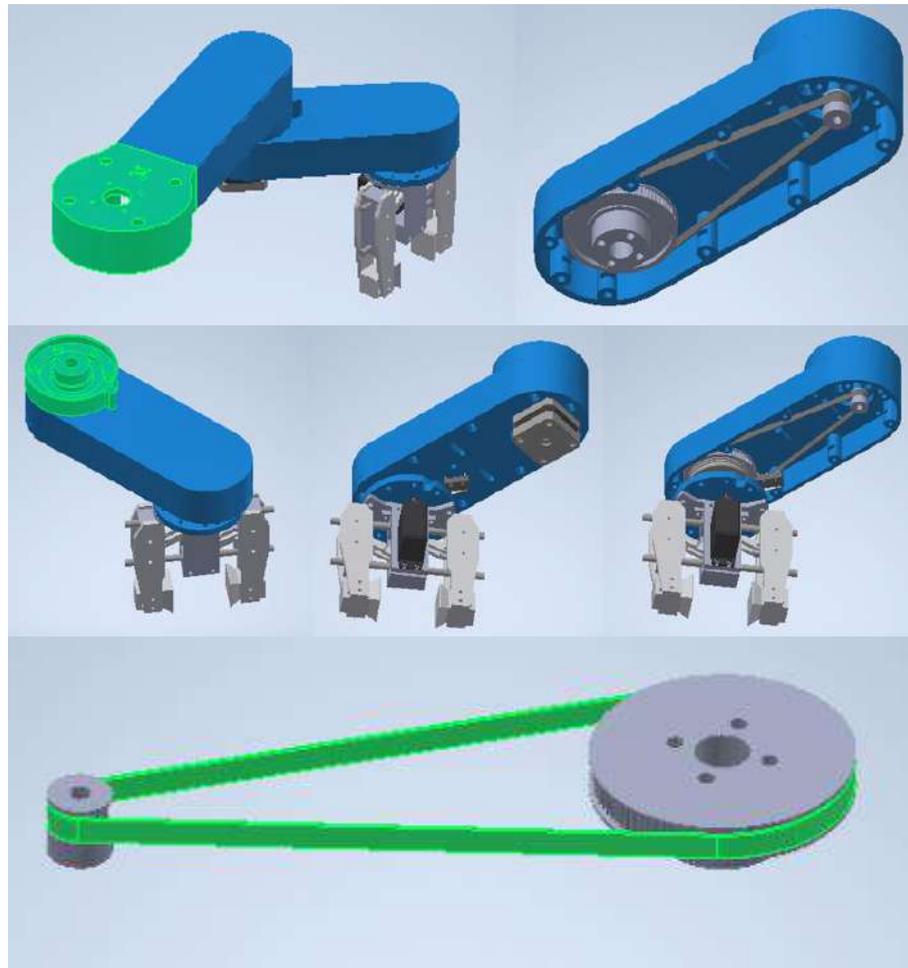


Figura 17. Cadena cinemática del cuarto grado de libertad. Fuente: elaboración propia.

4.3.1.2. ADAPTACIONES AL DISEÑO ORIGINAL

Habiendo descrito el mecanismo original, del cual puede obtenerse más detalle en la página oficial del proyecto [15], se procede a enumerar y describir las reformas realizadas para adaptarlo a las especificaciones buscadas en el presente proyecto.

- Dimensión y cantidad de eslabones

Se definieron teniendo en cuenta que el robot se desplazará en un pasillo de 50 cm de ancho y que se espera que se posicione en el medio del mismo. Se deduce que 25 cm es la mínima medida para que el robot alcance un tomate que se encuentre justo sobre el plano exterior al camellón, lo cual no es suficiente para el objetivo planteado. Esto se debe a que los tomates no crecen exactamente en dicho plano, entonces se propone agregar un alcance de 10 cm desde el fin de pasillo y comienzo de camellón. Por este motivo, se trabajó pensando en un rango de alcance del brazo de:

$$\frac{500}{2} mm + 100 mm = 350 mm \quad (4.3.1.2.1)$$

Se definieron 350 mm desde el centro de las guías y se agregaron 85 mm extras para que se recojan tomates que se encuentren a una profundidad mayor. Principalmente porque los tomates suelen brotar de a grupos de 2 o 3, y con este valor podrán ser alcanzados de a grupos sin realizar tantos movimientos. También, como es una etapa inicial, sirve para anticiparse a necesidades futuras por diseños de otras partes. Finalmente:

$$350 mm + 85 mm = 435 mm \quad (4.3.1.2.2)$$

Se procedió a definir la cantidad de eslabones. Se propusieron 3 opciones:

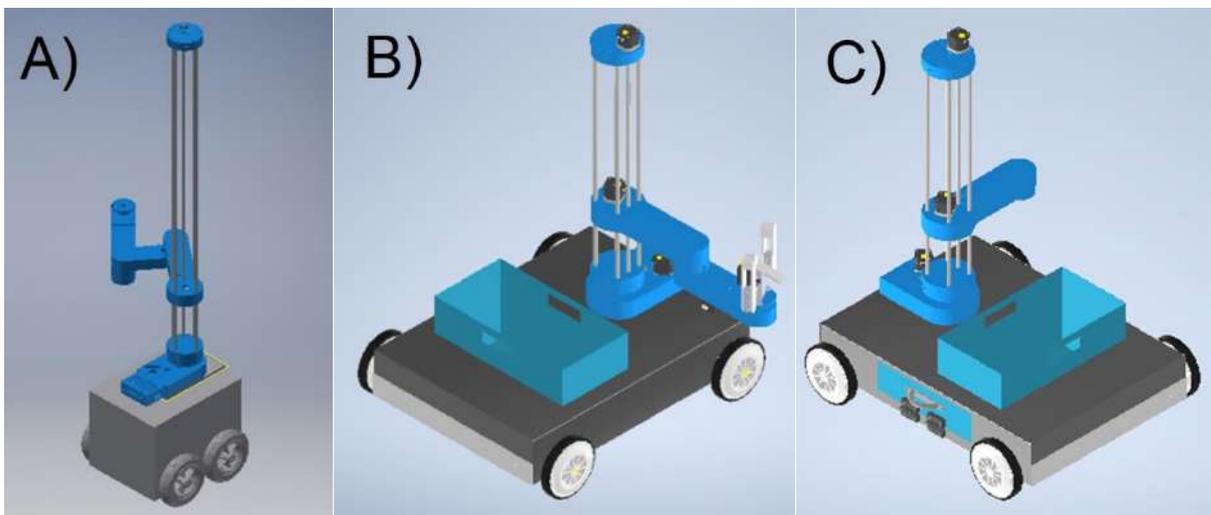


Figura 18. Opciones con 3 (a), 2 (b) y 1 (c) eslabones. Fuente: elaboración propia.

Un diseño con tres eslabones Figura 18(a) complejiza la estructura, agrega partes, costo y peso, además de concentradores de tensión, pero aumenta el acceso dentro de la planta. Sin embargo, no se cuenta con experiencias pasadas que validen su aplicación.

Por otro lado, un diseño con dos eslabones Figura 18(b) representa la estructura original, por lo que se sabe que ha funcionado. Ofrece una accesibilidad intermedia entre tres brazos y uno. En cuanto a la cantidad de partes y complejidad de estructura, se puede categorizar como intermedia.

Por último, tener un eslabón Figura 18(c) significa simplicidad constructiva y menor peso. Se controla con dos grados de libertad. Como desventaja, tiene muy baja accesibilidad y requerirá de muchos movimientos del carro para realizar una operación que, el de dos eslabones podría simplificar a una rotación de un eslabón. No se cuenta con experiencias pasadas que validen su aplicación.

De este análisis, se concluye que se utilizará la disposición de dos eslabones.

Para definir los largos de los eslabones, se precisó conocer las longitudes originales de las partes involucradas que fueron medidas a partir del *software* 3D utilizado, Inventor de

Autodesk. Se tomó desde el centro de las guías, que coincidirá con el centro del pasillo, hasta el eje de la pinza, que coincidirá con el eje del tallo del tomate. Es importante aclarar que, dado que el objetivo principal de esta tesis no abarca el análisis exhaustivo de los procesos de fabricación, las dimensiones precisas presentadas en Inventor deben ser interpretadas como referencias conceptuales, y no como indicaciones estrictas de tolerancias de fabricación. Este factor de consideración adquiere relevancia en el futuro, especialmente cuando se formule el diseño detallado del proceso de fabricación.

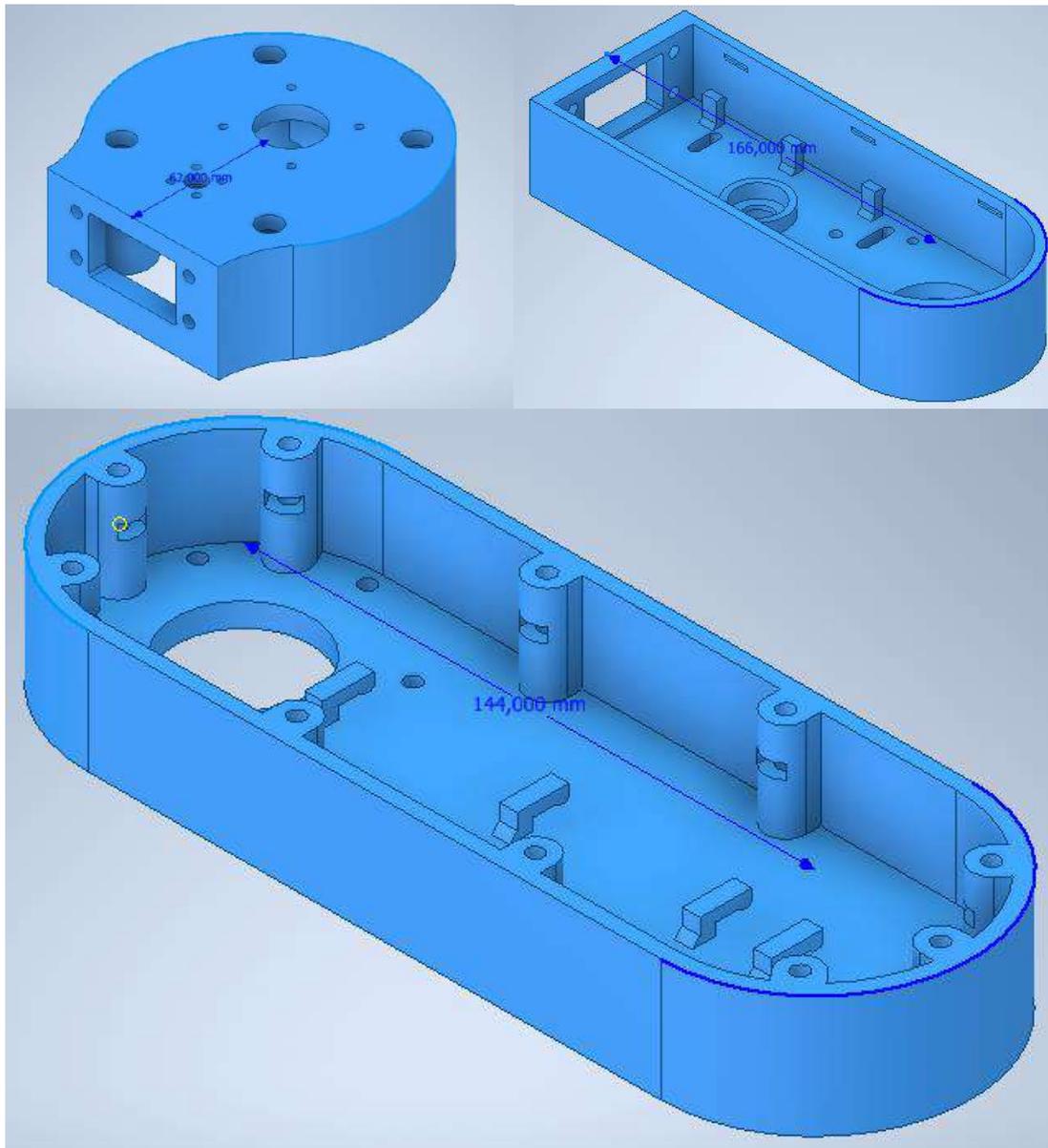


Figura 19. Distancia entre centros original de los eslabones. Fuente: elaboración propia.

Como se observa en la Figura 19. Distancia entre centros original de los eslabones. Fuente: elaboración propia., el diseño cuenta con 372 mm ($62\text{mm}+166\text{mm}+144\text{mm}$) desde el centro del brazo, dimensión inferior a los 435 mm deseados. Es por eso que fue necesario incrementar una o varias longitudes:

$$435 \text{ mm} - 372 \text{ mm} = 63 \text{ mm}$$

(4.3.1.2.3)

Si se hubiera deseado aumentar la longitud del eslabón 1, se debería haber modificado la longitud de las correas y cambiado el posicionamiento de poleas, agujeros y rodamientos. Se debería haber tenido en cuenta factores que, por tratarse de un proyecto probado empíricamente, no hubieran podido ser analizados si no se realizase la modificación. En cambio, si se modificase el largo del segundo eslabón, bastaría con modificar el posicionamiento del agujero para introducir el árbol del motor, para que siga cumpliendo con las funcionalidades para lo que fue diseñado.

Cabe aclarar que aumentar la longitud de eslabones, genera un momento flector mayor. Más adelante, se detallará el análisis realizado para corroborar si el mecanismo se sobrepone a los criterios de falla que se creyeron de interés.

De esta manera, se incrementó a 207 mm la mitad del segundo eslabón quedando las nuevas medidas como se muestra en la Figura 20. Distancia entre centros modificada del eslabón dos. Fuente: elaboración propia.:

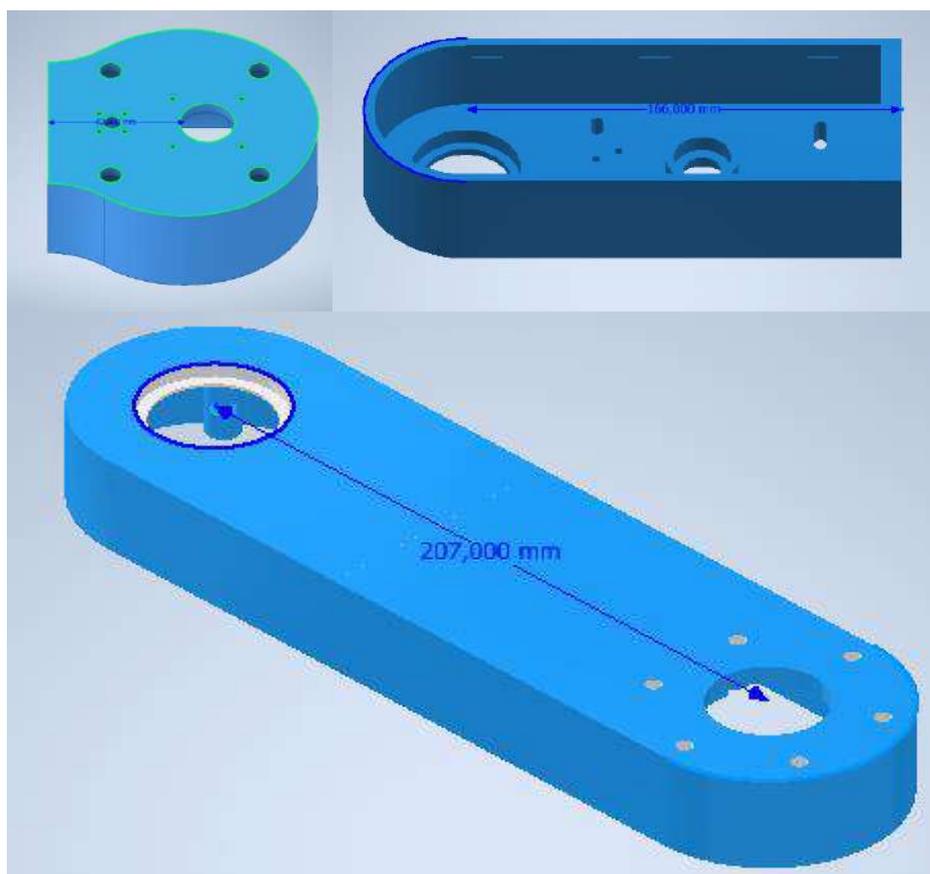


Figura 20. Distancia entre centros modificada del eslabón dos. Fuente: elaboración propia.

- Altura de guías

En esta etapa del diseño no fue posible definir la altura de las guías, debido a que no se conocía la altura del carro, sistema de suspensión ni diámetro de ruedas. Pero se aclara esta consideración ya que se definirá más adelante.

- Tipo de pinza

Cabe mencionar que el brazo robótico en cuestión cuenta con la pinza diseñada por el inventor, es decir la del diseño original. De cualquier forma se analizó la utilización de otro sistema de pinza para obtener el mejor resultado.

En particular, existe un modelo de pinza que se utiliza mucho en robots SCARA cuando se trata de manipulación de objetos de dimensiones pequeñas. Consiste en un movimiento sincrónico de los “dedos” generado por un par de engranajes de igual módulo y accionado por un serbo motor. Su principal desventaja es que, para tomar el tomate, será necesario ejercer cierta presión y las dimensiones de esta pinza son reducidas, por lo que la estructura no tolera grandes tensiones, siendo que se pretende que sea de un material poco denso, de forma que no genere un gran momento flector en el brazo. Además, sería necesario realizar varias reformas y cálculos en sus piezas para que logre tomar un tomate que se estima con un diámetro máximo de 10 cm.



Figura 21. Imágenes de pinza comúnmente utilizada en robots SCARA. Fuente: [16] [17] [18].

También se pensó en introducir algún método de corte por desgarramiento de tallo. La solución resultó poco práctica por varios motivos, como son el tiempo de corte, desgaste, cantidad de piezas, costo y poca simplicidad constructiva.

El modelo de pinza que viene incorporado al brazo robótico original tiene dimensiones más robustas. Si se lo compara con la pinza anterior, es más rígido y resistente, para un mismo material. Las modificaciones que deberían realizarse para poder manipular un tomate de 10 cm de diámetro son simples y consisten en aumentar algunas dimensiones.

Debido a estos motivos, se decidió seguir utilizando el modelo de pinza del diseño original, aunque se le realizaron ciertas modificaciones para adaptarlo a los requerimientos del presente proyecto.

En primer lugar, se redondearon las puntas de las partes que sostendrán el tomate.

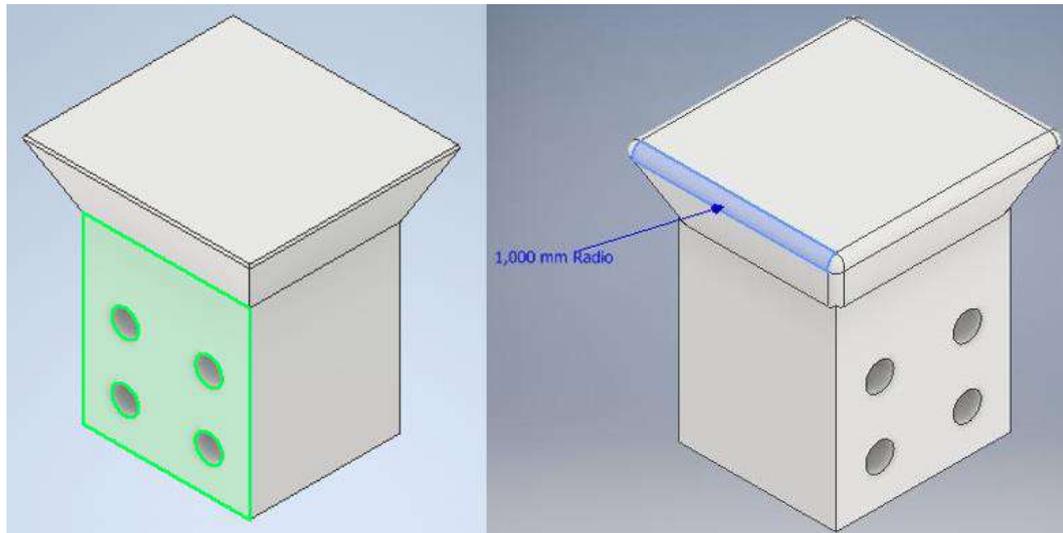


Figura 22. Modificación de puntas de pinza. Fuente: elaboración propia.

La distancia máxima de separación entre estas partes es de 68 mm, se pretendió alcanzar los 100 mm y un poco más por cuestiones de par motor. Se utilizaron 102 mm.

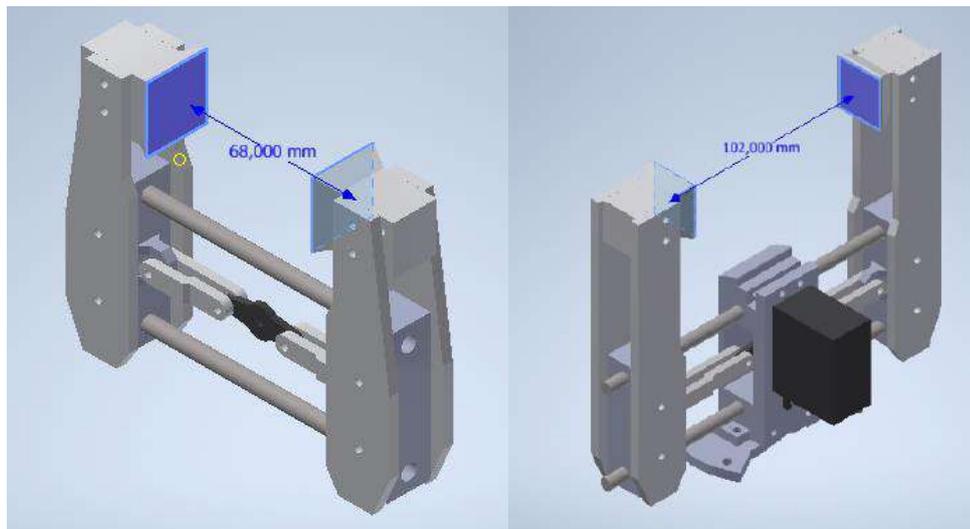


Figura 23. Modificación en separación entre partes de pinza. Fuente: elaboración propia.

Para compensar esta distancia adicional, se aumentó el largo de los ejes.

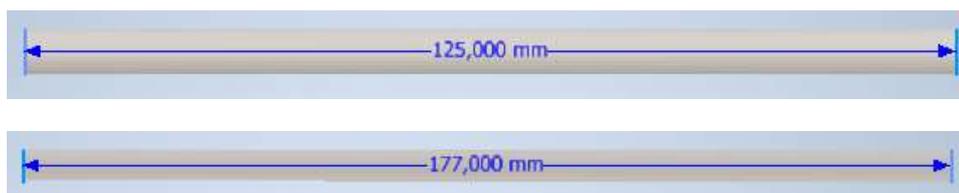


Figura 24. Modificación en largo de los ejes. Fuente: elaboración propia.

Se alargaron las uniones exteriores para dejar espacio en la otra dimensión para el tomate.

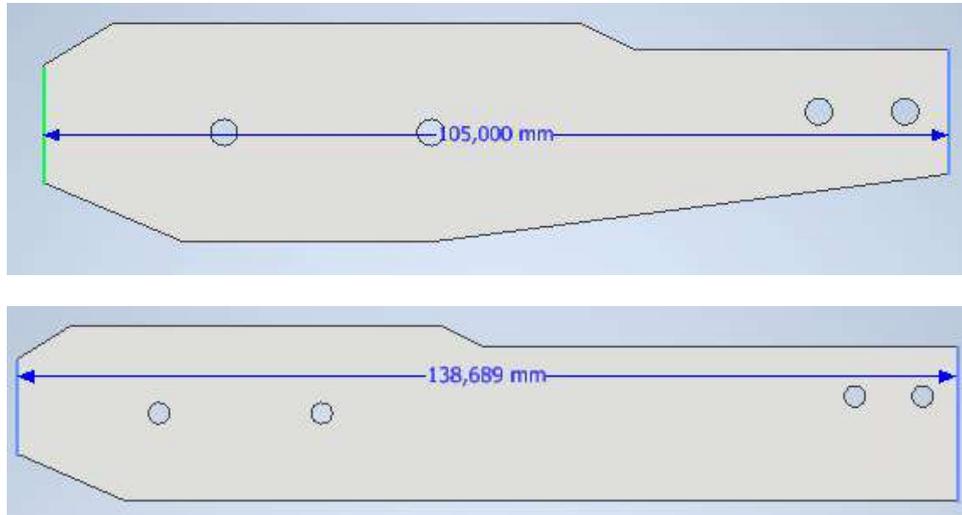


Figura 25. Uniones exteriores de pinza. Fuente: elaboración propia.

Finalmente, se le colocó un desviador, para direccionar la caída del tomate hacia un canasto que almacenará lo cosechado.

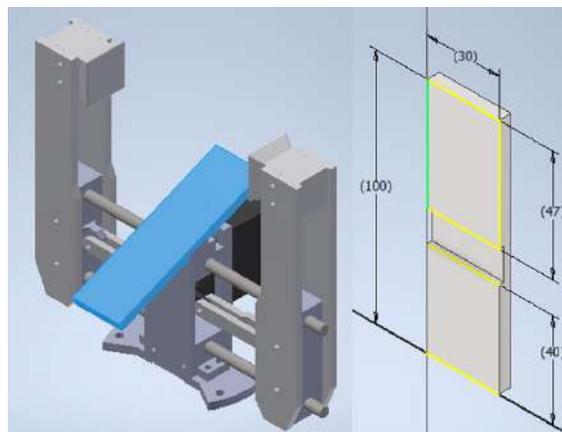


Figura 26. Desviador de tomate. Fuente: elaboración propia.

Se unirá mediante una fijación adhesiva. Para tomar esta decisión, se consideraron como opciones las uniones mecánicas, térmicas o adhesivas.

- En el primer caso, la unión mecánica mediante tornillo no hubiera sido posible debido a las características de diseño de la pinza. No hay espacio para colocarlo, por lo que se debería cambiar el diseño de otras partes, lo que resultaría mas complicado. Además, la fabricación sería mas compleja.
- En cuanto a la unión térmica, es posible realizarla con este tipo de plásticos. El problema principal de escoger esta opción, es que se dependería de personal capacitado en soldadura de plástico ABS para poder realizar el montaje, lo cual reduce la practicidad del diseño. Por otra parte, las propiedades del plástico en

la zona de soldadura cambiarían, es conveniente que esto no suceda, sobretodo porque es donde el tomate caerá repetidamente. Por otra parte, no sería posible separar las partes una vez realizada la soldadura. Esto podría generar problemas para el mantenimiento, o incluso en el montaje si no se realiza con cuidado.

- Finalmente, la unión adhesiva es fácil de realizar y no requiere espacio extra ni reformas del diseño de la pinza. Por estos motivos, se destaca frente a las otras, aunque, al igual que en el caso de la unión térmica, una vez realizada, no es conveniente intentar separarla.

Se tuvo que modificar la base inicial para su colocación como se muestra en la Figura 27. Existen dos tipos de adhesivos, los anaeróbicos y los cianoacrilatos. Los adhesivos anaeróbicos son una opción ideal para unir metales y plásticos termoestables en invernaderos debido a su resistencia a las condiciones ambientales, especialmente en ambientes húmedos y cálidos. En comparación, los adhesivos cianoacrilatos pueden no ser tan efectivos en estas condiciones y no son tan resistentes como los adhesivos anaeróbicos. Por lo tanto, elegir un adhesivo anaeróbico que tenga las propiedades necesarias para unir los materiales adecuados y soportar las condiciones ambientales es la mejor opción para la construcción y reparación de estos recintos. Es importante considerar las propiedades específicas del adhesivo y seguir las instrucciones del fabricante para garantizar una aplicación adecuada y segura.

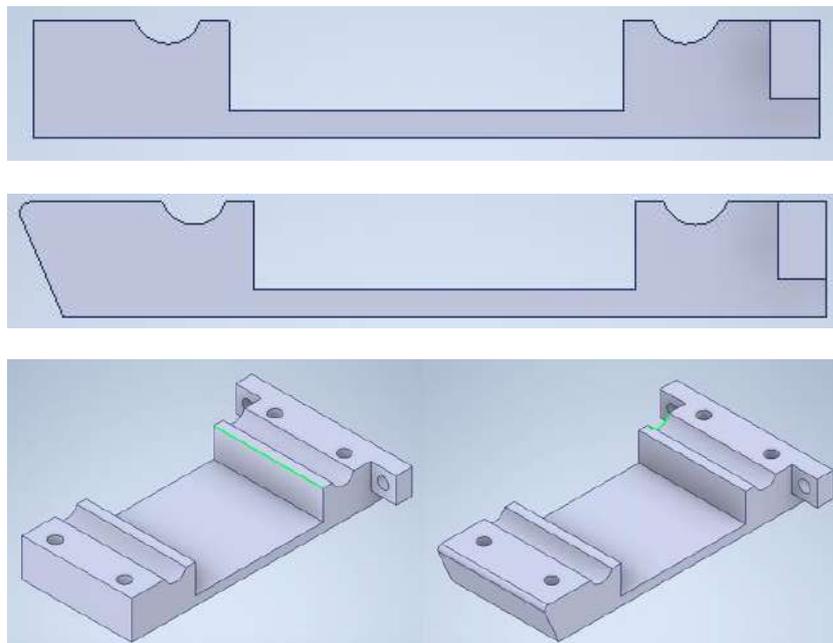


Figura 27. Modificación de base inicial para añadir el desviador. Primera imagen: vista lateral de base original. Segunda imagen: vista lateral de base modificada. Tercera imagen izquierda: vista isométrica de base original. Tercera imagen derecha: vista isométrica de base modificada. Fuente: elaboración propia.

- Sentido de agarre de pinza

Habiendo seleccionado este mecanismo de pinza, se debe tener en cuenta que el sentido de agarre original no es apto para el corte de tomate. Es por ello que se realizaron

modificaciones en el eslabón dos para que la pinza pueda ser montada en el sentido normal al suelo, similar a como se encuentra la mano en la Figura 6.

Como se puede ver de las Figura 19 y Figura 20, el eslabón dos pasó de medir 144 mm a 207 mm. Es decir, que se agregaron 63 mm. Una solución práctica al posicionamiento del motor y sistema de transmisión es mover el agujero de su cavidad la misma distancia hacia el extremo donde se encuentra la pinza.

En la siguiente imagen se puede ver la posición inicial del agujero para el motor y la corta distancia hasta el eje de la pinza.

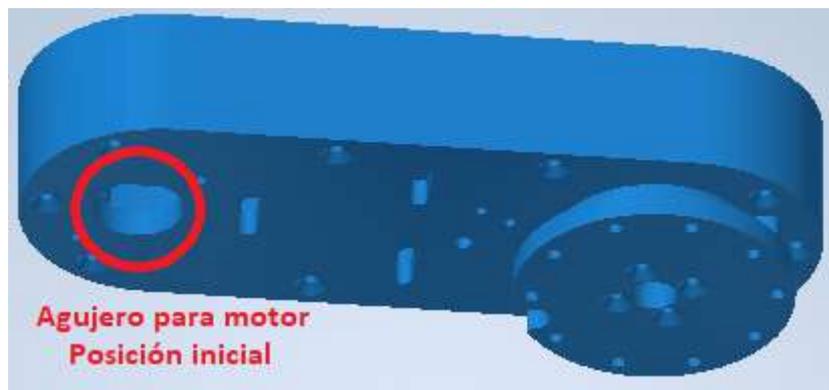


Figura 28. Posición inicial del agujero para el motor. Fuente: elaboración propia.

La Figura 29 muestra el resultado de modificar la posición del agujero para el motor una distancia marcada por la línea roja y variar el sentido de la pinza 180°.

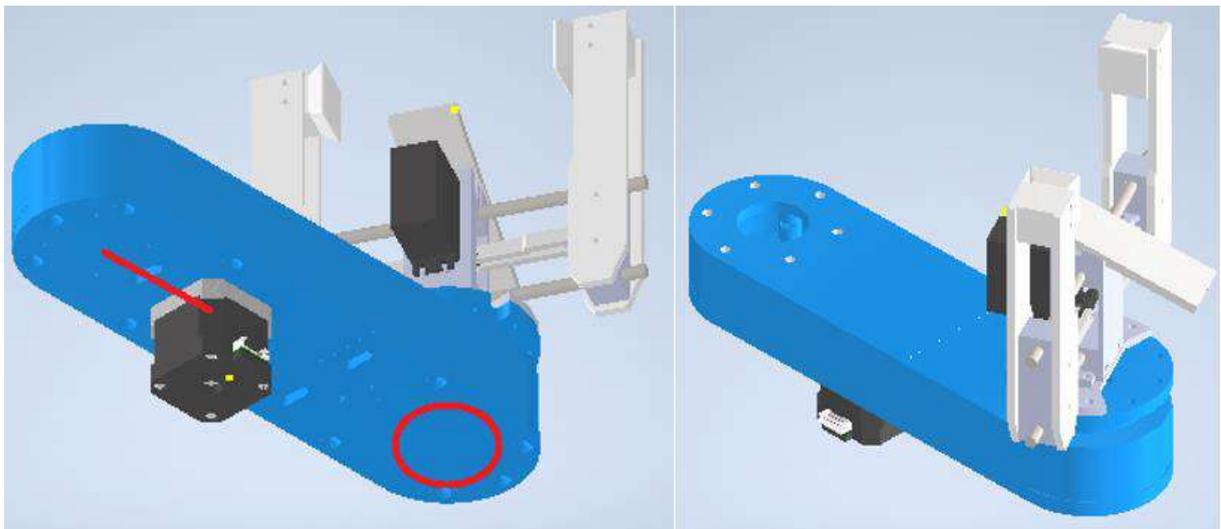


Figura 29. Modificación de la posición del agujero del motor. Fuente: elaboración propia.

4.3.1.3. TORNILLILLO DE MOVIMIENTO

El tornillo de movimiento seleccionado es uno con rosca ACME, comúnmente utilizado en CNC (Control numérico computarizado), impresión 3D, robótica y otras aplicaciones. Su elección se debe a la compatibilidad con el proyecto y a su gran disponibilidad.



Figura 30. Tornillo de movimiento. Fuente: [19].

Para garantizar el correcto funcionamiento del robot se realizara la verificación del tornillo seleccionado.

Diámetro mayor d (in)	Diámetro medio d_m (in)	Diámetro menor d_r (in)	Paso p (in)	Hilos por pulgada	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)
0.250	0.219	0.188	0.063	16	0.032
0.313	0.277	0.241	0.071	14	0.053
0.375	0.333	0.292	0.083	12	0.077
0.438	0.396	0.354	0.083	12	0.110
0.500	0.450	0.400	0.100	10	0.142
0.625	0.563	0.500	0.125	8	0.222
0.750	0.667	0.583	0.167	6	0.307
0.875	0.792	0.708	0.167	6	0.442
1.000	0.900	0.800	0.200	5	0.568
1.125	1.025	0.925	0.200	5	0.747
1.250	1.150	1.050	0.200	5	0.950
1.375	1.250	1.125	0.250	4	1.108
1.500	1.375	1.250	0.250	4	1.353
1.750	1.625	1.500	0.250	4	1.918
2.000	1.875	1.750	0.250	4	2.580

Figura 31. Tabla de dimensiones para tornillos de movimiento. Fuente: [20].

Las características del tornillo a utilizar son:

- Diámetro mayor (d): 0,313 [in]
- Diámetro medio (d_m): 0,277 [in]
- Diámetro menor (d_r): 0,241 [in]
- Paso (p): 0,071 [in]
- Área de esfuerzo a tracción (A_t): 0,053 [in²]
- Hilos por pulgada: 14
- Avance por revolución: 0,071 [in]
- Inicios de rosca: 1

- Material: Acero inoxidable AISI 302

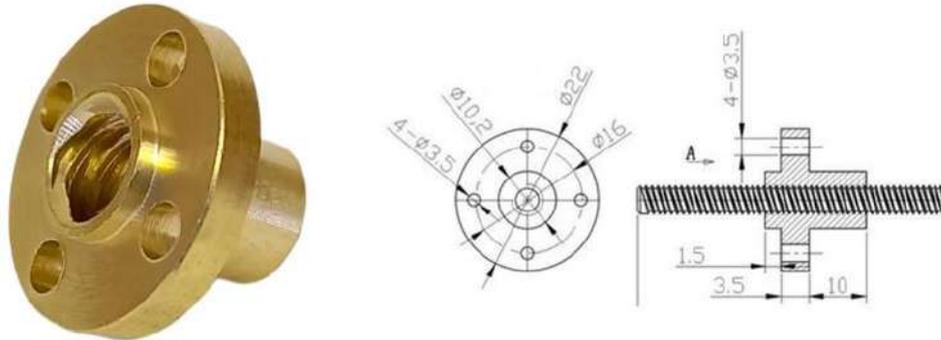


Figura 32. Tuerca de tornillo de movimiento. Fuente: [21].

Las características de la tuerca a utilizar son:

- Longitud de la tuerca (L_T): 15 [mm]
- Paso (p): 0,071 [in]
- Material: Latón

Se calcula la carga máxima que tiene que desplazar el tornillo. Dicho valor estimado es calculado a partir del valor obtenido por Inventor del peso que debe mover el tornillo, adicionando el peso de un tomate, para suponer la condición de carga máxima.

$$F = 3,9 \text{ kg} * g = 38,2 \text{ N} \quad (4.3.1.3.1)$$

Se verifica si el tornillo cumple la condición de irreversibilidad garantizando el auto aseguramiento. Es decir, que al elevar el acoplado y dejar de aplicar momento al tornillo, éste no se desenrosque y se baje.

El material del tornillo será acero inoxidable AISI 302 y el material de la tuerca será latón. A continuación, se provee una tabla (Figura 33. Coeficiente de roces según materiales en contacto. Fuente: .) para poder ver el coeficiente de roce entre los materiales elegidos.

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, aceite para máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

Figura 33. Coeficiente de roces según materiales en contacto. Fuente: [22].

Las ecuaciones del torque para subir y bajar la carga en el caso de las roscas trapecoidales se muestra en la Figura 34 y se demuestra en el [Anexo V](#):

$$T_s = F \frac{d_m}{2} \frac{l + \frac{\mu \pi d_m}{\cos \alpha_f}}{\pi d_m - \frac{\mu l}{\cos \alpha_f}} = F \frac{d_m}{2} \frac{\tan \lambda + \frac{\mu}{\cos \alpha_f}}{1 - \frac{\mu \tan \lambda}{\cos \alpha_f}}$$

$$T_b = F \frac{d_m}{2} \frac{\frac{\mu \pi d_m}{\cos \alpha_f} - l}{\pi d_m + \frac{\mu l}{\cos \alpha_f}} = F \frac{d_m}{2} \frac{\frac{\mu}{\cos \alpha_f} - \tan \lambda}{1 + \frac{\mu \tan \lambda}{\cos \alpha_f}}$$

Figura 34. Ecuaciones del torque para subir y bajar carga en tornillo de movimiento con rosca trapezoidal. Fuente: [20].

Estas ecuaciones pueden utilizarse tanto para roscas trapezoidales como para roscas cuadradas. Para rosca ACME $\alpha_f = 14.5^\circ$ y para rosca cuadrada $\alpha_f = 0$.

De la primera ecuación se puede concluir que el par para subir la carga es siempre positivo; esto no ocurre con el par para bajarla. Por ejemplo, de la segunda ecuación se concluye que si $\cos(\alpha_f) < \tan(\lambda)$ (o si $\mu \pi d_m / \cos(\alpha_f) < l$), T_b es menor que cero; esto significa que la carga descenderá por sí sola, a menos que se aplique un par T_b (dado por la ecuación) que se oponga a este movimiento. Cuando $\mu / \cos(\alpha_f) > \tan(\lambda)$ (o $\mu \pi d_m / \cos(\alpha_f) > l$), el tornillo no girará solo y la carga permanecerá en su sitio; cuando esta condición se cumple se dice que el tornillo es autoasegurante. Por lo tanto, se puede afirmar que el tornillo es autoasegurante si:

$$\mu > \tan(\lambda) \cos(\alpha_f) \quad (4.3.1.3.2)$$

Despejando $\tan(\lambda)$ de la ecuación anterior, el ángulo de avance máximo resulta:

$$\frac{\mu}{\cos \alpha_f} = \tan \lambda \rightarrow \lambda_{\max} = 8,81 [^\circ] \quad (4.3.1.3.3)$$

Luego comparando este valor de ángulo de avance resultante debido a las características del tornillo resulta:

$$\lambda_{\text{tornillo}} = \frac{P}{\pi * d_m} = \frac{0,071[\text{in}]}{\pi * 0,277[\text{in}]} * \frac{180[^\circ]}{\pi[\text{rad}]} = 4,68[^\circ] \quad (4.3.1.3.4)$$

De esta forma, el ángulo de avance del tornillo es menor que el máximo y se cumple la condición de irreversibilidad, es decir, necesita que se le aplique una carga para bajar el tornillo. Esto otorga la oportunidad de desconectar el motor conectado al tornillo, ahorrando energía, sin que este se gire.

El torque necesario para subir o bajar se calculó como:

$$T_s' = T_s + T_c$$

$$T_b' = T_b + T_c \quad (4.3.1.3.5)$$

El par de subida, T_s , se obtuvo de la siguiente ecuación:

$$T_s = F * \frac{d_m}{2} * \frac{\tan \lambda + \frac{\mu}{\cos \alpha_f}}{1 - \frac{\mu}{\cos \alpha_f} * \tan \lambda} \quad (4.3.1.3.6)$$

Donde:

- d_m es el diámetro medio del tornillo
- F es el peso de la carga a elevar
- λ el ángulo de avance
- μ el coeficiente de rozamiento.

El par de bajada, T_b , se calculó a partir de la siguiente ecuación:

$$T_b = F * \frac{d_m}{2} * \frac{\frac{\mu}{\cos \alpha_f} - \tan \lambda}{1 + \frac{\mu}{\cos \alpha_f} * \tan \lambda} \quad (4.3.1.3.7)$$

De esta forma el torque de subida, T_s , resulta:

$$T_s = (38,2 \text{ [N]} * \frac{0,277 \text{ [in]}}{2} * \frac{\tan(4,68^\circ) + \frac{0,15}{\cos(14,5^\circ)}}{1 - \frac{0,15}{\cos(14,5^\circ)} * \tan(4,68^\circ)}) \quad (4.3.1.3.8)$$

$$T_s = 1,269 \text{ [N * in]} = 0,032 \text{ [N * m]}$$

En este caso, el torque de subida total (T_s') es igual al torque de subida (T_s) al no encontrarse un cojinete que genere una carga adicional ($T_c=0$).

El torque de bajada es menor al de subida ya que la fuerza peso de la carga está en el mismo sentido del desplazamiento, por lo tanto, no se calculará.

Para accionar el tornillo de movimiento se utiliza un motor NEMA 17. La justificación de esta elección y las características del mismo, se encuentran detalladas en el apartado "7.1. MOTOR NEMA 17". Al ingresar con el torque de subida en la curva característica de par del motor NEMA 17 para una tensión de 24V, obtenemos una velocidad de giro máxima de 800 RPM (ver Figura 35. Curva característica del par motor. Fuente:.). Al tener en cuenta que la tensión nominal real del sistema será de 36V se puede concluir que la velocidad de giro máxima real para el tornillo de movimiento será superior a 800 RPM. Conociendo el avance por revolución el cual es de 0,071 in (aproximadamente 1,80 mm) se puede obtener el avance máximo por segundo el cual resulta ser superior a 24 mm/s.

Curva característica del par

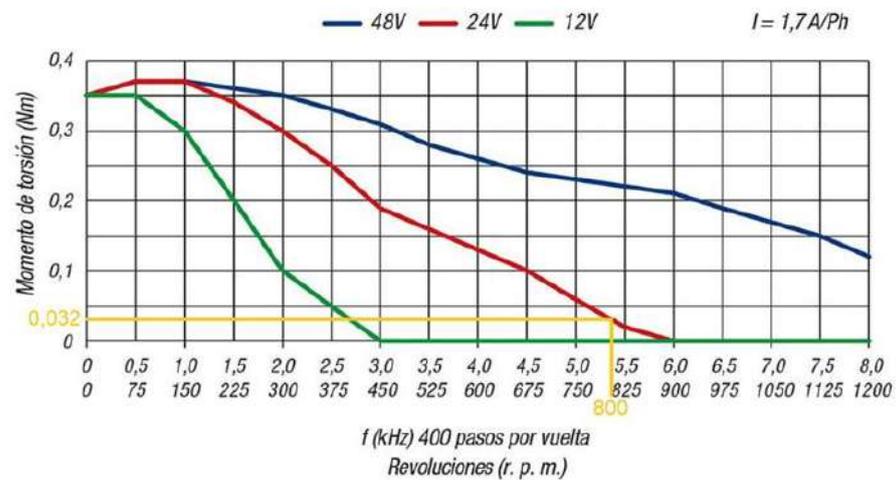


Figura 35. Curva característica del par motor. Fuente: [23].

El núcleo del tornillo está sometido a una combinación de carga axial y torsión, tal como se muestra en la Figura 36. Tornillo de potencia. Fuente:..

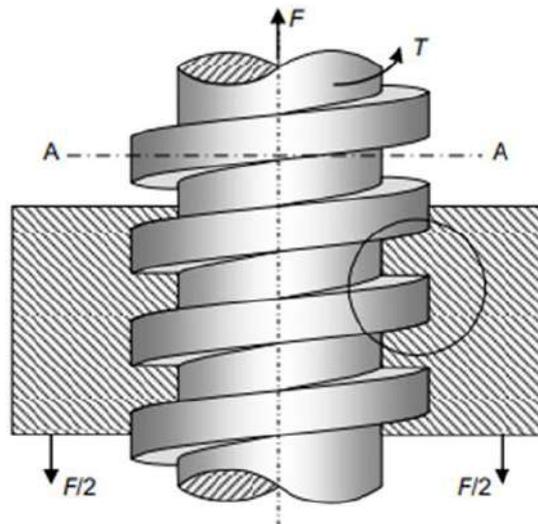


Figura 36. Tornillo de potencia. Fuente: [20].

La fuerza axial puede ser de tracción o de compresión dependiendo de la forma en que opere el tornillo. Teóricamente, y sin tener en cuenta la concentración de esfuerzos causada por la hélice del filete, el esfuerzo debido a la fuerza axial (S_t), se distribuye uniformemente y está dado por:

$$S_t = \pm \frac{F}{A_t} \quad (4.3.1.3.9)$$

Donde:

- F es la carga axial
- El signo “+” se toma cuando la carga es de tracción y el signo “-” cuando la carga es de compresión.
- A_t es el área de esfuerzo a tracción.

$$S_t = + \frac{38,2[\text{N}]}{0,053\text{in}^2 * 645,16 [\text{mm}^2/\text{in}^2]} = 1,12 [\text{MPa}] \quad (4.3.1.3.9)$$

Para el cálculo del esfuerzo cortante producido por el par de torsión, se asumió que el área del núcleo es igual a la de un círculo con diámetro igual al diámetro interior del tornillo, d_i ; el esfuerzo cortante máximo ocurre en la periferia de la sección y está dado por:

$$S_{sT} = \frac{16 * T_s}{\pi * d_r^3} = \frac{16 * 0,032 [\text{Nm}]}{\pi * (0,241 \text{ in} * (25,4 [\text{mm}]/[\text{in}])/1000 [\text{mm}]/[\text{m}])^3} = 0,71 [\text{MPa}] \quad (4.3.1.3.10)$$

Considerando estas dos sollicitaciones, el estado de esfuerzo en el punto crítico es el mostrado en la Figura 37. Estado de esfuerzo del punto crítico del núcleo del tornillo. Fuente:.. Si el material del tornillo es dúctil se puede utilizar la teoría del esfuerzo cortante máximo o la del esfuerzo cortante octaédrico/von Mises, las cuales están dadas por:

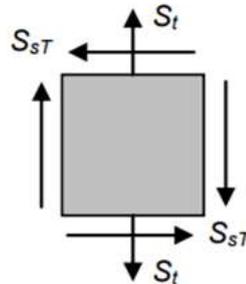


Figura 37. Estado de esfuerzo del punto crítico del núcleo del tornillo. Fuente: [20].

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{S_t}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{S_{sT}}{S_{ys}}\right)^2 \quad (4.3.1.3.11)$$

Donde:

- $S_{ys} = 0,5S_y$, para la TECM.
- $S_{ys} = 0,577S_y$, para la TECO/von Mises.

Siendo el tornillo de acero AISI 302 cuya tensión de fluencia es $S_y = 210 \text{ MPa}$, resulta:

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{1,12 [\text{MPa}]}{210 [\text{MPa}]}\right)^2 + \left(\frac{0,71 [\text{MPa}]}{0,577 * 210 [\text{MPa}]}\right)^2 \rightarrow N = 126,21 \quad (4.3.1.3.12)$$

Como se puede observar, el criterio de Von Mises nos da un coeficiente de seguridad superior a 126, por lo cual el núcleo está sobredimensionado para este caso de tensiones combinadas.

Los flancos de los filetes del tornillo y de la tuerca soportan una carga de aplastamiento (compresión) a lo largo y ancho de toda la superficie de contacto, debido a que la fuerza F es transmitida del tornillo a la tuerca a través de los flancos.

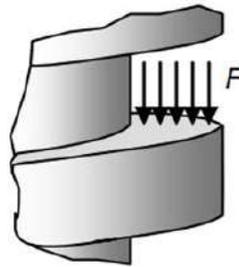


Figura 38. Carga de aplastamiento en flancos del tornillo. Fuente: [20].

La carga puede producir deformación plástica si el esfuerzo normal de compresión excede la resistencia de fluencia en compresión. Suponiendo que el esfuerzo se distribuye uniformemente en toda la superficie, éste puede calcularse como:

$$S_{ap} = \frac{F}{A_{ap}} \quad (4.3.1.3.13)$$

Donde A_{ap} es el área sometida a aplastamiento, la cual puede determinarse como:

$$A_{ap} = \pi * d_m * h * n_f \quad \text{donde } 1 \leq n_f \leq \frac{L_T}{p} \quad (4.3.1.3.14)$$

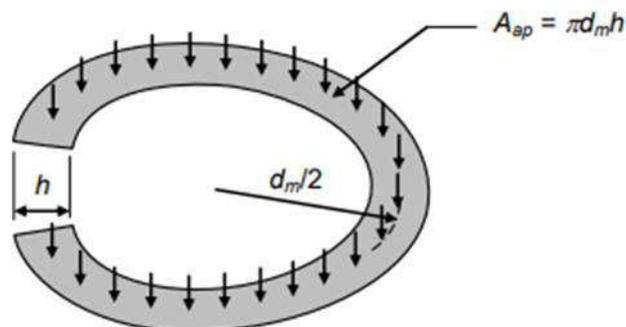


Figura 39. Sección de un filete de tornillo sometida a aplastamiento. Fuente: [20].

Donde h es la altura de trabajo del filete, dada en la siguiente tabla (Figura 40. Altura de trabajo del filete de roscas estándar. Fuente:.), en función del paso (p):

Tipo de filete	h
Cuadrada	$p/2$
Acme	$p/2$
Diente de sierra	$0.663p$

Figura 40. Altura de trabajo del filete de roscas estándar. Fuente: [20].

La longitud real de la tuerca a utilizar es:

$$L_T = 15 \text{ [mm]} = 0,59 \text{ [in]}$$

Y el valor de nf se determina para que quede en el siguiente rango:

$$1 \leq nf \leq \frac{0,59 \text{ [in]}}{0,071 \text{ [in]}} = 8,3$$

Este valor (nf) tiene en cuenta que el esfuerzo no se distribuye uniformemente en todos los filetes debido a errores de manufactura y se considera menor o igual que el número de filetes del tornillo en contacto con la tuerca. Estimando la distribución de la carga en un 90% del número de filetes en contacto entre tornillo y tuerca obtenemos igual a:

$$nf = \frac{90}{100} * 8,3 = 7,47 \quad (4.3.1.3.15)$$

Para el aplastamiento, debe verificarse que el esfuerzo no sobrepase los valores permisibles o de diseño de los materiales del tornillo y de la tuerca:

$$S_{ap} \leq S_{d-ap} = \frac{S_{Yc}}{N_{ap}} \quad (4.3.1.3.16)$$

$$S_{ap} = \frac{38,2 \text{ [N]}}{\pi * 0,277 \text{ [in]} * \frac{0,071 \text{ [in]}}{2} * 7,47} = 165,53 \left[\frac{\text{N}}{\text{in}^2} \right] = 0,26 \text{ [MPa]} \quad (4.3.1.3.17)$$

$$S_{Yc} \text{ (Latón)} = 90 - 350 \text{ [MPa]} \quad (4.3.1.3.18)$$

$$S_{Yc} \text{ (Acero AISI 302)} = 210 \text{ [MPa]} \quad (4.3.1.3.19)$$

Siendo conservadores, se realizará la verificación considerando $S_{Yc} = 90 \text{ MPa}$.

$$N_{ap} = \frac{90 \text{ [MPa]}}{0,26 \text{ [MPa]}} = 346,15$$

Esto no indica que el factor de seguridad resulta ser superior a 346, al superar ampliamente la unidad se considera verificado el conjunto tuerca y tornillo al aplastamiento.

Los filetes del tornillo y de la tuerca pueden, también, fallar por esfuerzo cortante, produciéndose el barrido de éstos, tal como se muestra en la Figura 41. Barrido de filetes por esfuerzo cortante. Fuente:..

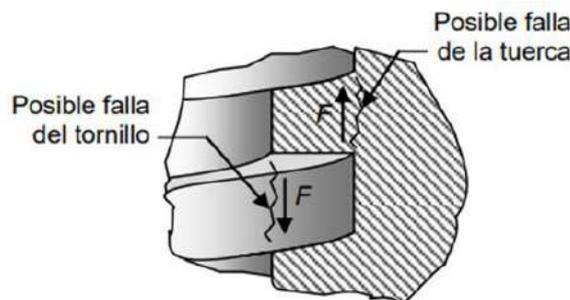


Figura 41. Barrido de filetes por esfuerzo cortante. Fuente: [20].

Según Norton, el esfuerzo máximo por cortante puede calcularse como el esfuerzo promedio, que es igual a la fuerza total que se transmite del tornillo a la tuerca (F), dividida por el área total de la raíz del filete (A_{ba}). Por otro lado, Budynas y Nisbett consideran el filete como una viga en voladizo y, consecuentemente, el esfuerzo cortante máximo sería 1.5 veces el esfuerzo promedio. Adoptando el método más conservador:

$$S_{sba} = \frac{3}{2} \frac{F}{A_{ba}} \quad (4.3.1.3.20)$$

El área A_{ba} está dada por las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} A_{ba} &= \pi d_r (W_i p) n_f && \text{para el tornillo} \\ A_{ba} &= \pi d (W_o p) n_f && \text{para la tuerca} \end{aligned} \quad (4.3.1.3.21)$$

Donde:

- W_i y W_o son constantes que dependen del tipo de rosca y se dan en la siguiente tabla (Figura 42. Coeficientes W_i y W_o para roscas estándar. Fuente:.):

Tipo de filete	W_i	W_o
UNS/ISO	0.80	0.88
Cuadrada	0.50	0.50
Acme	0.77	0.63
Diente de sierra	0.90	0.83

Figura 42. Coeficientes W_i y W_o para roscas estándar. Fuente: [20].

- n_f tiene en cuenta que el esfuerzo no se distribuye uniformemente en todos los filetes debido a errores de manufactura.

Reemplazando ambos valores para la tuerca y el tornillo se obtiene:

$$A_{ba}(\text{tornillo}) = \pi d_r (W_i p) n_f = \pi * 0,241 [\text{in}] * (0,77 * 0,071 [\text{in}]) * 7,47 = 0,31 [\text{in}^2]$$

$$A_{ba}(\text{tuerca}) = \pi d (W_o p) n_f = \pi * 0,313 [\text{in}] * (0,63 * 0,071 [\text{in}]) * 7,47 = 0,33 [\text{in}^2]$$
(4.3.1.3.22)

Los esfuerzos resultan:

$$S_{Sba}(\text{tornillo}) = \frac{3 F}{2 A_{ba}} = \frac{3 \cdot 38,2 [\text{N}]}{2 \cdot 0,31 [\text{in}^2]} = 184,84 \left[\frac{\text{N}}{\text{in}^2} \right] = 0,29 [\text{MPa}]$$

$$S_{Sba}(\text{tuerca}) = \frac{3 F}{2 A_{ba}} = \frac{3 \cdot 38,2 [\text{N}]}{2 \cdot 0,33 [\text{in}^2]} = 173,64 \left[\frac{\text{N}}{\text{in}^2} \right] = 0,27 [\text{MPa}]$$
(4.3.1.3.23)

Estos esfuerzos no deben sobrepasar los valores de diseño y con la condición de igualdad podemos obtener el coeficiente de seguridad como se muestra a continuación, siendo la tensión de fluencia del acero AISI $S_y = 210$ [MPa] y del Latón $S_y = 90$ [MPa] (valor más conservador):

$$N_{ba}(\text{tornillo}) = \frac{S_{ys}}{S_{Sba}(\text{tornillo})} = \frac{0,577 * 210 [\text{MPa}]}{0,29 [\text{MPa}]} = 417,83$$

$$N_{ba}(\text{tuerca}) = \frac{S_{ys}}{S_{Sba}(\text{tuerca})} = \frac{0,577 * 90 [\text{MPa}]}{0,27 [\text{MPa}]} = 192,33$$
(4.3.1.3.24)

Como se puede observar, los valores de coeficiente de seguridad resultan ser muy superiores a 1, por lo tanto, se verifica el esfuerzo cortante en los filetes.

Otro mecanismo de falla que podría ocurrir es el pandeo. En este caso, no se presenta la posibilidad en el tornillo ya que, al encontrarse sujeto desde la parte superior, los esfuerzos a los que este se encuentra sometido son principalmente de tracción y no de compresión, los cuales son los que pueden generar el pandeo.

Parte del trabajo realizado en una transmisión de tornillo de potencia se entrega al sistema que se está accionando, pero la otra se pierde en forma de calor, debido a la fricción en los flancos.

La eficiencia mecánica de un tornillo de potencia se define igual que en otros sistemas. El trabajo que entra al sistema, debido al par aplicado, es igual al trabajo que sale (el que recibe la máquina accionada), más el trabajo de pérdidas debido a la fuerza de fricción.

Para hacer la deducción de una ecuación apropiada para la eficiencia, calcularemos los trabajos para una vuelta del tornillo. El trabajo efectuado por el par de torsión es igual a éste por el ángulo de giro producido (una vuelta), entonces:

$$U_{\text{entra}} = 2\pi T_s' \quad (4.3.1.3.25)$$

El trabajo que sale es el de la elevación de la carga:

$$U_{\text{sale}} = F * l \quad (4.3.1.3.26)$$

Donde l es el avance del tornillo, es decir el paso.

Por lo tanto, la eficiencia resulta:

$$e = \frac{U_{\text{sale}}}{U_{\text{entra}}} = \frac{F * l}{2\pi T_s'} = \frac{38,2 \text{ N} * 0,071 \text{ in}}{2\pi * 1,269 [\text{N} * \text{in}]} = 34,02\% \quad (4.3.1.3.27)$$

Para transmitir el par generado por el motor N.E.M.A. 17 hacia el tornillo de movimiento estos se unirán mediante un manchón de acople. En este caso particular se utilizarán acoples flexibles de acero inoxidable.



Figura 43. Acople flexible. Fuente: [19].

Se seleccionará un acople acorde el diámetro del árbol del motor y del tornillo. De la siguiente tabla (Figura 44.Catálogo de acoples. Fuente:.) se selecciona el acople de 5 mm a 8 mm.

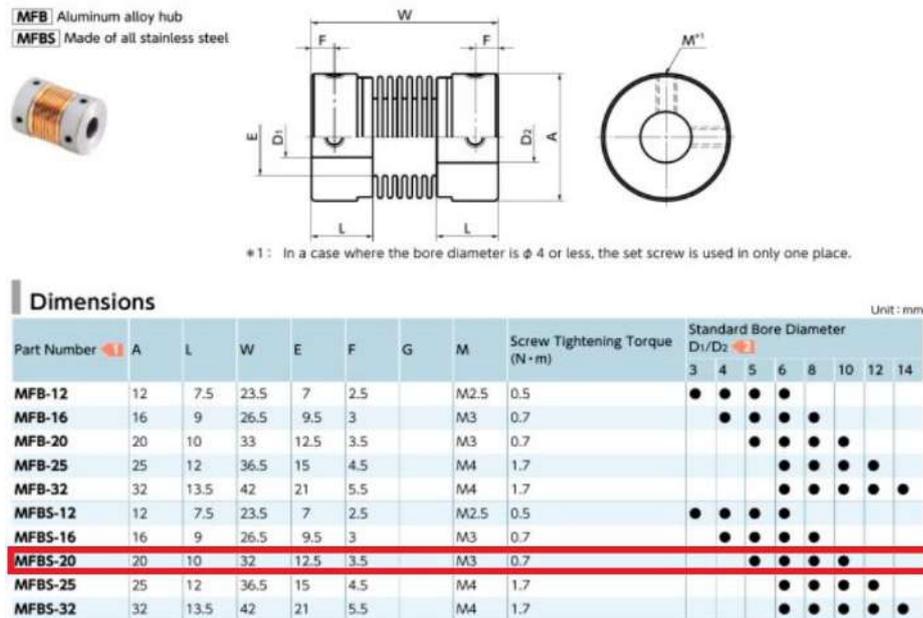


Figura 44.Catálogo de acoples. Fuente: [19].

4.3.2. CARRO

Para el dimensionamiento del carro, se pensó en dos partes: la cubierta y el chasis.

La cubierta debe tener dimensiones tales que quepan dentro los componentes esenciales que se desean transportar, que son: la caja para almacenar tomates, batería y electrónica. Además, como se verá más adelante, se requiere de lugar para motores de ruedas, ejes, rodamientos y apoyos más un espacio extra para manipular los elementos.

El diseño de la cubierta se pensó como una chapa plegada de 1,5 mm que soporta y asegura en su superficie superior al brazo robótico, con un alojamiento para la caja y espacio para el resto de los accesorios. Requirió de muchas iteraciones, ya que se pensó de diferentes formas y con diferentes arreglos de componentes. Al mismo tiempo, fue necesario realizar un prediseño sin conocer ciertas medidas como las de las baterías o de la caja, así como el tipo de suspensión a utilizar, que luego fueron incorporadas al modelo.

El cálculo del volumen de la caja se muestra en el [Anexo I](#). El resultado de la altura de la caja fue de 370 mm. La dimensión (exterior) en la dirección de avance del carro es de 256 mm y la de ancho (exterior) de 416 mm.

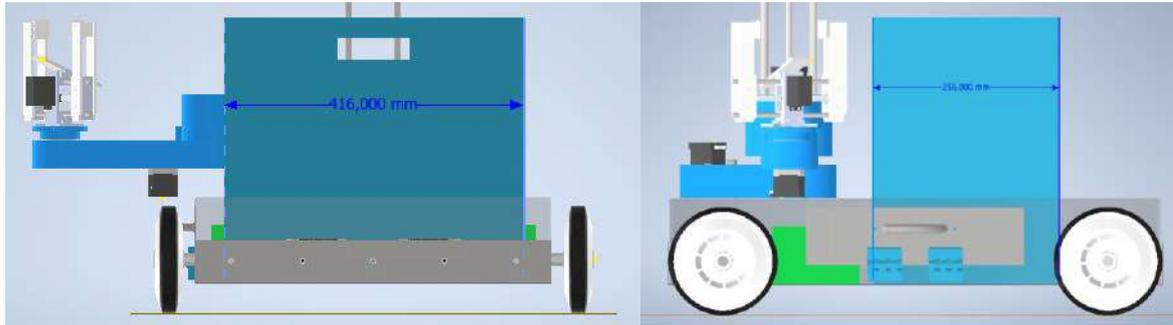


Figura 45. Dimensiones de la caja del carro. Fuente: elaboración propia.

El espacio que se deja disponible para la batería y la electrónica se pensó como $120 \times 450 \text{ mm}^2$. Aunque dependerá del fabricante, por lo que se deja espacio de sobra en caso de que sea mayor.



Figura 46. Dimensiones del espacio para baterías y *drivers*. Fuente: elaboración propia.

Las bases de los motores de ruedas tienen un ancho de 56,26 mm y se colocan dos delante y dos en la parte trasera del carro.

Finalmente, la disposición definitiva fue aquella que logró tener simetría respecto del eje de avance del carro. De esta forma, se espera que las cargas se repartan más uniformemente en apoyos, generando una estructura más pareja, sin tanto sobredimensionamiento y que se logre una mayor estabilidad durante la operación. Dado que la simetría agrega valor estético al diseño, fue una cuestión ponderada a la hora de tomar la decisión. Como se dijo anteriormente, se le dio espacio para albergar accesorios, pero también un extra para que pueda ser controlado y mantenido por un operario desde una puerta lateral.

Se puede apreciar en la Figura 47 y Figura 48 la disposición final del carro con sus componentes y las dimensiones exteriores de la cubierta. Para ella, ya fueron tenidos en cuenta ciertas operaciones, como cortes o taladrados que se detallan a continuación.

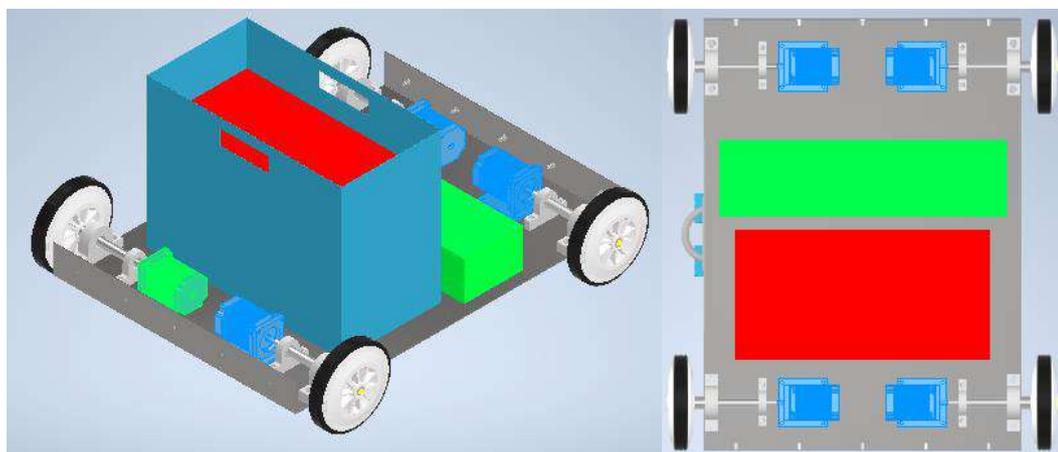


Figura 47. Izquierda: Disposición de componentes en carro. Derecha: Disposición de los motores eléctricos que accionan las ruedas. Fuente: elaboración propia.

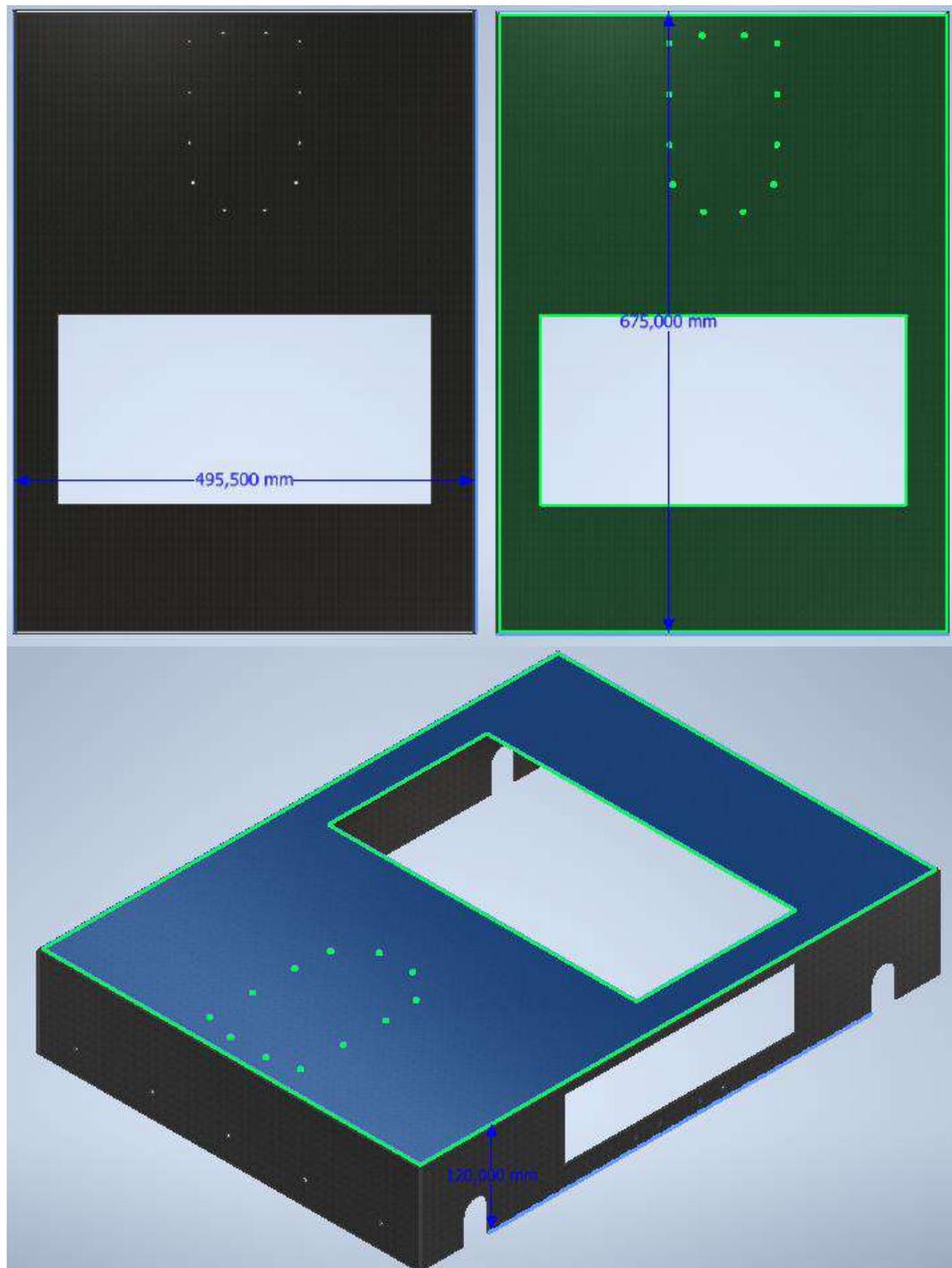


Figura 48. Dimensiones exteriores de cubierta. Fuente: elaboración propia.

- Corte para tapa de control: Este corte se utilizó para colocar una tapa que permita el acceso al interior del carro sin tener que desarmar la estructura completa. Se utilizará

en caso de querer inspeccionar visualmente si el conjunto se encuentra en buen estado o para realizar algún mantenimiento menor. Se abre y cierra con una manija y los agujeros son para colocar bisagras. La tapa, manija y bisagras serán de plástico (ver Figura 49. Corte para tapa de control. Fuente: elaboración propia.).

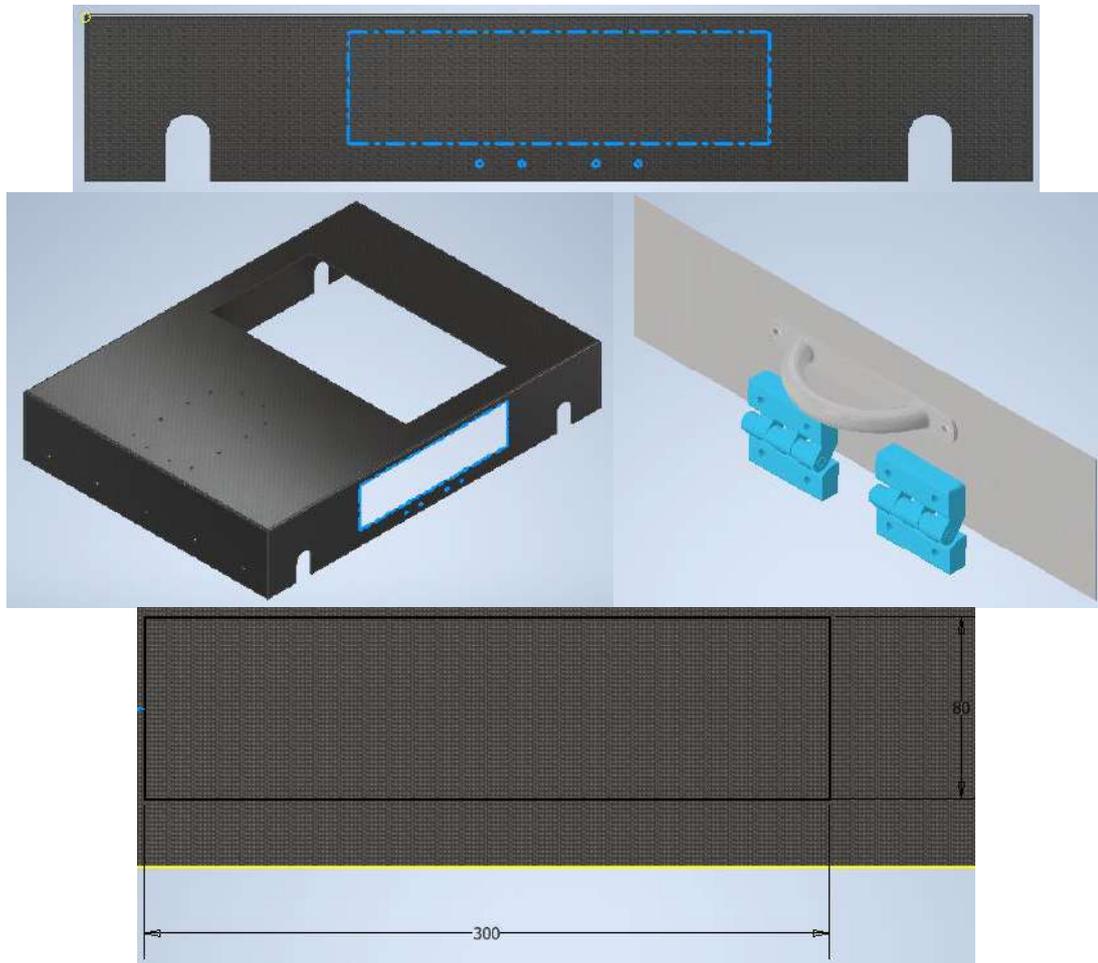


Figura 49. Corte para tapa de control. Fuente: elaboración propia.

- Taladrado para fijación de brazo robótico: Los agujeros coinciden con los de la base del brazo robótico. Se los ubicó en el centro del carro para lograr mayor estabilidad. Además, es coherente con la definición del alcance deseado del brazo, medido desde el centro del pasillo (ver Figura 50. Taladro para fijación de brazo robótico. Fuente: elaboración propia.).

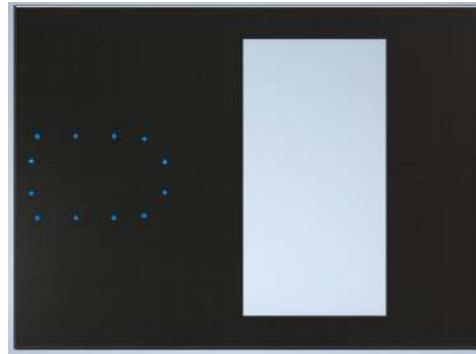


Figura 50. Taladro para fijación de brazo robótico. Fuente: elaboración propia.

- Corte para cavidad de caja: Las medidas del rectángulo cortado corresponden a las exteriores de la caja más un milímetro que permite un recambio rápido, pero no tanta holgura como para generar grandes vibraciones y ruido (ver Figura 51. Corte para cavidad de caja. Fuente: elaboración propia.).

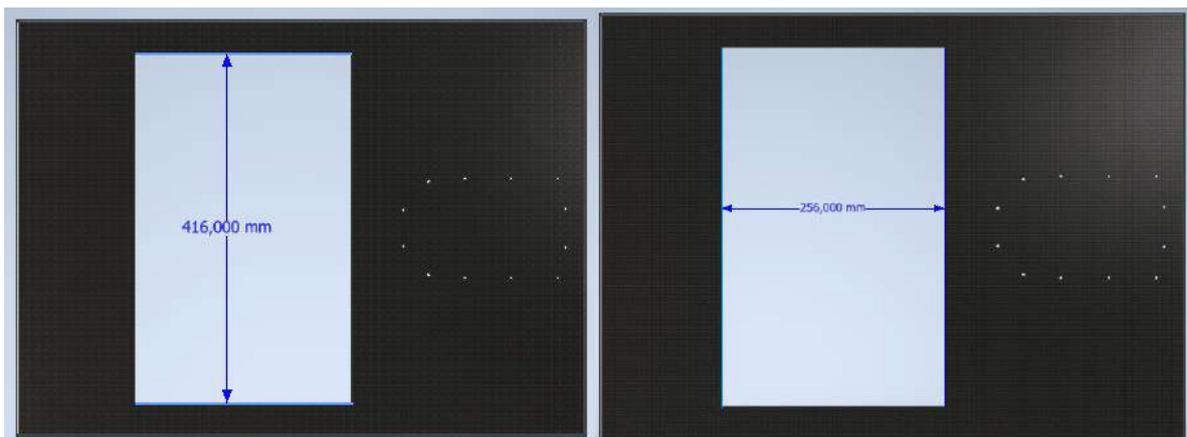
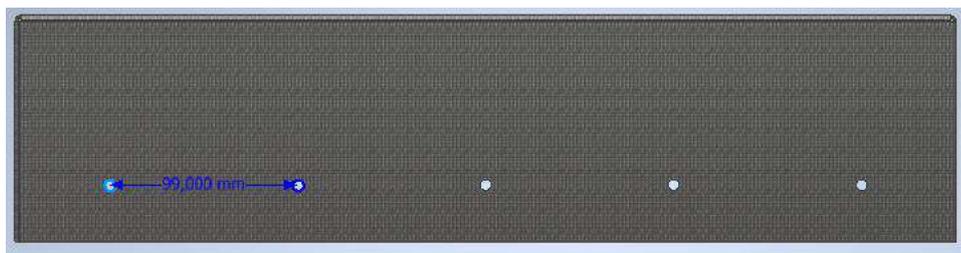


Figura 51. Corte para cavidad de caja. Fuente: elaboración propia.

- Taladrado para fijación con el chasis: Se utilizaron remaches roscados, se realizaron 5 agujeros de cada largo para los pernos y se definió el diámetro en función del catálogo de los remaches (ver Figura 52. Agujeros para fijación de chasis y cubierta del carro. Fuente: elaboración propia.).



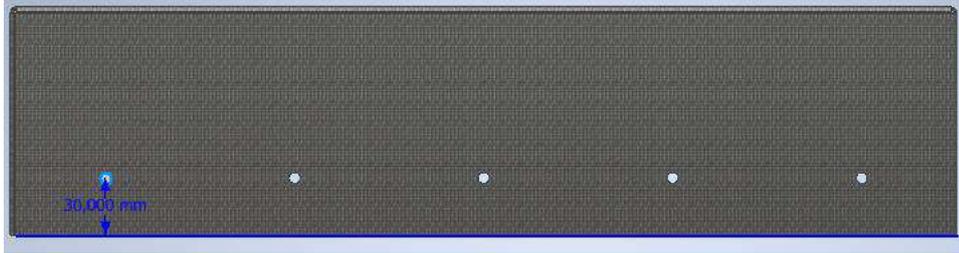


Figura 52. Agujeros para fijación de chasis y cubierta del carro. Fuente: elaboración propia.

- Corte de cavidad para árboles de ruedas: En el diseño final, los árboles se apoyan y fijan al chasis y salen hacia afuera, atravesando la cubierta. Por eso, fue necesario realizar estos cortes. El diámetro es mayor al del árbol en dicha posición (ver Figura 53. Corte de cavidad para árboles de ruedas. Fuente: elaboración propia.).

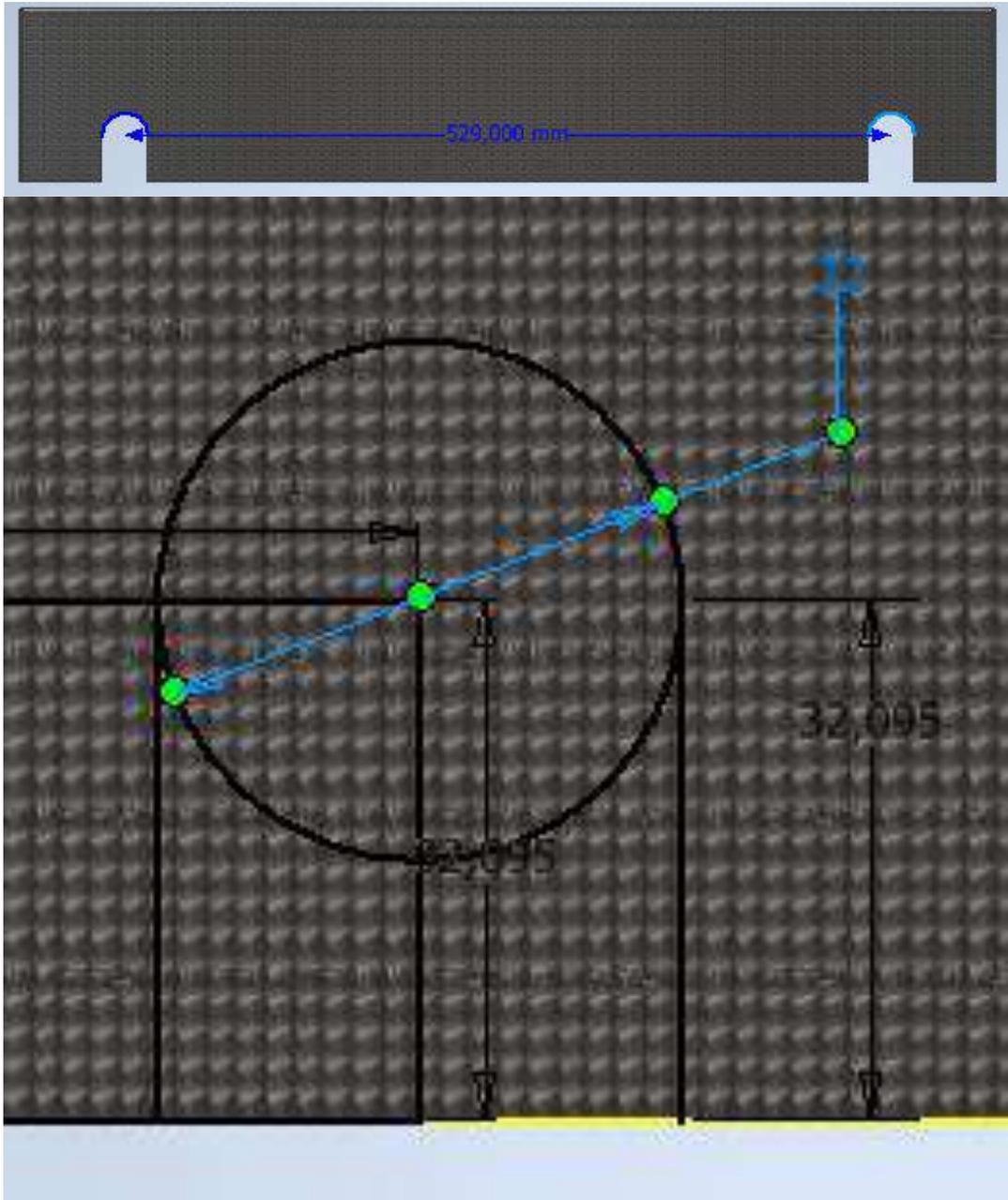


Figura 53. Corte de cavidad para árboles de ruedas. Fuente: elaboración propia.

El programa elegido permite crear un desarrollo de la chapa utilizada de la que se pueden sacar algunas medidas de interés mostradas en la Figura 54.

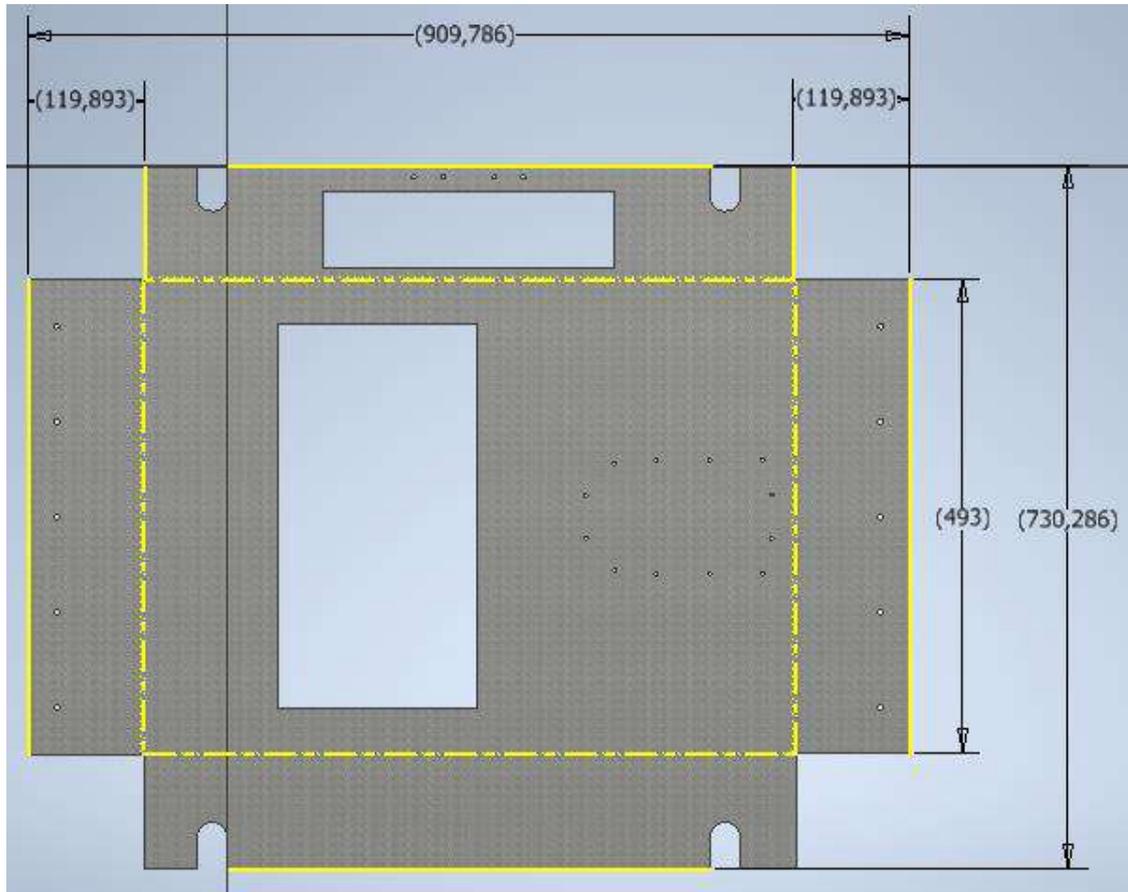


Figura 54. Desarrollo de chapa de cubierta de carro. Fuente: elaboración propia.

En cuanto al chasis, funciona como apoyo para la batería y *drivers*, la caja de tomates, motores y funciona como base para colocar los apoyos de los rodamientos de los ejes. Por este motivo, es de interés analizar cómo afectan estos pesos en la deformación de la chapa. Se analizó la posibilidad de introducir un basamento que le dé rigidez a la chapa en caso de ser necesario, pero se verá en el apartado de análisis estático que la chapa con un espesor de 1,5 mm es más que suficiente. Se añadieron pliegues con espacio para taladrar los agujeros por los que se insertan los pernos que unen esta pieza con la anterior. El análisis de dimensiones está muy ligado a los espacios descritos para la cubierta.

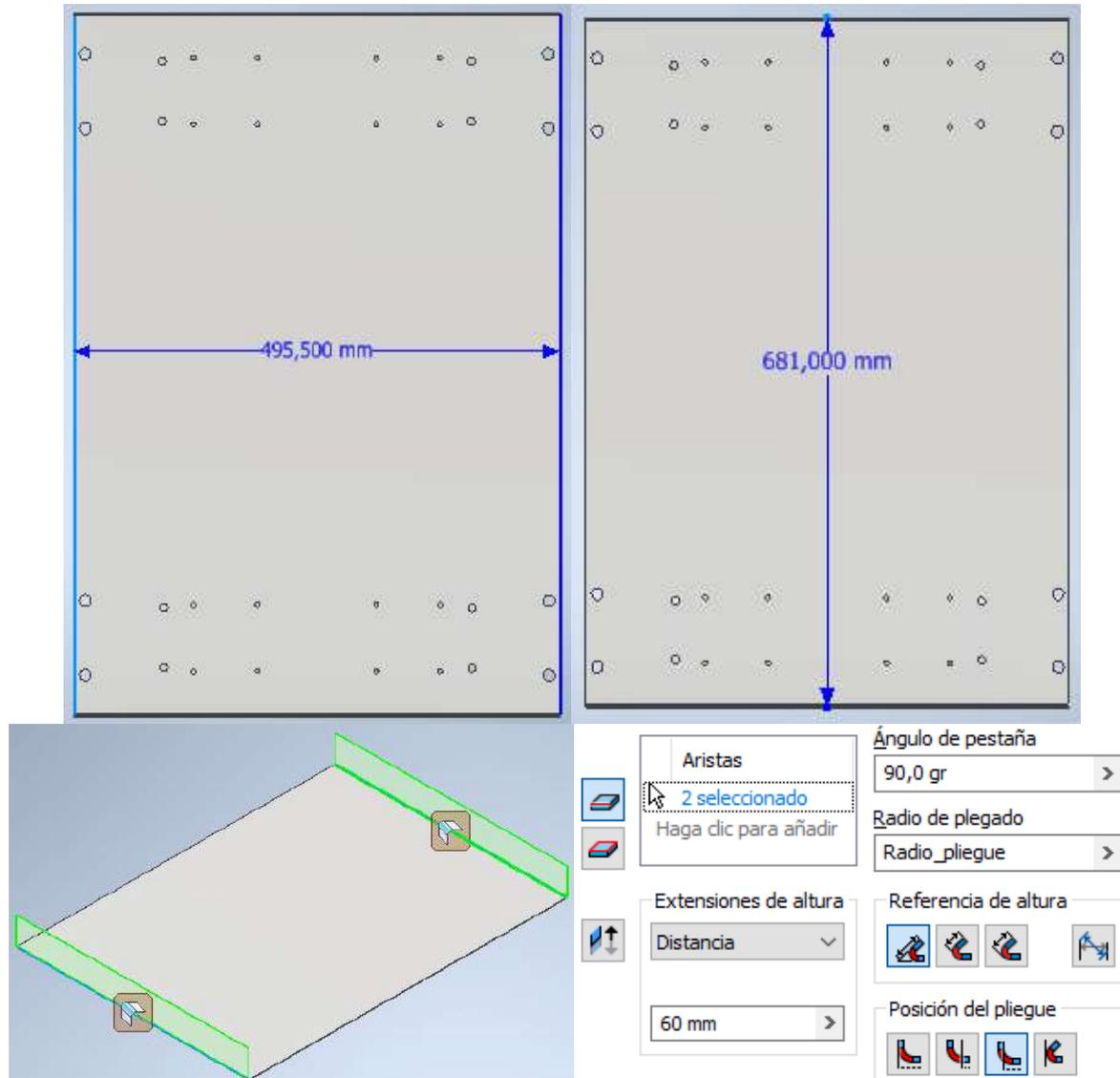


Figura 55. Chapa de chasis con pliegues. Fuente: elaboración propia.

Además de los plegados, se realizaron operaciones de taladrado para generar los agujeros en donde se fijaron las bases para motores de rueda y apoyos para rodamientos, como se muestra en las Figura 56 y Figura 57.

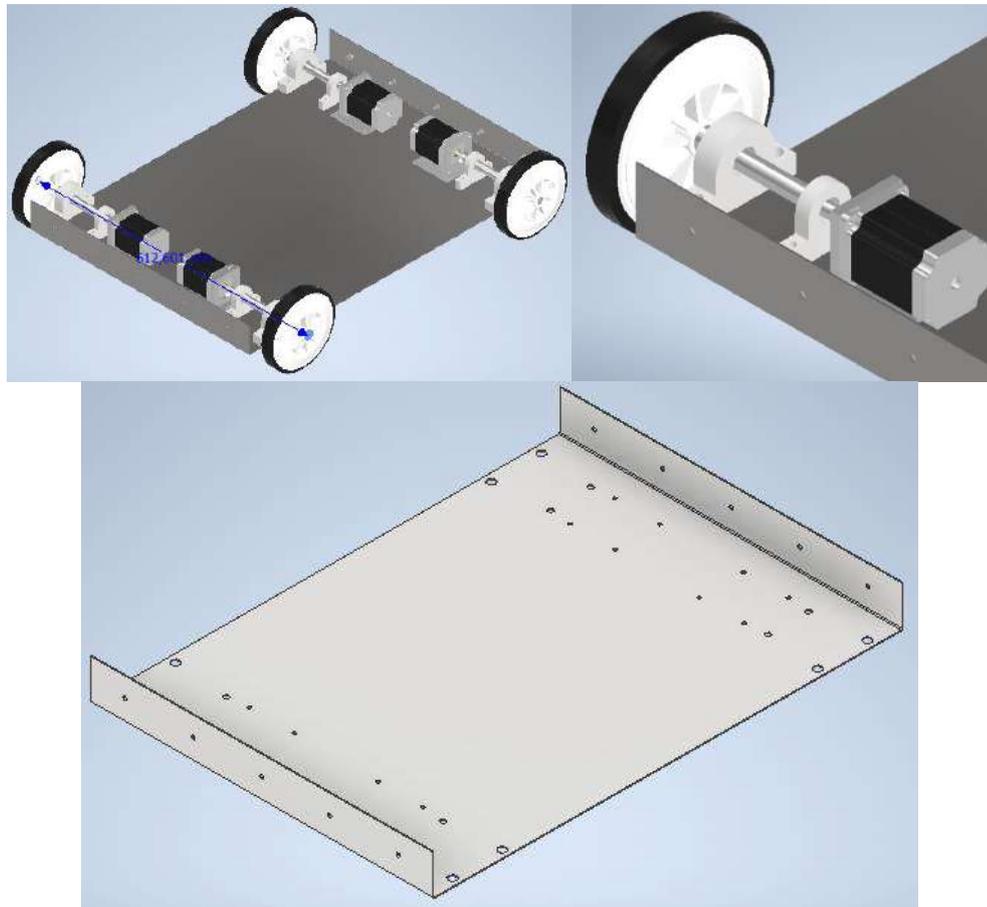


Figura 56. Conjunto de chasis con base de motores de rueda, motores de rueda, rodamientos, eje, rueda. Fuente: elaboración propia.

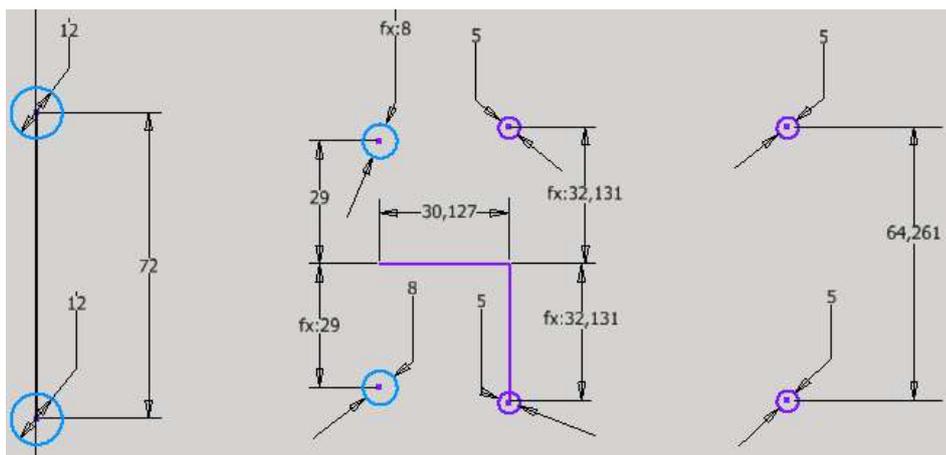


Figura 57. Esquema de agujeros para fijaciones. A la izquierda en celeste, para apoyo de rodamientos y a la derecha en violeta, para base de motor de rueda. Fuente: elaboración propia.

4.3.3. SUSPENSIÓN

Para la elección del sistema de suspensión se tuvo en cuenta que el terreno del invernadero se encuentra desmejorado y con irregularidades. Esto, a priori, limitó el diseño a un sistema de amortiguación que contemple esta condición. Pero, por otro lado, abre la posibilidad de proponer un mantenimiento en el terreno de parte de los operarios que ya no deberán invertir tanto tiempo en la cosecha gracias al trabajo del robot. Esta consideración reduciría la probabilidad y frecuencia, y así, el riesgo de accidentes laborales con todas las consecuencias negativas asociadas. Por eso, se evaluaron diferentes sistemas de suspensión utilizados en robots similares y que resultaron aplicables al sistema diseñado, y una variante con un sistema más simple de árbol con dos apoyos que requiere de mantenimiento periódico o mejora del terreno para ser aplicable.

Los sistemas más utilizados para robots en condiciones similares a las requeridas en el presente proyecto son:

- 1) Sistema de suspensión Rocker Bogie con 6 ruedas: disposición compuesta por dos piezas principales como se ve en Figura 58. El Rocker que se une al cuerpo del Rover mediante un diferencial. De forma de que cuando un Rocker va hacia arriba respecto del chasis, el otro va hacia abajo, manteniendo una línea media del chasis que se desvía poco respecto de su plano de reposo. Entre sus principales ventajas se destaca la capacidad de superar obstáculos como rocas con un tamaño mayor al doble del diámetro de las ruedas, manteniendo las seis ruedas sobre el suelo. Como se puede ver en la imagen, no cuenta con sistemas de resortes ni amortiguadores, por lo que se puede utilizar para cargas livianas, a velocidades bajas, sin impacto o combinaciones de estas situaciones.

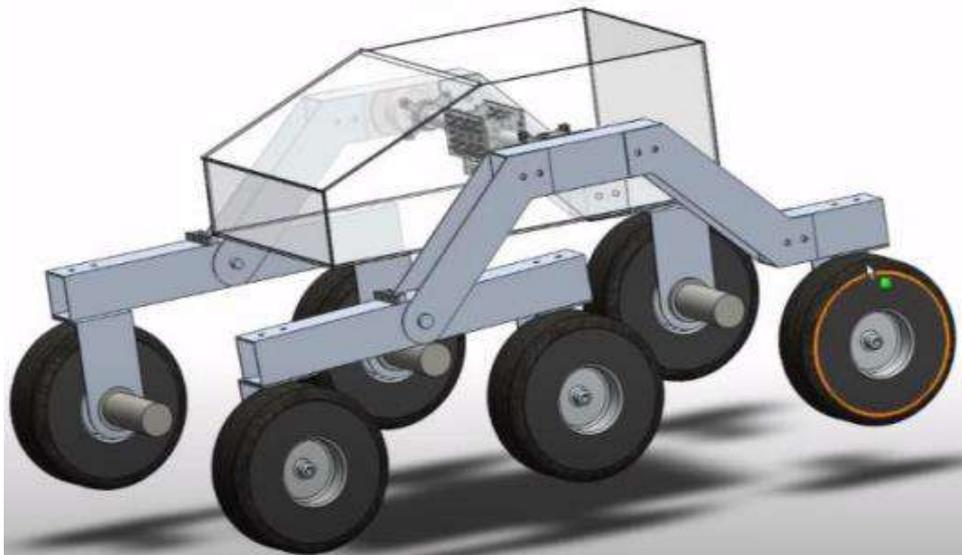


Figura 58. Sistemas de suspensión Rocker Bogie con 6 ruedas. Fuente: [24].

- 2) Sistema de suspensión articulado de 4 ruedas: Un sistema relativamente simple, con un diseño similar, pero con menos piezas que el anterior. Tiene una cierta capacidad

de sobreponerse a obstáculos, pero menor al del Rocker Bogie y con menor estabilidad. Al igual que el anterior sistema no cuenta con resortes ni amortiguadores, por lo que se utilizará para situaciones similares al del Rocker Bogie pero con obstáculos de menor diámetro equivalente. Debido a su sistema más simple, es más económico que el anterior.

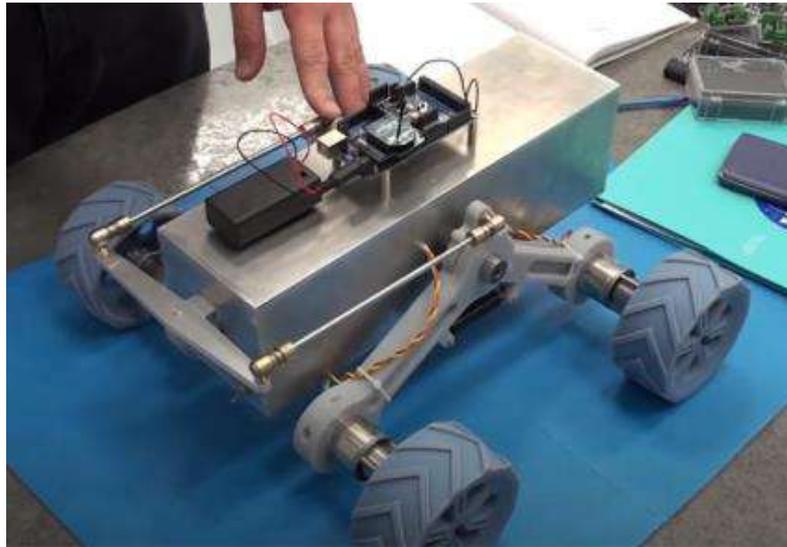


Figura 59. Sistemas de suspensión articulado de 4 ruedas. Fuente: [24].

- 3) Sistema de suspensión de ServoCity Products en robot mantis 6WD: Tiene un chasis similar a un insecto que ofrece una suspensión estilo brazo en A extrema y casi 5" de recorrido de rueda independiente. Con motores de engranajes planetarios de precisión con cojinetes de bolas de 313 rpm, ofrece mucho torque para hacer girar los neumáticos todoterreno de 5.4", incluso cuando se enfrente a grandes obstáculos. La suspensión incorpora vigas de aluminio de 4,62" y sus amortiguadores con cuerpo de aluminio llenos de aceite de 130 mm. Un chasis de canal en la caja de 18" de largo proporciona una columna vertebral rígida. En resumen, un sistema mucho más adaptable al terreno que permite más velocidad de translación, pero que incorpora un número elevado de piezas en comparación a los anteriores, por lo que encarece su precio y peso.



Figura 60. Sistemas de suspensión de ServoCity Products en robot mantis 6WD. Fuente: [25]

- 4) Sistema de suspensión paralelo deformable: Se trata de un sistema de suspensión específico, cuya característica principal es que la unión existente entre la rueda y la carrocería se da mediante elementos transversales que están presentes en planos no iguales. El nombre de paralelogramo se debe precisamente a que, los dos elementos superpuestos de forma paralela, en conjunto con la carrocería y con la rueda, forman una figura propia de paralelogramo. El término de suspensión del paralelogramo deformable se debe a que, cuando la rueda realiza su movimiento en relación a la carrocería, el paralelogramo comienza a deformarse, ya que el brazo superior y el inferior dejan de estar en paralelo cuando la amortiguación hace su efecto. Presenta ventajas y desventajas similares a las del sistema ServoCity, pero su aplicación está más relacionada a transportar cargas más pesadas [26].

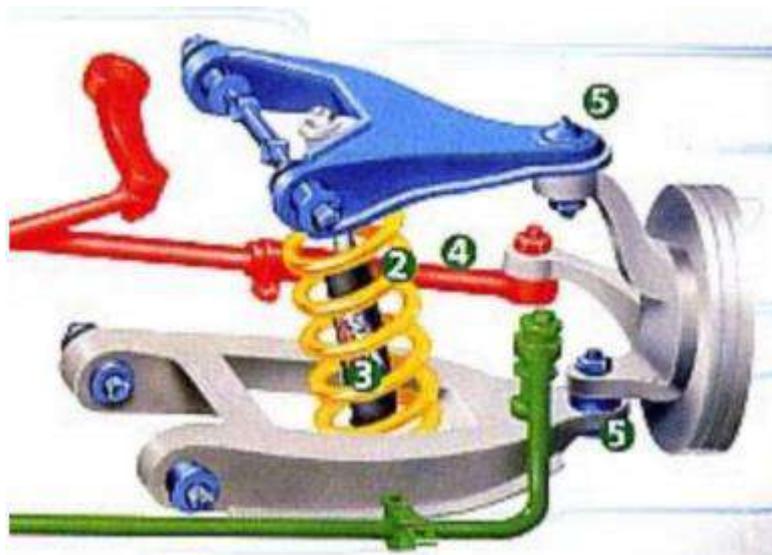


Figura 61. Sistemas de suspensión paralelo deformable. Fuente: [24].

- 5) Sistema de suspensión paralelo deformable con orugas: Son sistemas usualmente usados en grandes maquinas cosechadoras. Debido a la distribución de la fuerza en la gran superficie de apoyo, no genera una gran compactación de la misma y por eso tienen su aplicación en estas áreas. Una ventaja notoria es que permiten aumentar la eficiencia en el uso de la relación peso-potencia aprovechando más eficientemente el peso de la máquina para traducirla en tracción. En nuestro caso, no resulta de interés debido a que trabajamos con una máquina de un peso relativamente bajo [26].



Figura 62. Sistemas de ruedas con orugas. Fuente: [24].

- 6) Sistema de suspensión rígida: En este tipo de suspensión, las ruedas se encuentran unidas por un árbol rígido, de tal forma que cuando una rueda se inclina la otra también lo hace. El hecho de que una barra sólida conecte ambas ruedas quiere decir que lo que le ocurra a una llanta afectará a la otra. Esto se traduce en: viajes menos confortables y con, más vibraciones, así como en una menor estabilidad del vehículo (y probabilidad de volcaduras). Desde la dinámica del vehículo, el árbol rígido se mantiene invariable en su estructura y geometría, además es un arreglo sencillo y de muy bajo costo en relación a los anteriores.

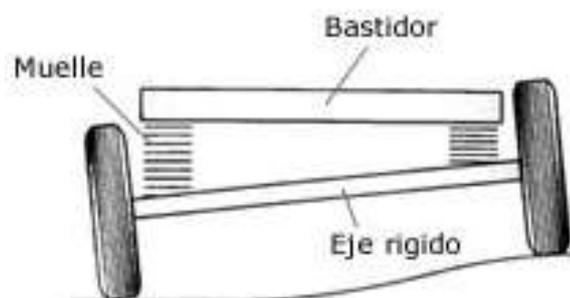


Figura 63. Sistema de suspensión rígida. Fuente: [27].

- 7) Sistema de suspensión rígida modificada: Para nuestro desarrollo, se pensó en implementar el sistema de suspensión rígida con algunas modificaciones. Por una parte, en caso de utilizar este sistema se debería, necesariamente, realizar un mantenimiento periódico del suelo para garantizar que el robot pueda funcionar de manera correcta, esto también dejaría sin utilidad a los resortes y al bastidor. Por otra, en lugar de un solo árbol rígido, se utilizarán árboles cuyo movimiento será individual y accionado por motores eléctricos en cada uno. En la imagen que sigue, se puede ver el resultado de lo planteado en este párrafo.

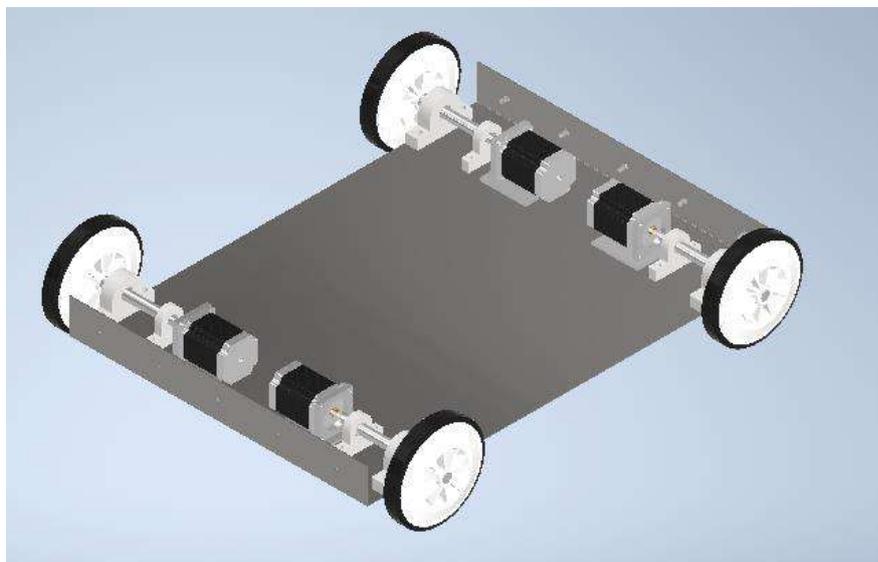


Figura 64. Chasis del carro con apoyos, motores y ruedas. Fuente: elaboración propia.

Conociendo las características más representativas de las distintas opciones de sistemas a elegir, se eliminaron aquellas que no presenten ventajas para la aplicación en cuestión.

Los sistemas de paralelo deformable y su alternativa con orugas cobran sentido en caso de que las cargas a transportar sean mucho mayores que en nuestro caso. De utilizarlas, solo se incrementaría la complejidad y el costo del sistema sin mucho sentido, por lo que quedan descartados. Por otra parte, los sistemas de suspensión Rocker Bogie, el articulado de 4 ruedas, Mantis 6WD de ServoCity y rígida, presentan ventajas y desventajas que valen la pena de ser analizadas y comparadas para elegir la mejor opción. Por este motivo, se realizó una matriz de decisión en la que se ponderó las distintas variables que movilizan la elección. Se tomó como valor diez a la mejor opción para cada variable, y se calificó al resto en función de su comparación con la misma.

Tabla 1. Matriz de decisión para sistemas de amortiguación. Fuente: elaboración propia.

Opciones	Partes	Peso	Complejidad	Costo	Amortiguación	Velocidad de trabajo	Total
Ponderación	0,15	0,1	0,2	0,15	0,3	0,1	-
Suspensión Rígida modificada	8,57	8,57	10	8	8	3	7,7425
Articulado de 4 ruedas	10	10	7	10	6	5	7,2
Mantis 6WD	3,75	3,75	3	3	10	10	4,9875
Rocker Bogie	5	5	6	6	8	7	5,75

Se aclara que, para estimar el valor que le corresponde en cada caso a la variable “Peso”, se pensó que los materiales serían similares y por eso, se tomó como referencia el valor de la variable “Partes”.

Se concluye que las dos opciones que podrían ser tomadas en cuenta son la suspensión rígida y el sistema de suspensión articulado de 4 ruedas, siendo la primera, la mejor.

Para implementar este sistema se requirió de:

- Cuatro motores con sus respectivas bases, afirmadas al chasis del carro,
- Ejes para cada motor que tolere las solicitaciones a las que será sometido,
- Dos rodamientos por árbol con apoyos,
- Una chaveta por árbol que transmita el par al elemento final,
- Una rueda por árbol.

4.3.3.1. BASES DE MOTORES PARA RUEDAS

El motor seleccionado es el NEMA 23. A partir de sus dimensiones, se diseñó una base para afirmarlo al chasis. Consiste en dos láminas soldadas. Una vertical de 8 mm de espesor y una horizontal de 3,965 mm en la misma dimensión. La última fue calculada para que el árbol del motor quede concéntrico con el árbol de las ruedas en la posición que ocupará al colocar rodamientos con sus respectivas bases. De esta forma, se puede colocar un manchón de acople para transmitir el par. En la Figura 65. Concentricidad entre eje del motor y eje del agujero. Fuente: elaboración propia. se pretende mostrar que se desea que el eje de motor y agujero de base sean concéntricos, pero no se pretende dar idea de la tolerancia.

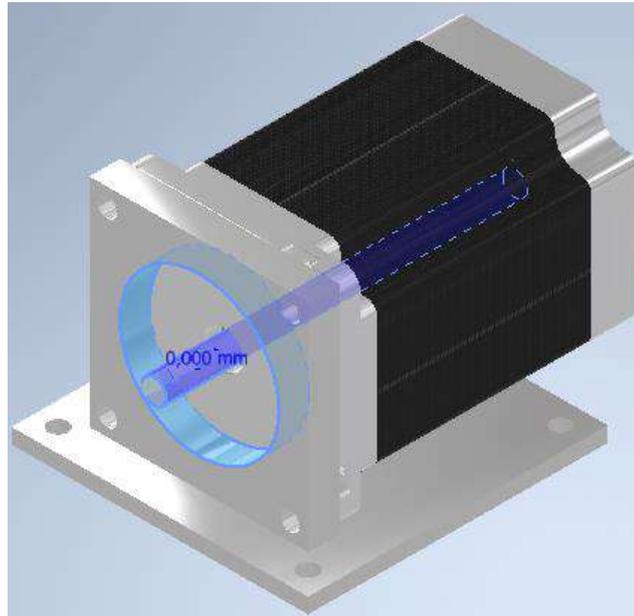


Figura 65. Concentricidad entre eje del motor y eje del agujero. Fuente: elaboración propia.

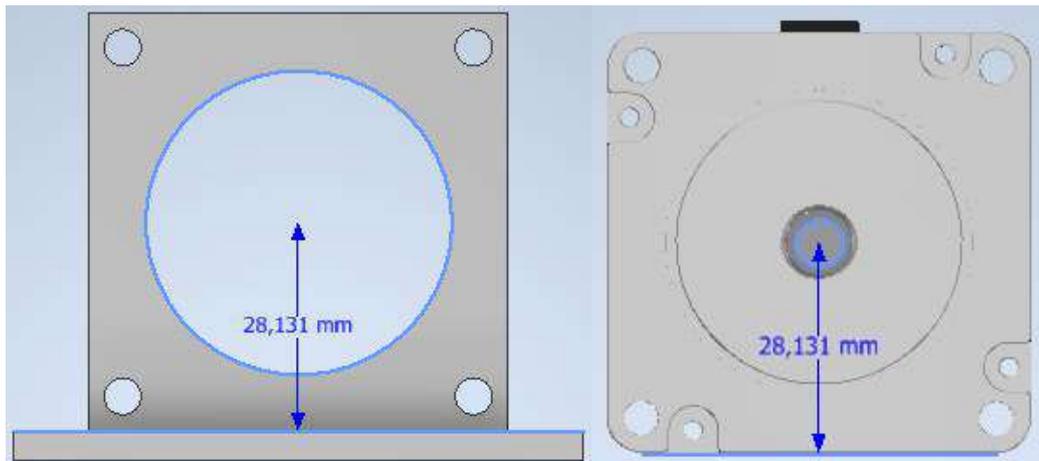


Figura 66. Izquierda: Agujero para árbol del motor y distancia entre centro y base. Derecha: Árbol del motor y distancia entre centro y base. Fuente: elaboración propia.

Las dimensiones de importancia se pueden ver en la Figura 67. Esquema de base de motores de rueda con cotas. Fuente: elaboración propia., expuesta a continuación:

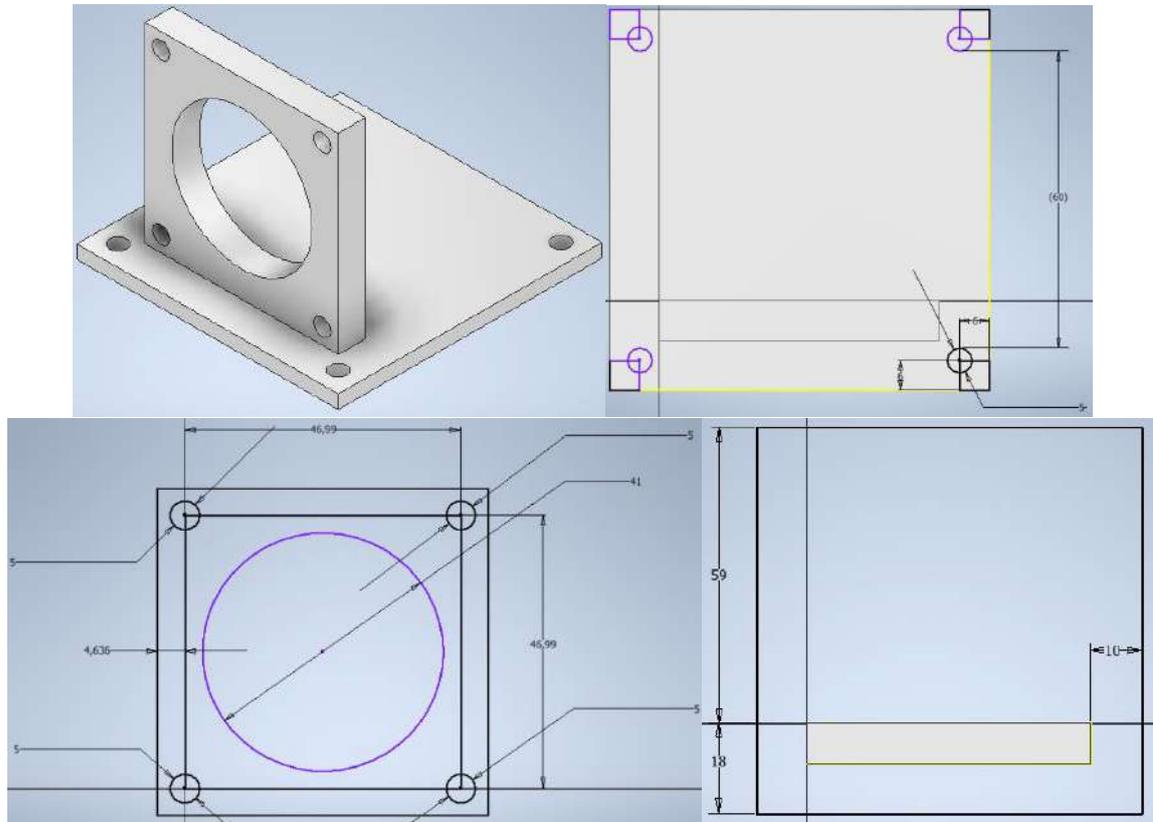


Figura 67. Esquema de base de motores de rueda con cotas. Fuente: elaboración propia.

Las piezas en cuestión irán soldadas. Existen varios métodos de soldadura, de entre ellos hay tres que resultan interesantes para comparar según el material en cuestión (acero inoxidable) y espesores a tratar. Son:

- TIG (GTAW): Soldadura por arco de gas inerte de tungsteno (Tungsten Inert Gas, TIG o Gas Tungsten Arc Welding, GTAW): En este método, un electrodo de tungsteno se utiliza para producir la soldadura, mientras que un gas inerte, como el argón, protege la zona de soldadura de la oxidación.
- MIG (GMAW): Soldadura por arco de gas inerte de metal (Metal Inert Gas, MIG o Gas Metal Arc Welding, GMAW): Este método utiliza un alambre de soldadura continuo y un gas inerte para proteger la zona de soldadura durante el proceso.
- SMAW ("Stick"): Soldadura por arco de metal blindado (Shielded Metal Arc Welding, SMAW o "Stick Welding"): Este método utiliza un electrodo recubierto que se derrite durante la soldadura, proporcionando su propia protección contra la oxidación y la contaminación.

Para determinar el mejor método a utilizar, se realizó una matriz de decisión que compara los tres métodos:

Tabla 2. Matriz de decisión para soldadura de bases de motor. Fuente: elaboración propia.

Método de Soldadura	Calidad de soldadura	Costo (10 más barato)	Espesor de material (10 más versátil)	Adecuación para acero inoxidable	Total
Ponderación	0,2	0,1	0,35	0,35	-
TIG (GTAW)	9	2	6	9	7,25
MIG (GMAW)	7	4	8	7	7,05
SMAW ("Stick")	6	6	7	6	6,35

De la comparación se concluye que sería conveniente utilizar el método TIG con respecto a los otros tres, según los criterios contemplados.

4.3.3.2. ÁRBOLES

Para el cálculo del árbol fue necesario iterar debido a que se puede definir el diámetro mínimo de cada sección, según las solicitaciones a las que esté expuesto, pero luego se debe verificar la disponibilidad en mercado de rodamientos de diámetro interior mayores a esta medida. Una vez obtenido este valor, se deberá definir el diámetro del árbol en la sección que se encuentren los apoyos, como el interior del rodamiento.

Lo primero fue, entonces, definir las solicitaciones a las que estará expuesto el árbol:

- La tracción debida al par transmitido por el motor: se calcula con el valor de torque máximo que podría transmitir. Aunque es excesivo es la peor condición que se puede tomar, por lo tanto, el caso más conservador. El valor es de 2,3 N.m.
- La normal transmitida por las ruedas: debido a que son el punto de apoyo de toda la estructura. Para este cálculo fue necesario iterar ya que, para esta altura del proyecto, muchas partes del robot no estaban totalmente definidas. Por este motivo, se añadieron rodamientos de ejemplo y un árbol cilíndrico de 30 mm de diámetro a efectos únicamente de que aporten un valor de peso en el cálculo de la fuerza. El desarrollo matemático de cómo se obtiene este valor para usar en este cálculo puede verse en el [Anexo II](#). Más adelante, se verificarán las reacciones mediante un software de simulación con los pesos finales de la estructura. Se evidenciará que el valor que calculado en esta sección es conservador respecto del definitivo, por lo que es aplicable.
- Las reacciones en los apoyos: serán el resultado de calcular el árbol como si fuera una viga con dos apoyos, uno doble y uno simple, con una fuerza aplicada en la zona donde se encuentra la rueda. El desarrollo matemático puede encontrarse en el [Anexo III](#).

Por otra parte, se definió un largo total de árbol de 177,85 mm que permita la distancia entre apoyos, calculada en el [Anexo III](#), lugar para rodamientos, manchón de acople y rueda.

Utilizando los valores de Normal y reacciones en apoyo calculados en los Anexos II y III respectivamente, se utiliza el entorno de "Generador de componentes de eje" del *software* Inventor para calcular las solicitaciones en cada sección del árbol y así obtener el diámetro mínimo que toleraría esta condición. Para ello fue necesario definir un material, en este caso

acero inoxidable, y un criterio de falla. Las opciones que ofrece el programa son Von Mises y Tresca. En principio, ambos podrían ser aplicados, pero se utilizará el primero debido a que se ha comprobado experimentalmente que se ajusta más a la realidad [28]. También se evaluará la fatiga mediante el método de Soderberg y se tolerará una flecha máxima admisible de $\frac{L}{250} mm = 0,6914 mm$.

Material	
<input checked="" type="checkbox"/>	Acero inoxidable
Módulo de elasticidad	E 190000 MPa
Módulo de rigidez	G 73000 MPa
Densidad	P 8030 kg/m ³
Propiedades de cálculo	
<input checked="" type="checkbox"/>	Usar densidad
<input checked="" type="checkbox"/>	Usar coef. de desplazamiento cortante
	1,188 su
	Número de divisiones de eje
	1000 su
	Modo de tensión reducida
	HMH

Figura 68. Condiciones de material y propiedades de cálculo para el análisis. Fuente: elaboración propia.

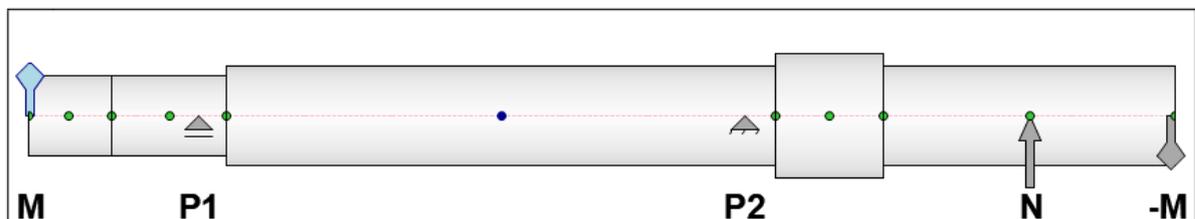


Figura 69. Esquema de solicitaciones del eje. Fuente: elaboración propia.

En la Figura 69. Esquema de solicitaciones del eje. Fuente: elaboración propia. se muestran las diferentes solicitaciones a las que está sometido el árbol además de su dirección y sentido. Son:

- M: Momento Torsor transmitido por el motor (2,3 Nm)
- P1: Reacción del primer apoyo
- P2: Reacción del segundo apoyo
- N: Fuerza normal transmitida por las ruedas

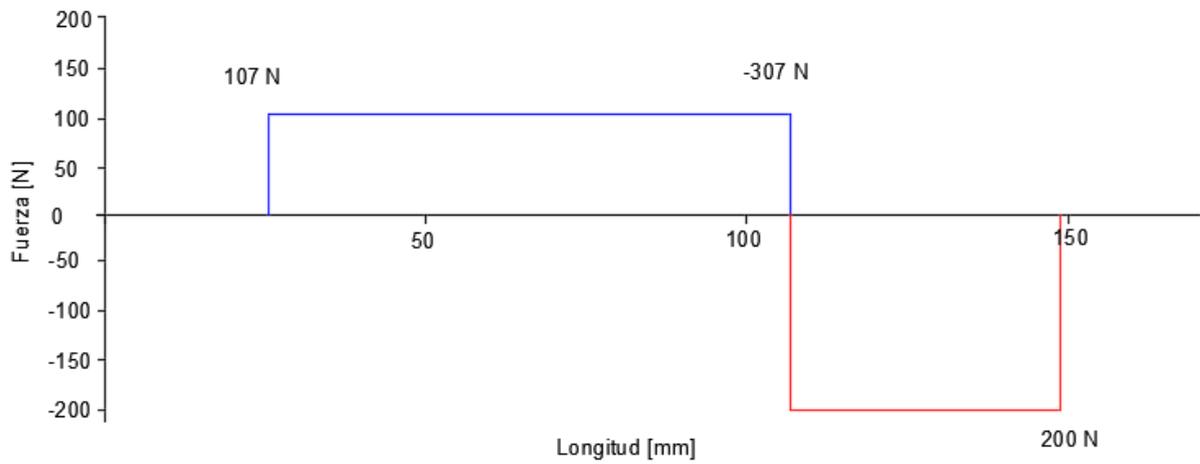


Figura 70. Diagrama de esfuerzos de corte. Fuente: elaboración propia.

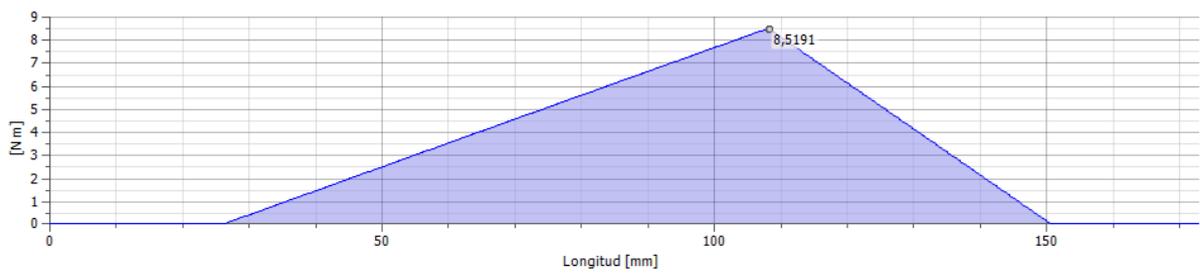


Figura 71. Diagrama de momento flector. Fuente: elaboración propia.

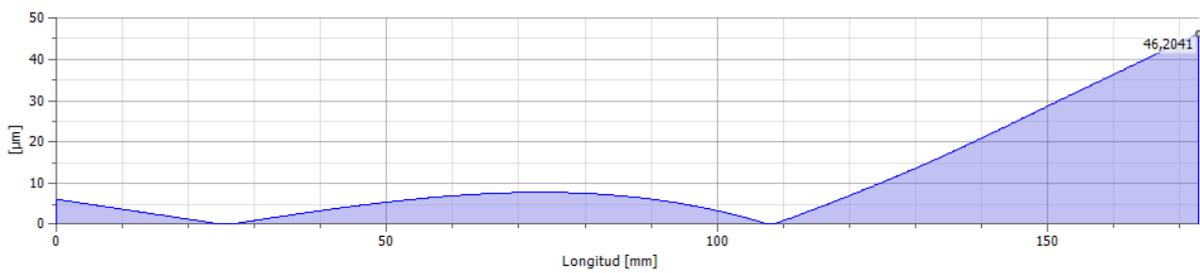


Figura 72. Diagrama de deformación (flecha). Fuente: elaboración propia.

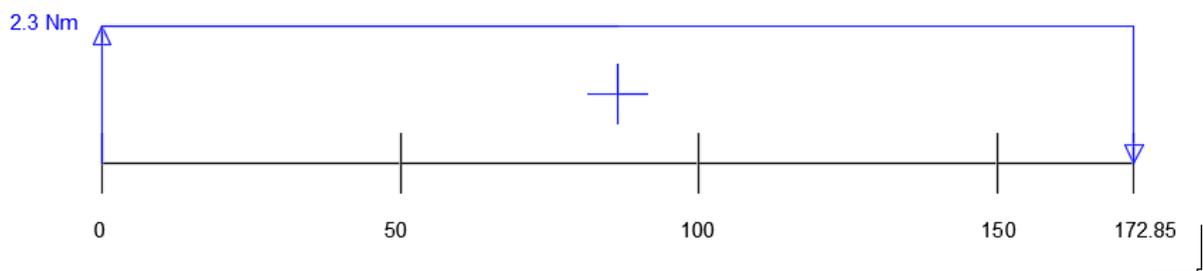


Figura 73. Diagrama de Momento Torsor. Fuente: elaboración propia.

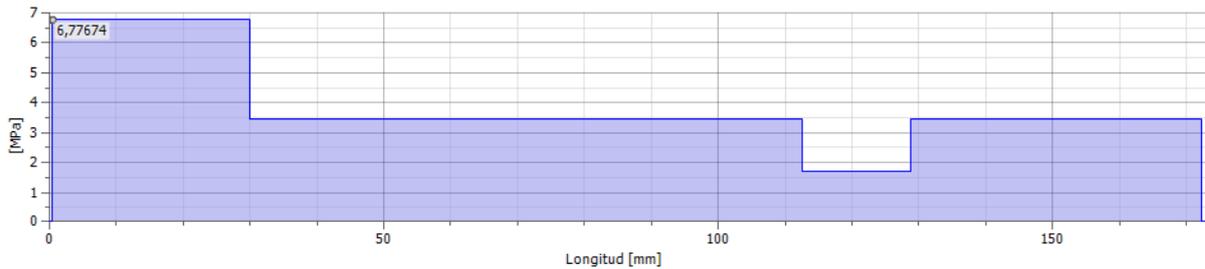


Figura 74. Diagrama de esfuerzo torsor. Fuente: elaboración propia.

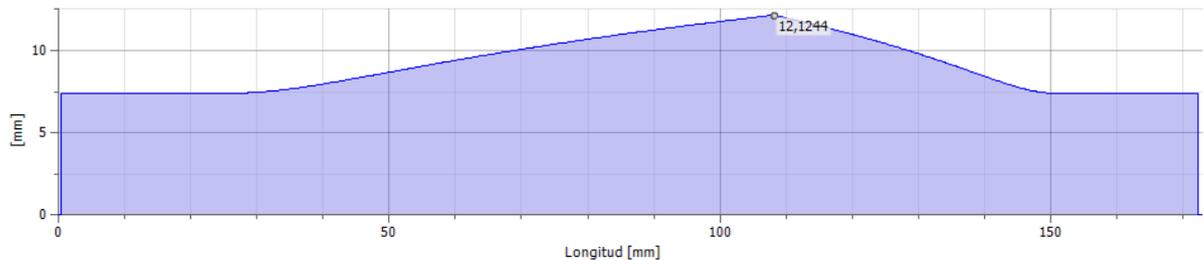


Figura 75. Diagrama de diámetro equivalente. Fuente: elaboración propia.

En las imágenes se pueden ver los gráficos que entrega el programa al simular las sollicitaciones planteadas, con reacciones de apoyos y fuerzas en los lugares aclarados en cálculos anteriores. Los valores más importantes son:

- Valor máximo de flecha: $46,2041 \mu m = 0,046 mm$
- Valores mínimos de diámetro equivalente:
 - Parte 1: $0 mm < L < 30 mm$: Valor constante de 7,47 mm
 - Parte 2: $30 mm < L < 150 mm$: Sigue una distribución lineal por tramos, pero se utilizará el valor máximo de 12,1244 mm como base para esta parte del árbol.
 - Parte 3: $150 mm < L < 172,85 mm$: Valor constante de 7,41 mm

En primer lugar, podemos ver que el árbol no superará el límite admisible de flecha máxima. Por otra parte, se definieron los diámetros de cada parte del árbol de forma que sean mayores a los mínimos calculados. Para definir las posiciones de los apoyos se precisan cambios de secciones, es decir, saltos de diámetros. Se procuró que no sean mucho mayores al 20% y se introdujeron empalmes, para disminuir el efecto de los concentradores de tensión.

Los diámetros finales resultaron:

- 0 mm < L < 26 mm: 11,99 mm
- 26 mm < L < 30 mm: 12j5 mm
- 30 mm < L < 103,6 mm: 14,99 mm
- 103,6 mm < L < 112,6 mm: 15j5 mm
- 112,6 mm < L < 128,85 mm: 19 mm

- 128,85 mm < L < 172,85 mm: 15 mm
- 172,85 mm < L < 177,85 mm: 15 mm

Notar que los tramos de 0 a 26 mm y de 30 a 103,6 mm tienen una precisión de micrómetro y una reducción de $10 \mu\text{m}$ con respecto a diámetro nominal. Esto se debe a que, como se verá mas adelante, el fabricante de rodamientos nos da una cierta tolerancia de fabricación de su aro interior, a la que hay que darle un poco mas de huelgo con respecto al caso de menor sección para que el rodamiento pase sin hacer esfuerzo por este tramo de árbol. Por otra parte, los tramos con tolerancia j5 se determinaron según sugerencias del fabricante de rodamientos para sus asientos. Se explica mas detalladamente en el siguiente apartado.

El último tramo, que va de 172,85 mm a 177,85 mm es un espacio que se dejó para realizar una renura y colocar un seguro seguer que imposibilite la salida de la rueda una vez posicionada.

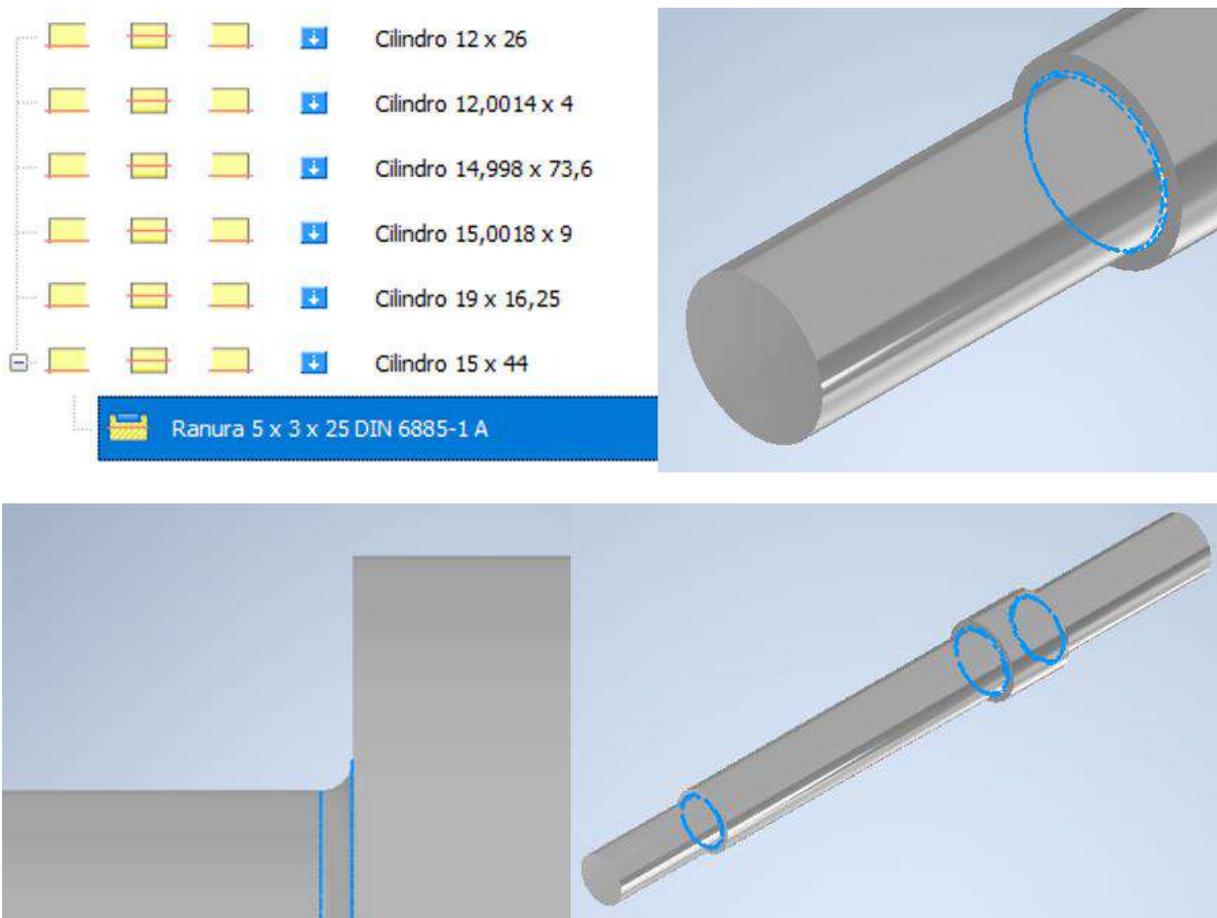


Figura 76. Diámetros y empalmes de árbol. Fuente: elaboración propia.

Nos queda analizar la vida a la fatiga del árbol. Para ello existen varios métodos. Entre ellos podemos nombrar Goodman, Goodman modificado, Gerber, ASME y Soderberg. Cada uno tiene sus condiciones de aplicación y grados de confiabilidad. En nuestro caso se decidió utilizar el último, ya que es el caso más conservativo de todos y tiene en cuenta el criterio de falla por fluencia y fatiga para construir la curva. El desarrollo matemático puede verse en el

[Anexo IV](#). El resultado de este cálculo en las condiciones de carga y con el material que nos encontramos arroja un coeficiente de seguridad a la fatiga de 9,28, mucho mayor a 1. Por lo que se considera que el árbol cumple con las especificaciones de diseño.

Para transmitir el par generado por los motores hacia las ruedas a través de los árboles que se unen a las mismas, se unirá el árbol de cada motor con el árbol mencionado anteriormente mediante un manchón de acople. En este caso particular se utilizarán acoples flexibles de acero inoxidable.



Figura 77. Acople flexible. Fuente: [19].

Se seleccionará un acople acorde el diámetro del árbol del motor y de la rueda. De la siguiente tabla (Figura 78. Catálogo de acoples. Fuente:.) se selecciona el acople de 8mm a 12mm.

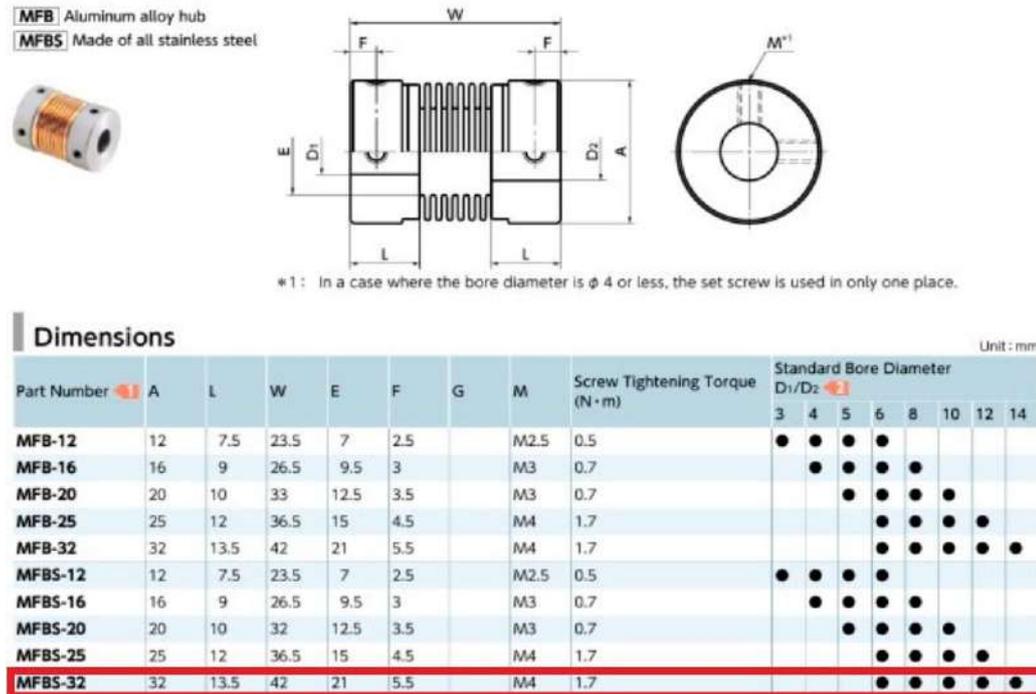


Figura 78. Catálogo de acoples. Fuente: [19].

4.3.3.3. RODAMIENTOS

La dificultad de describir el proceso de selección radica en que, para llegar a las medidas finales de diámetros internos de rodamientos, fue necesario realizar varias iteraciones, probando medidas que sean soportadas por el árbol y que a la vez estén disponibles por catálogo. Para simplificar la literatura y no detenernos en detalles que no aportan valor, se describirá el proceso de selección de rodamientos con los diámetros internos definitivos, detallados en el apartado “5.1.2.3.2 ÁRBOLES”.

El catálogo utilizado fue el de la marca “SKF” debido a que son rodamientos que pueden ser conseguidos en el mercado nacional, con una buena reputación en cuanto a confiabilidad y un abanico amplio de opciones de productos.

El cálculo de los esfuerzos a los que estará sometido el rodamiento fue descrito en el [Anexo 11.3](#) y fue verificado con el cálculo en el *software* Inventor realizado para el análisis del árbol.

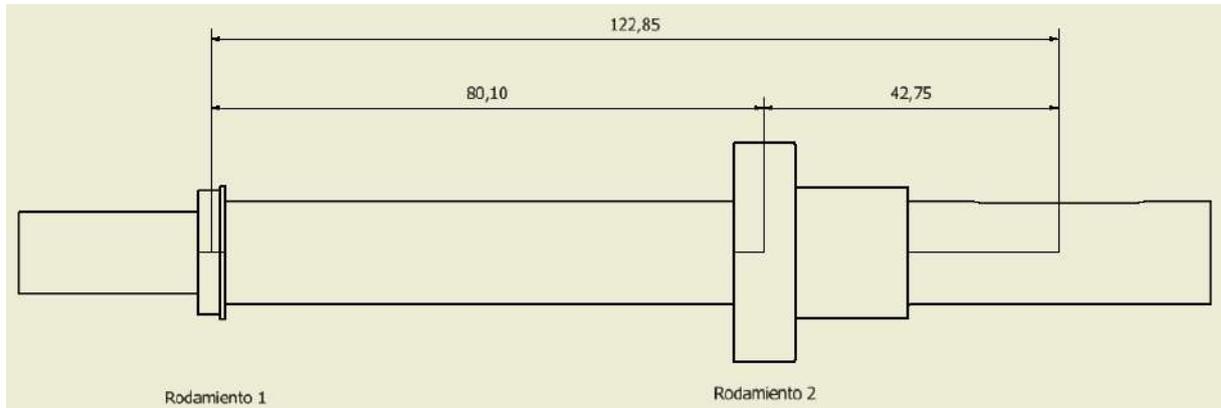


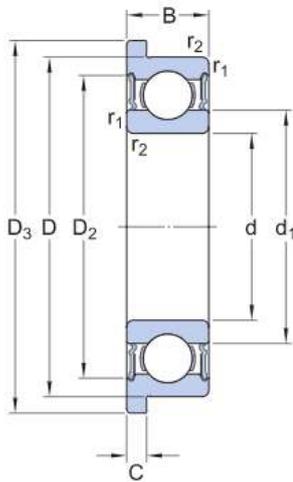
Figura 79. Dibujo de árbol con rodamientos. Fuente: elaboración propia.

Los modelos elegidos para rodamientos fueron:

- Rodamiento 1: W 61701 R-2RS1: Rodamiento rígido de bolas de acero inoxidable con aro exterior con pestaña y sellado integral



Figura 80. Rodamiento W 61701 R-2RS1. Catálogo SKF. Fuente: [30].



Dimensiones

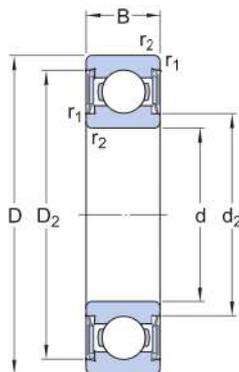
d	12 mm	Diámetro del agujero
D	18 mm	Diámetro exterior
B	4 mm	Ancho
d ₁	≈ 13.86 mm	Diámetro del resalte
D ₂	≈ 16.7 mm	Diámetro del rebaje
D ₃	19.5 mm	Diámetro de pestaña
C	0.8 mm	Ancho de la pestaña
r _{1,2}	min. 0.2 mm	Dimensión del chaflán

Figura 81. Esquema de dimensiones de rodamiento W 61701 R-2RS1. Catálogo SKF. Fuente: [30].

- Rodamiento 2: W 6002-2RS1: Rodamiento rígido de bolas de acero inoxidable con sellado integral



Figura 82. Rodamiento W 6002-2RS1. Catálogo SKF. Fuente: [31].



Dimensiones

d	15 mm	Diámetro del agujero
D	32 mm	Diámetro exterior
B	9 mm	Ancho
d ₂	≈ 18.6 mm	Diámetro del rebaje
D ₂	≈ 29.05 mm	Diámetro del rebaje
r _{1,2}	min. 0.3 mm	Dimensión del chaflán

Figura 83. Esquema de dimensiones de rodamiento W 6002-2RS1. Catálogo SKF. Fuente: [31].

En ambos casos los rodamientos tienen la codificación "2RS1". Es un código de configuración utilizado en la denominación de los rodamientos SKF. "2" indica que el rodamiento tiene dos sellos, "RS" significa que los sellos son de caucho sintético, y "1" indica que el sello interno es de una pieza. Entonces, 2RS1 significa que el rodamiento tiene dos sellos de caucho sintético, uno en cada extremo, y el sello interno es de una pieza.

Las consideraciones que fueron tenidas en cuenta para la selección de rodamientos fueron:

- Magnitud y dirección de la carga: lo primero es definir el tipo de carga al que estará sometido el rodamiento. Se utiliza el método de cargas combinadas. P no es una carga real, sino que su valor tiene en cuenta los efectos de la carga radial y axial sobre el rodamiento. En este caso será puramente radial. Por lo que:

$$P = X \cdot F_R + Y \cdot F_A = F_R \quad (4.3.3.3.1)$$

Los subíndices 1 y 2 corresponderán al rodamiento más cercano y más lejano al motor, respectivamente:

$$P_1 = N \cdot \frac{d}{e} = 200 \cdot \frac{42,75}{80,1} = 106,74 \text{ N} = 0,107 \text{ kN} \quad (4.3.3.3.2)$$

$$P_2 = N \cdot \frac{f}{e} = 200 \cdot \frac{122,85}{80,1} = 306,74 \text{ N} = 0,307 \text{ kN} \quad (4.3.3.3.3)$$

Conociendo las cargas, podemos calificarlas como relativamente bajas y totalmente radiales. Debido a esto, se decidió optar por un rodamiento de bolas. Resulta una opción

económica y de gran disponibilidad. Igualmente, en ambos casos, tolerarían la aparición de una eventual pequeña carga axial.

- Rpm: se debe tener una idea de si el rodamiento estará funcionando en regímenes de altas revoluciones, por lo que el problema principal al que estará expuesto es a la fatiga en sus diferentes formas (fretting, fatiga corrosión, etc.) o bajas, por lo que la posible falla, se relaciona más con la deformación admisible.

En este caso, el régimen máximo al que podría trabajar el árbol es el admisible por el motor, es decir, 100 rpm. Son velocidades relativamente bajas en relación a las que podrían trabajar este tipo de rodamientos, pero, aun así, se utilizará esta información para realizar el cálculo de vida.

En cuanto a la resistencia, se utilizará la “Capacidad de carga estática básica”, provista por el fabricante en ambos casos. Esta elección se fundamenta en la baja velocidad de giro. Por otra parte, siempre resulta conservador utilizar esta propiedad, ya que es la más baja comparada a la otra opción de análisis, la Capacidad de carga dinámica básica.

Velocidad límite	14 000 r/min
Velocidad límite	22 000 r/min

Figura 84. Velocidad límite de cada rodamiento provistos por SKF. Fuente: [30] [31].

- Lubricación: un factor fundamental para el correcto funcionamiento y dotar de confiabilidad a los cálculos es mantener un buen sistema de lubricación. En este caso, se eligieron rodamientos con sellos o placas de protección a ambos lados lo que ofrece mayor resistencia a los productos químicos en el ambiente y la corrosión.
- Temperatura: en caso de trabajar a temperaturas mayores a 120°C, el fabricante advierte una pérdida en la capacidad de carga que deberá ser tenida en cuenta en el cálculo estático. En nuestro caso, nos encontramos a temperaturas muy por debajo del umbral mencionado, por lo que no es necesario tenerlo en cuenta.
- Espacio: Una gran limitante encontrada en la selección fue el espacio, sobre todo, el ocupado por el árbol. Se encontraron muchos otros modelos de rodamientos más económicos y pequeños que toleraban las sollicitaciones, el problema es que para los diámetros internos que ofrecían, el árbol no sería capaz de resistir las cargas. Esta consideración evidencia la simultaneidad de los procesos de diseño del árbol y selección de rodamientos.
- Carga estática: como se mencionó en el apartado “Rpm”, trabajaremos a bajas velocidades, por lo que se utilizará el criterio de Capacidad de carga estática básica para calcular la resistencia del rodamiento.

Se define como capacidad de carga estática básica a la carga con que puedo solicitar un rodamiento de forma estática (o cuasi estática), para tener una deformación menor a 0.00001.

Se establece el factor de seguridad:

$$S_0 = \frac{C_{estático}}{P_0} \quad (4.3.3.3.4)$$

- $S_0 > 2$ para cargas de choques y/o condiciones especiales en la exactitud de giro.
- $S_0 > 1$ para condiciones normales.
- $S_0 > 0,5$ para giro suave, sin vibraciones.

En nuestro caso, trabajaremos en condiciones normales, por lo que:

$$S_0 = \frac{C_{estático}}{P_0} > 1 \quad (4.3.3.3.5)$$

Para el Rodamiento 1:

Capacidad de carga estática básica 1.46 kN

Figura 85. Capacidad de carga estática básica para Rodamiento 1. Catalogo "SKF". Fuente: [30].

$$C_{estático} = 1,46 \text{ kN}$$

$$P_0 = 0,107 \text{ kN}$$

$$S_0 = \frac{1,46}{0,107} = 13,6 > 1$$

Para el Rodamiento 2:

Capacidad de carga estática básica C_0 2.8 kN

Figura 86. Capacidad de carga estática básica para Rodamiento 2. Catalogo "SKF". Fuente: [31].

$$C_{estático} = 2,8 \text{ kN}$$

$$P_0 = 0,307 \text{ kN}$$

$$S_0 = \frac{2,8}{0,307} = 9,15 > 1$$

- Cálculo de vida: Se mencionó anteriormente que el rodamiento trabaja a velocidades bajas en relación a las máximas que puede tolerar. Por este motivo se espera que falle por otra razón antes que por algún fenómeno de fatiga. De todas formas, se calculará la vida según este método para fundamentar este pensamiento.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^b \quad (4.3.3.3.6)$$

L_{10} : Duración nominal, en 1.000.000 revoluciones

C = Capacidad de carga dinámica

P = Carga equivalente

b : Coeficiente empírico = 3 para rodamiento de bolas

Se consideró como tiempo de trabajo las siguientes condiciones:

- 100 rpm
- 24 hs/día
- 30 días/mes
- 4 meses/año

Es una condición conservadora respecto de la real, ya que no funcionará durante todo el día ni tampoco todo el mes. Debido a que los tomates crecerán en períodos irregulares de tiempo. A fines de asegurar el cálculo, se propone la peor condición que es trabajo durante todo el día, todos los días del mes durante la época de cosecha.

Por lo que, para obtener la vida en años, se deberá multiplicar L_{10} por:

$$\frac{10^6 \text{ rev}}{60 \frac{\text{min}}{\text{hora}} \cdot 100 \frac{\text{rev}}{\text{min}}} \cdot \frac{1 \text{ día}}{24 \text{ hora}} \cdot \frac{1 \text{ mes}}{30 \text{ días}} \cdot \frac{1 \text{ temporada}}{4 \text{ meses}} = \frac{25}{432} \text{ temporadas}$$

Rodamiento 1:

Capacidad de carga dinámica básica

2.51 kN

Figura 87. Capacidad de carga dinámica básica para Rodamiento 1. Catalogo "SKF". Fuente: [30].

$$L_{10} = \left(\frac{2,51}{0,107}\right)^3 = 12907,32$$

$$\text{Vida de Rodamiento 1} = 12907,32 \cdot \frac{25}{432} = 747 \text{ temporadas}$$

Rodamiento 2:

Capacidad de carga dinámica básica

4.88 kN

Figura 88. Capacidad de carga dinámica básica para Rodamiento 2. Catalogo "SKF". Fuente: [31].

$$L_{10} = \left(\frac{4,88}{0,307} \right)^3 = 4016,49$$

$$Vida\ de\ Rodamiento\ 2 = 4016,49 \cdot \frac{25}{432} = 232,43\ temporadas$$

- Desalineación angular admisible: Fue necesario analizar si los rodamientos elegidos toleran satisfactoriamente la desalineación angular generada por el momento flector en el punto de aplicación. Para evaluar esta situación, se verificaron los valores de desalineación angular admisible brindados por el fabricante. En ambos casos es de, aproximadamente, 2 a 10 minutos de arco [29].

Desalineación admisible Rodamientos individuales
≈ 2 a 10 minutos de arco

Figura 89. Desalineación angular admisible para rodamientos rígidos de bolas de acero inoxidable. Catálogo SKF. Fuente: [29].

Para poder comparar el valor de la desalineación angular máxima posible del árbol en servicio, se analizó la peor condición. Para eso, se comprobó el gráfico provisto por el entorno "Generador de componentes de eje" del software Inventor en el punto de mayor desalineación angular en que se encuentran los rodamientos.

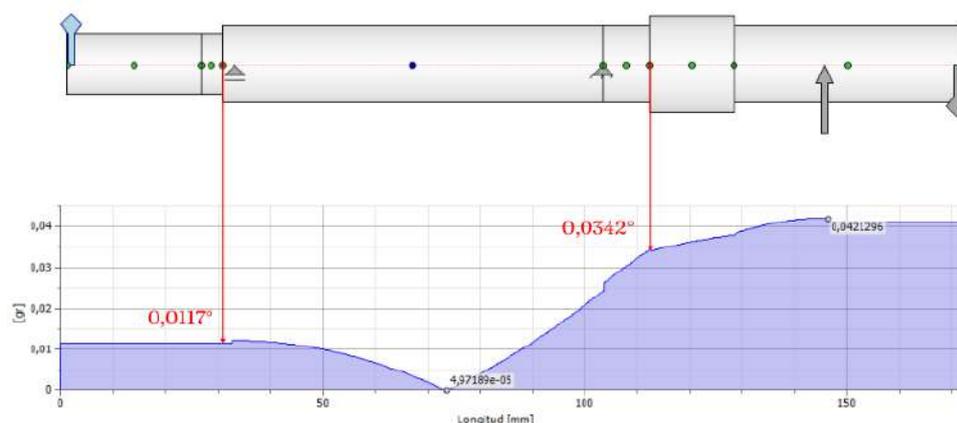


Figura 90. Diagrama de desalineación angular. Fuente: elaboración propia.

Se puede observar que el punto crítico es el de 0,0342°, o lo que es lo mismo, 2' 3,12" (2 minutos con 3,12 segundos de arco). Comparando con los valores de desalineación angular en el eje con los admisibles proporcionados por el fabricante, se concluye que se tolera la desalineación producida por el momento flector en ambos casos.

Como discusión, podemos decir que los rodamientos resistirán las cargas a las que fueron diseñados. En cuanto a la vida útil, los rodamientos tienen asegurada buena durabilidad siempre y cuando se realice un buen ensamble de las partes y no ocurran fenómenos no contemplados.

Una vez definidos los rodamientos, se diseñaron los soportes en los que irán montados. El fabricante recomienda un ajuste con apriete N7 entre aro exterior y el diámetro interno del soporte para las condiciones de carga giratoria dadas y soportes enterizos. En el catálogo de SKF, la carga giratoria se refiere a la carga que actúa en una dirección angular en el árbol de un rodamiento. Esta carga se produce cuando el rodamiento es utilizado en una aplicación de giro, como un motor eléctrico o una rueda de un vehículo. La carga giratoria se mide en unidades de N o lbf y puede ser radial o axial. Los rodamientos se diseñan para soportar ciertas cargas giratorias, y es importante seleccionar el rodamiento adecuado para la aplicación específica para garantizar un buen rendimiento y una vida útil prolongada [29].

Condiciones	Tolerancia dimensional ²⁾
	-
<i>Para soportes enterizos únicamente</i>	Carga giratoria sobre el aro exterior
Cargas pesadas sobre rodamientos en soportes de paredes delgadas, cargas pesadas máximas ($P > 0,1 C$)	P7
Cargas de normales a pesadas ($P > 0,05 C$)	N7
Cargas ligeras y variables ($P = 0,05 C$)	M7

Figura 91. Tolerancias para soportes de acero y de fundición: asientos para rodamientos radiales. Catalogo "SKF". Fuente: [29].

Soporte de Rodamiento 1:

Como el diámetro exterior de nuestro rodamiento es de 18 mm, la tolerancia N7 indica los siguientes límites de diámetro interior de soporte:

$$D_{\text{internosoporte}} = 18P7 \text{ mm}$$

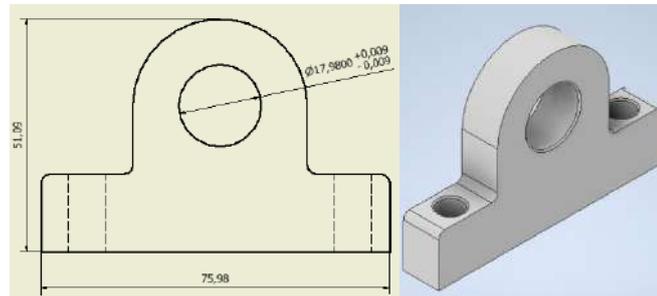


Figura 92. Dimensiones exteriores y ajuste de agujero de soporte para Rodamiento 1. Fuente: elaboración propia.

Soporte de Rodamiento 2:

Como el diámetro exterior de nuestro rodamiento es de 32 mm, la tolerancia N7 indica los siguientes límites de diámetro interior de soporte:

$$D_{\text{internosoporte}} = 32N7 \text{ mm}$$

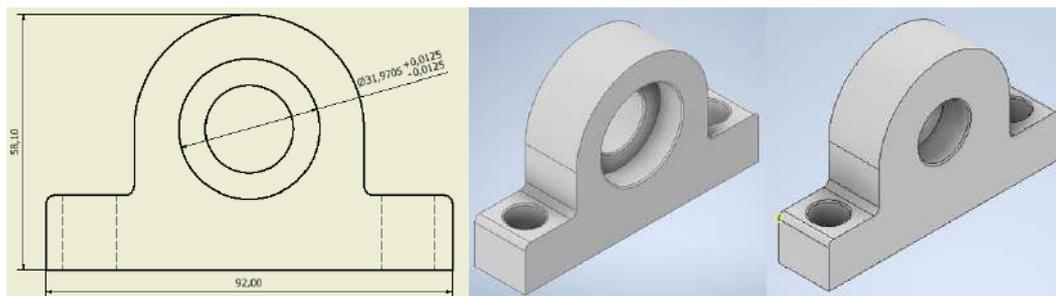


Figura 93. Dimensiones exteriores y ajuste de agujero de soporte para Rodamiento 2. Fuente: elaboración propia.

Por otra parte, se debe identificar la tolerancia del eje. Para ello, se recurrió a la información de la siguiente figura:

tabla 1 - Tolerancias para ejes de acero macizo, asientos para rodamientos radiales de bolas¹⁾

Condiciones	Diámetro del eje	Tolerancia dimensional ²⁾	Tolerancia de variación radial total ³⁾	Tolerancia de variación axial total ³⁾	Ra
	mm	∅	∅	∅	μm
Carga giratoria en el aro interior o dirección indeterminada de la carga					
Cargas ligeras (P = 0,05 C)	≤ 17	j5	IT4/2	IT4	0,4
	> 17 a 100	j6	IT5/2	IT5	0,8
	> 100 a 140	k6	IT5/2	IT5	1,6
Cargas de normales a pesadas (0,05 C < P = 0,1 C)	≤ 10	j5	IT4/2	IT4	0,4
	> 10 a 17	j5	IT4/2	IT4	0,4
	> 17 a 100	k5	IT4/2	IT4	0,8
	> 100 a 140	m5	IT4/2	IT4	0,8
	> 140 a 200	m6	IT5/2	IT5	1,6
	> 200 a 500	n6	IT5/2	IT5	1,6
	> 500	p7	IT6/2	IT6	3,2

Figura 94. Tolerancias para ejes de acero macizo, asientos para rodamientos radiales de bolas. Catálogo SKF. [29]

De la relación entre capacidad de carga (C) y la carga combinada (P), se obtiene:

Rodamiento 1:

$$P = 0.04 C$$

Rodamiento 2:

$$P = 0.06 C$$

En el primer caso, nos encontramos en una situación intermedia de las propuestas por el fabricante, por lo que se tomará el caso mas conservador. Finalmente, las tolerancias que corresponden al eje en los tramos de cada rodamiento son:

Rodamiento 1:

$$D_{eje} = 12j5$$

Rodamiento 2:

$$D_{eje} = 15j5$$

Anteriormente en la sección “5.1.2.3.2 ÁRBOLES” se mencionó que, en ciertas partes del árbol de las ruedas, los diámetros tienen una tolerancia necesariamente más estrecha que el resto. En ese caso, se hablaba de estos tramos.

4.3.3.4. CHAVETA

La transmisión de par desde el árbol a la rueda se dará con una unión del tipo móvil en forma de chaveta. Son órganos mecánicos destinados a la unión de piezas que deben girar solidarias con un árbol para transmitir un par motriz, permitiendo, a su vez, un fácil montaje y desmontaje de las piezas [32].

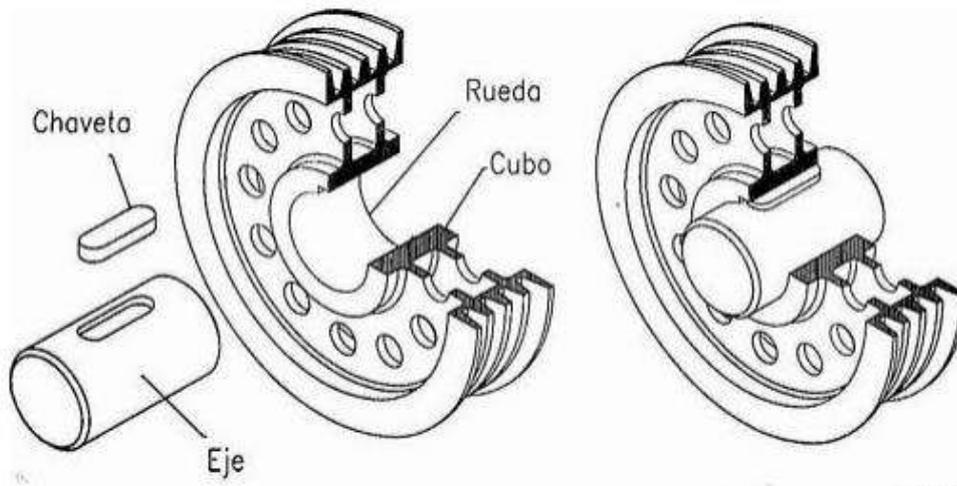


Figura 95. Semicorte en isometría de Chaveta y cubo. Fuente: [33].

Existen varios tipos de chavetas. Entre ellos, las más usuales y con gran disponibilidad en el mercado son las chavetas planas y las lengüetas. La diferencia entre ambas radica en su forma de ajustar. La chaveta actúa en forma de cuña, logrando una fuerte unión entre las piezas, tanto respecto a la rotación como a la traslación, por la presión que ejercen las caras superior e inferior de la chaveta; sin embargo, pueden presentar el problema de originar una ligera excentricidad entre las piezas [32].





Figura 96. Tipos de chavetas. Fuente: [32].

Por su parte, la lengüeta es de caras paralelas y ajusta lateralmente, pero sin ejercer presión radial, permitiendo en determinados casos el desplazamiento axial entre las piezas.



Figura 97. Vistas frontal y superior de: A – Chaveta. B – Lengüeta. Fuente: [34].

Se decidió utilizar lengüetas con el objetivo de evitar excentricidades, y con ello, la aparición de cargas dinámicas debido a desbalances. Como se mencionó anteriormente, el ajuste es lateral y se deja un pequeño juego entre superficie superior de chaveta y chavetero para evitar este fenómeno.

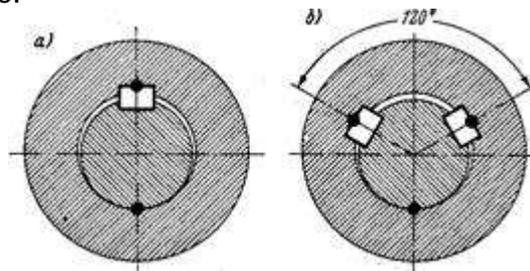


Figura 98. Excentricidad en corte de chaveta con cubo. Fuente: [34].

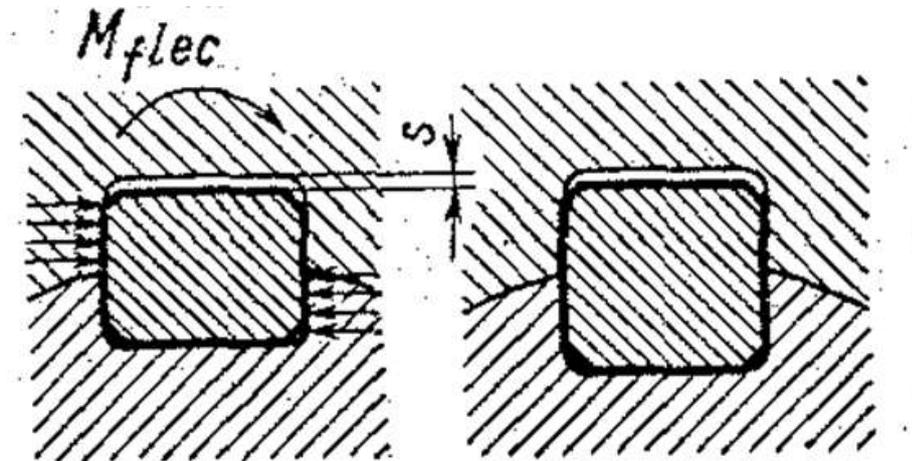


Figura 99. Juego radial en corte de lengüeta con cubo. Fuente: [34].

En Argentina, un tipo de lengüetas muy utilizadas son las de norma DIN 6885 A, por lo que se calculó las dimensiones de la misma y se seleccionó por catálogo.

Se adelanta que el material a utilizar tanto en árbol como chaveta y cubo es Acero Inoxidable 304. En el apartado “5.1.3 Selección de materiales” se explica el criterio para elegir este material.

Estos elementos están sujetos a tensiones de aplastamiento y corte:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F}{\frac{h}{2} \cdot L} \quad (4.3.3.4.1)$$

$$\tau_{\text{corte}} = \frac{F}{b \cdot L} \quad (4.3.3.4.2)$$

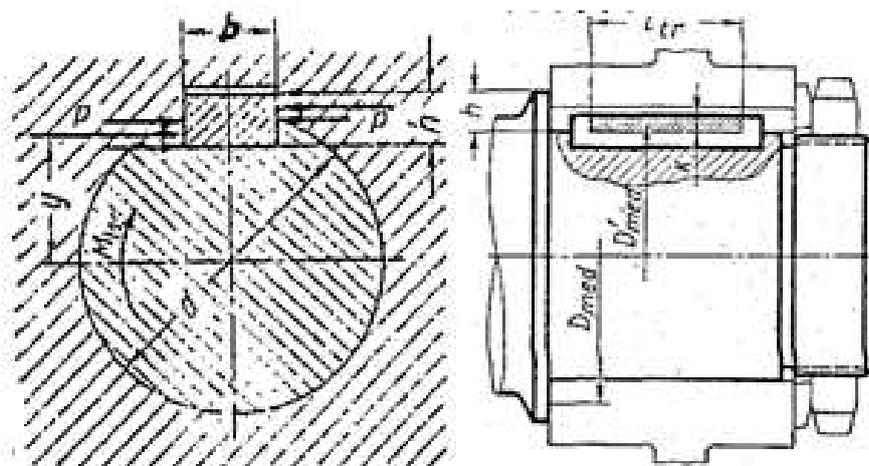


Figura 100. Esquema de chaveta en cubo para cálculo. Fuente: [34].

La fuerza F que solicita a la chaveta se calculó a partir del Par que se pretende transmitir:

$$M_t = F \cdot \frac{d}{2} = 2,3 \text{ Nm} \quad (4.3.3.4.3)$$

Donde $d = 15 \text{ mm}$ es el diámetro del eje.

Se despeja que:

$$F = 306,7 \text{ N}$$

Se utilizará una chaveta cuadrada de $h = b = 5 \text{ mm}$. Esto se debe a que, por catálogo, se sugieren estos valores en función del diámetro del árbol. Incluso podemos encontrarlos en catálogos de varias marcas.

b		2	3	4	5
h		2	3	4	3 5
d1	>	6	8	10	12 12
	≤	8	10	12	17 17

Figura 101. Catálogo de chavetas "OPAC". Valores de h y b sugeridos. Fuente: [35].

DIAMETRO ARBOL	CHAVETAS DE AJUSTE PARALELAS				
	DIN 6885 - HOJA 1				
d	b * h	t ₁	t ₂	r ₁	r ₂
6 - 8	2 * 2	1,2 + 0,1	1,0 + 0,1	0,2	0,2
8 - 10	3 * 3	1,8 + 0,1	1,4 + 0,1	0,2	0,2
10 - 12	4 * 4	2,5 + 0,1	1,8 + 0,1	0,2	0,2
12 - 17	5 * 5	3,0 + 0,1	2,3 + 0,1	0,3	0,2

Figura 102. FoDAMI – Espinas y Chavetas. Valores de h y b sugeridos. Fuente: [34].

Por lo que:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F}{\frac{h}{2} \cdot L} = \frac{306,7}{\frac{5}{2} \cdot 1000 \cdot L} = \frac{122680}{L}$$

$$\tau_{\text{corte}} = \frac{F}{b \cdot L} = \frac{306,7}{\frac{5}{1000} \cdot L} = \frac{61200}{L}$$

Igualando el primer resultado a la tensión de rotura y aproximando

$\tau_{corte} = \frac{\sigma_{aplastamiento}}{2}$ (Hipótesis de Guest) se despeja L en ambos casos:

$$\sigma_{rotura} = 600 \frac{N}{mm^2} \rightarrow L = 0,21 mm$$

$$\tau_{corte\ admissible} = 300 \frac{N}{mm^2} \rightarrow L = 0,21 mm$$

DIN 6885 A

Chaveta paralela de ajuste
Parallel keys
Clavette parallèle d'ajustage
Chaveta paralela de ajuste

Acero C45+C (F-114)
Steel C45+C (F-114)
Acier C45+C (F-114)
Aço C45+C (F-114)

Tolerancia b: h9
b Tolerance: h9
Tolérance b: h9
Tolerância b: h9

Tolerancia h: h9 o h11 según DIN 6880
h Tolerance: h9 or h11 according DIN 6880
Tolérance h: h9 ou h11 suivant DIN 6880
Tolerância h: h9 ou h11 conforme a norma DIN 6880

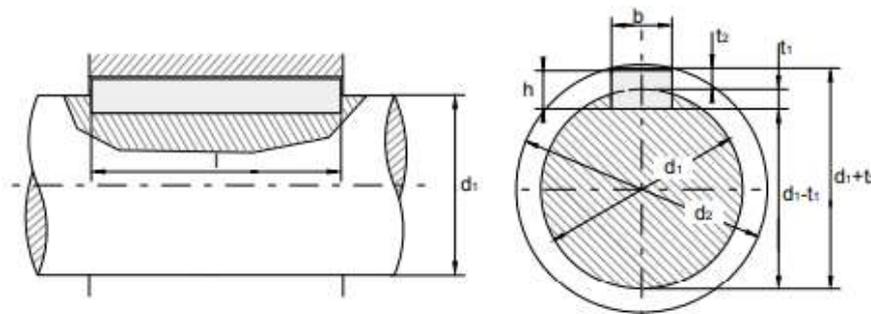
Resistencia mínima a la tracción: 600 N/mm²
Minimum tensile strength: 600 N/mm²
Résistance minimum à la rupture: 600 N/mm²
Resistência mínima à tração: 600 N/mm²

Figura 103. Catálogo de chavetas “OPAC”. Valor de tensión última de rotura y tolerancia de chaveta. Fuente: [35].

Los largos de chavetas comerciales están normalizados y el menor valor para la configuración de h-b seleccionada es de 10 mm. Por lo que se toma como valor final.

b	2	3	4	5
h	2	3	4	5
	06	06	08	12
	08	08	10	14
	10	10	12	16
	12	12	14	18

Figura 104. Catálogo de chavetas “OPAC”. Largos de chaveta normalizados. Fuente: [35].



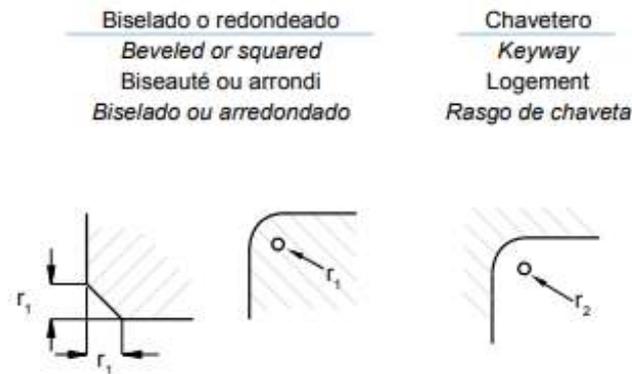


Figura 105. Catálogo de chavetas “OPAC”. Dimensiones. Fuente: [35].

En la Figura 103 se puede ver la tolerancia de fabricación de chaveta que ofrece esta marca para el valor de b : $h9$.

Por otra parte, el fabricante nos da las tolerancias para asiento en el árbol y cubo:

		b	2	3	4	5		
		h	2	3	4	3	5	
d1	>		6	8	10	12	12	
	≤		8	10	12	17	17	
Chavetero del eje	b*	asiento fijo	P9	2	3	4	5	5
		asiento ligero	N9	2	3	4	5	5
	t1	con juego en el lomo o aprieto		1,2	1,8	2,5	1,9	3
		dif. adm.		+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1
Chavetero del cubo	b*	asiento fijo	P9	2	3	4	5	5
		asiento ligero	JS9	2	3	4	5	5
	t2	con juego en el lomo		1	1,4	1,8	1,2	2,3
		dif. adm.		+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1
		con aprieto		0,5	0,9	1,2	0,8	1,7
		dif. adm.		+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1
a			-	-	-	-	-	
d2 min.	d1 +		2,5	3,5	4	3	5	
r1	min.		0,16	0,16	0,16	0,20	0,25	
	max.		0,25	0,25	0,25	0,30	0,40	
r2	max.		0,16	0,16	0,16	0,20	0,25	
	min.		0,08	0,08	0,08	0,10	0,16	

Figura 106. Catálogo de chavetas “OPAC”. Tolerancia de fabricación para asiento en árbol y cubo. Fuente: [35].

En la imagen anterior podemos calcular el juego radial característico de la lengüeta con los valores de t_1 y t_2 . También se nos brinda información de los valores de chaflan mínimo y máximo para chaveta (r_1) y chavetero (r_2).

Finalmente, nos informa de la tolerancia de longitud de chaveta:

	6 - 28	32 - 80	90 - 400
Tolerancia de la longitud de la chaveta (l)			
Key Length Tolerance (l)	-0,2	-0,3	-0,5
Tolérance de la longueur de la clavette			
Tolerância do comprimento da chaveta (l)			

Figura 107. Catálogo de chavetas “OPAC”. Tolerancia de fabricación para longitud. Fuente: [35].

Quedan determinados los valores:

- Para chaveta:

$$b = 5 \text{ h9 mm}$$

$$h = 5 \text{ mm}$$

$$r_1 = (0,25 - 0,40) \text{ mm}$$

$$L = (9,9 \pm 0,1) \text{ mm}$$

- Para chavetero:

$$b_{eje} = 5 \text{ N9 mm}$$

$$b_{cubo} = 5 \text{ Js9 mm}$$

$$t_1 = (3,05 \pm 0,05) \text{ mm}$$

$$t_2 = (2,35 \pm 0,05) \text{ mm}$$

$$r_2 = (0,16 - 0,25) \text{ mm}$$

Según el esquema de referencias de producto del fabricante, la designación para esta chaveta es:

$$\text{Ref: } 51A - 5 - 5 - 10$$



Figura 108. Ejemplo de referencia de pedido dado por el fabricante. Fuente: [35].

Para realizar el diseño 3D de la ranura, se utilizó la función “Acanalado para ranura normal” en el entorno “Generador de componentes de eje” de Inventor.

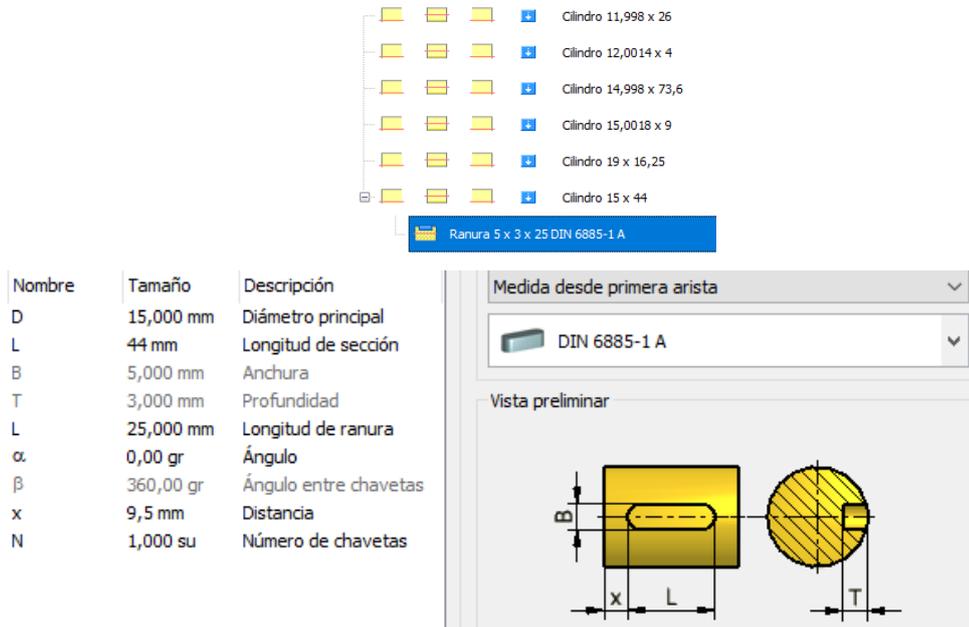


Figura 109. Ranura 6885 1-A en Generador de componentes de árbol de Inventor. Fuente: elaboración propia.

Para ello se definió el tipo de norma a utilizar y los parámetros que pide el programa. Muchos de los resultados obtenidos de catálogo fueron automáticamente completados por el entorno.

Finalmente, la ranura fue generada en el tramo del árbol donde se colocará la rueda.

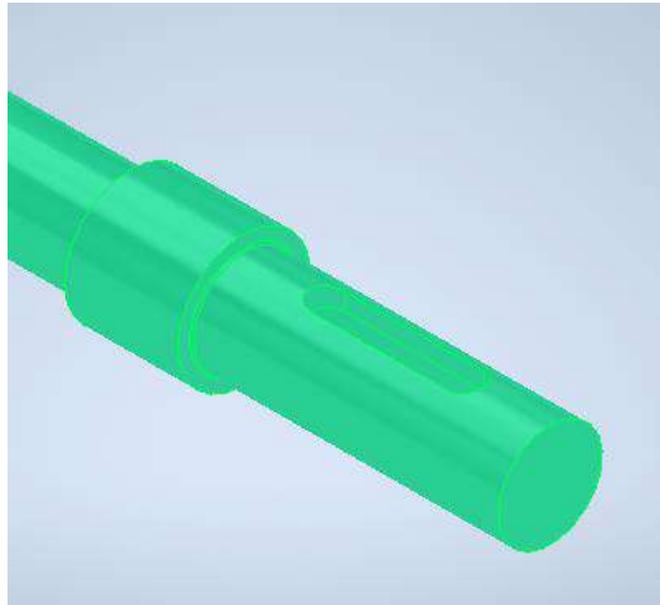


Figura 110. Ranura 6885 1-A en Generador de componentes de árbol de Inventor. Fuente: elaboración propia.

4.3.3.5. RUEDA

Para la selección de la rueda, se recurrió a fabricantes nacionales que proporcionen datos de cargas admisibles para sus productos. Se filtró la búsqueda por:

- Materiales: se pretendió utilizar ruedas de material plástico para reducir los problemas de corrosión.
- Diámetro exterior: para el cálculo de motores de rueda, se consideró que el diámetro de la misma estaría entre los 150 y 200 mm, siendo 150 la mejor opción.
- Diámetro del agujero: Deberá tener 15 mm de diámetro para que quepa el árbol. En caso de ser mayor, se debería considerar aumentar el diámetro de árbol y en caso de ser menor, evaluar si se puede realizar alguna reforma para adaptarlo.
- Carga admisible: Es fundamental que tolere la carga de trabajo.

Luego de investigar empresas de origen nacional argentino, no se encontraron productos que cumplan exactamente con las especificaciones. Por lo que queda para un futuro desarrollo, la posibilidad de encontrar alternativas de origen nacional.

Pese a esta situación, se encontró un modelo de rueda de la marca “ELESA” que satisfizo las necesidades planteadas. Su origen es italiano, pero cuentan con sedes en la ciudad de Buenos Aires [36].

El modelo de rueda es: RE.E2-150-RBL [36]. Fabricado con propileno y exterior de goma vulcanizada. Su diámetro exterior es de 150 mm y del agujero de 15 mm. Para calcular la carga admisible, el fabricante proporciona cálculos e información en función de las velocidades a las que circule.

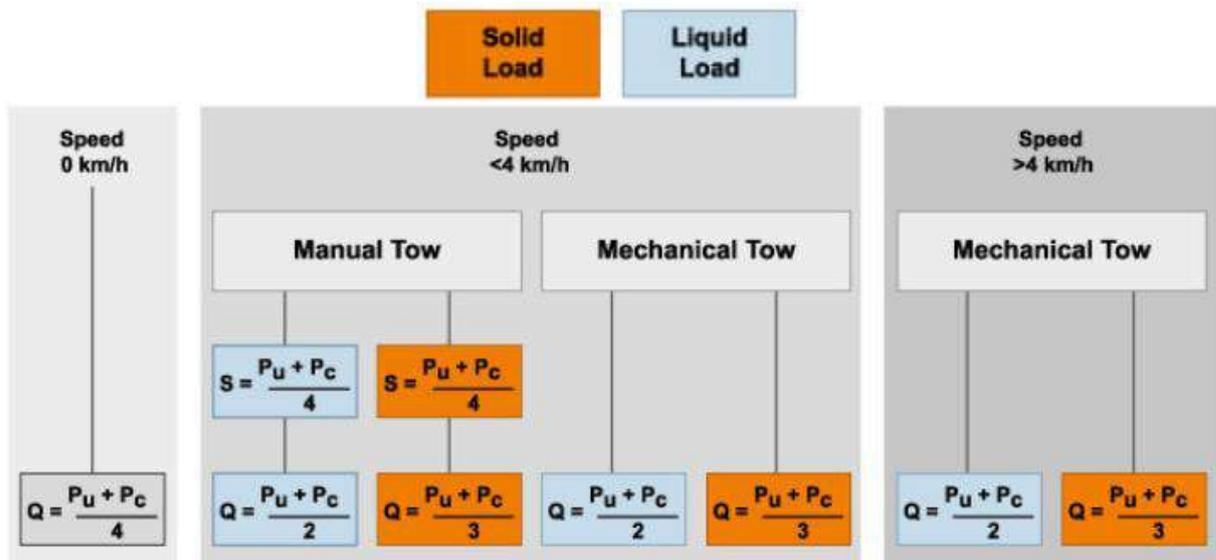


Figura 111. Cálculo de carga para sistema con 4 ruedas. Catalogo “ELESA”. Fuente: [36].

En nuestro caso, el régimen máximo fue planteado como 100 rpm, y el diámetro de 150 mm. Por lo que la máxima velocidad de desplazamiento, considerando una condición de rodadura, será de:

$$v = \omega \cdot R = 100 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{150}{2 \cdot 1000} = \frac{\pi}{4} \frac{m}{seg} = 2,8 \frac{km}{h} \quad (4.3.3.5.1)$$

Considerando un remolcado mecánico y carga sólida, la carga se calculará como:

$$Q = \frac{P_u + P_c}{3} \quad (4.3.3.5.2)$$

En el caso de nuestro robot, sabemos que la masa final será de 44,180 kg, por lo que Q resulta:

$$Q = \frac{(44,180 \cdot 9,81)}{3} = 144,46 N$$

Luego, se compara con el valor de "Dynamic carrying capacity" provisto por el fabricante.

Code	Description	D	d	ls	ll	Static load# [N]	Rolling resistance# [N]	Dynamic carrying capacity# [N]	
449501	RE.E2-080-RBL	80	12	25	39	1500	500	650	110
449506	RE.E2-100-RBL	100	12	30	44	2000	750	800	210
449512	RE.E2-125-RBL	125	15	37.5	44	2250	850	1100	410
449516	RE.E2-150-RBL	150	15	40	44	2750	1000	1300	610
449518	RE.E2-180-RBL	180	20	45	59	3500	1300	1800	1020
449522	RE.E2-200-RBL	200	20	50	59	4000	1400	2250	1310

Figura 112. Información de capacidades de carga de rueda. Catálogo "ELESA". Fuente: [36].

Se puede notar que el valor de capacidad de carga dinámica es de 1300 N, mientras que la carga en comparación es de 144,46 N, es decir, 9 veces menor. Por lo que se concluye que el modelo de rueda resulta adecuado para el sistema.

4.3.4. FIJACIONES

Se brindará información sobre el tipo de fijaciones utilizadas en cada caso. Además, se agregarán imágenes para lograr un entendimiento más preciso de la situación.

Para el brazo y la pinza, las modificaciones realizadas al modelo original del fabricante, no generan cambios en las fijaciones propuestas. La situación es similar con elementos seleccionados por fabricante, como es el caso de los motores. En estos ejemplos, no se especificará el esquema de fijaciones, ya que la información se encuentra bien detallada por sus respectivos diseñadores/fabricantes en las páginas oficiales [15]. En cambio, se provee en los apartados "BRAZO ROBÓTICO" la página web oficial de cada uno para poder corroborar en caso de ser necesario. A pesar de esto, sí se considera de interés aclarar que las fijaciones utilizadas en el brazo son coherentes con los criterios o condiciones de falla tenidas en cuenta. Específicamente, en cuanto a corrosión, se habló del ambiente corrosivo en el que se encontrará inmerso el mecanismo. Por este motivo, el plástico es una buena idea como material para cualquier parte. Para unir

las piezas, podría pensarse en utilizar pegamentos o fijaciones. Se pensó el robot para tener la posibilidad de armado y desarmado de forma práctica. Por este motivo, se descarta el uso de pegamentos. En cuanto a la corrosión, se verán susceptibles a la corrosión por crevis, debido a los resquicios generados en espacios entre bulón/tuerca/parte. Como en muchos de los casos de diseño, resulta una solución imperfecta, pero, como solución parcial, se utilizarán materiales con buena resistencia a la corrosión. En este caso, se seleccionó Acero Inoxidable Austenítico 304.

Para la selección se utilizó el catálogo de la empresa “FERCOR” de bulonería. En cuanto a bulones, serán de cabeza hexagonal milimétrico norma DIN 933.

FERCOR

BULON HEXAGONAL INOXIDABLE C/AISI 304 MILIMETRICO INOX
304 **BEIA0**

NORMA: DIN 931 / DIN 933

Diámetro (d)	4	5	6	8	10	12	14	16	20	22	24
Alt. Cabeza (h)	2,8	3,5	4	5,5	7	8	9	10	13	14	15
Entrecara (e)	7	8	10	13	17	19	22	24	30	32	36
Largo (L) \ Paso	0,7	0,80	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,00	2,50	2,50	3,00
8	0408	0508									
10	0410	0510	0610	0810							
12	0412	0512	0612	0812							
16	0416	0516	0616	0816	1016						
20	0420	0520	0620	0820	1020	1220					
25	0425	0525	0625	0825	1025	1225	1425				
30	0430	0530	0630	0830	1030	1230	1430	1630			
35	0435	0535	0635	0835	1035	1235	1435	1635			
40	0440	0540	0640	0840	1040	1240	1440	1640	2040		
45	0445	0545	0645	0845	1045	1245	1445	1645	2045		
50	0450	0550	0650	0850	1050	1250	1450	1650	2050	2250	2450
60		0560	0660	0860	1060	1260	1460	1660	2060	2260	2460
70			0670	0870	1070	1270	1470	1670	2070	2270	2470
80				0880	1080	1280	1480	1680	2080	2280	2480
90					0890	1090	1290	1490	1690	2090	2290
100						0891	1091	1291	1491	1691	2091
110							0892	1092	1292	1492	1692
120								0893	1093	1293	1493
130									0894	1094	1294
140										0895	1095
150											0896

Figura 113. Catálogo FERCOR para bulones de cabeza hexagonal de acero inoxidable AISI 304 milimétrico. Fuente: [37].

Para tuercas, se utilizó el catálogo de la misma marca. También hexagonales, milimétricas, pero de norma DIN 934.

TUERCA HEXAGONAL MILIMÉTRICA DIN 934

CLASE 10 CLASE 6 INOX 304 UP

Diámetro	Paso	Altura (H)	Entrecara (e)	Acero ZPD (cl10)	Hierro ZPD (cl 6)	Inox Aisi 304
2	0,4	1,6	4		HA302	
2,5	0,45	2	5		HA3025	
3	0,5	2,4	5,5		HA303	IA003
4	0,7	3,2	7		HA304	IA004
5	0,8	4	8		HA305	IA005
6	1	5	10	AA306	HA306	IA006
7	1	5,5	11		HA307	
8	1,25	6,5	13	AA308	HA308	IA008
10	1,5	8	17	AA310	HA310	IA010
12	1,75	10	19	AA312	HA312	IA012
14	2	11	22	AA314	HA314	IA014
16	2	13	24	AA316	HA316	IA016
18	2,5	15	27	AA318	HA318	IA018
20	2,5	16	30	AA320	HA320	IA020
22	2,5	18	32	AA322	HA322	IA022
24	3	19	36	AA324	HA324	IA024
27	3	22	41	AA327	HA327	
30	3,5	24	46	AA330	HA330	IA030
33	3,5	26	50	AA333	HA333	
36	4	29	55	AA336	HA336	

CONSULTAR POR CLASE

Figura 114. Catálogo FERCOR para tuercas de cabeza hexagonal de acero inoxidable AISI 304 milimétrico. Fuente: [33].

Tanto para bulones como para tuercas, se utiliza el mismo material, Acero Inoxidable 304.

Como aclaración general, en muchos casos será necesaria la utilización de tuercas. Se tendrá en cuenta como criterio para elegir el largo de los bulones.

En el chasis del carro se afirmarán las bases de motores de ruedas y rodamientos. Para rodamientos se utilizan bulones M8 y M12 de 25 mm de largo, según se ve en las imágenes siguientes.

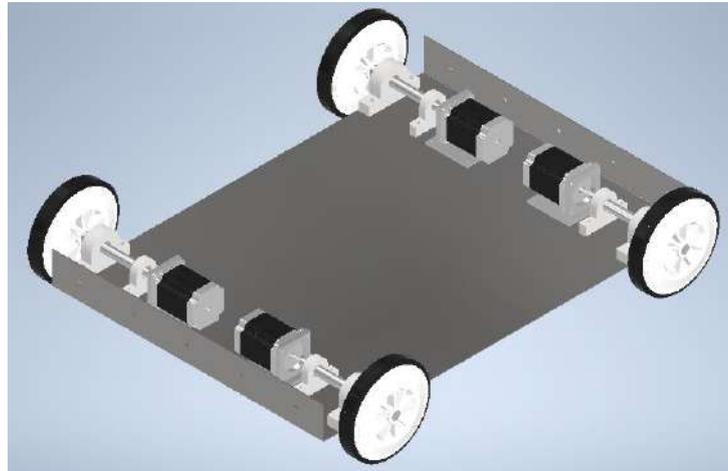


Figura 115. Esquema de motores y apoyos para árboles de ruedas. Fuente: elaboración propia.

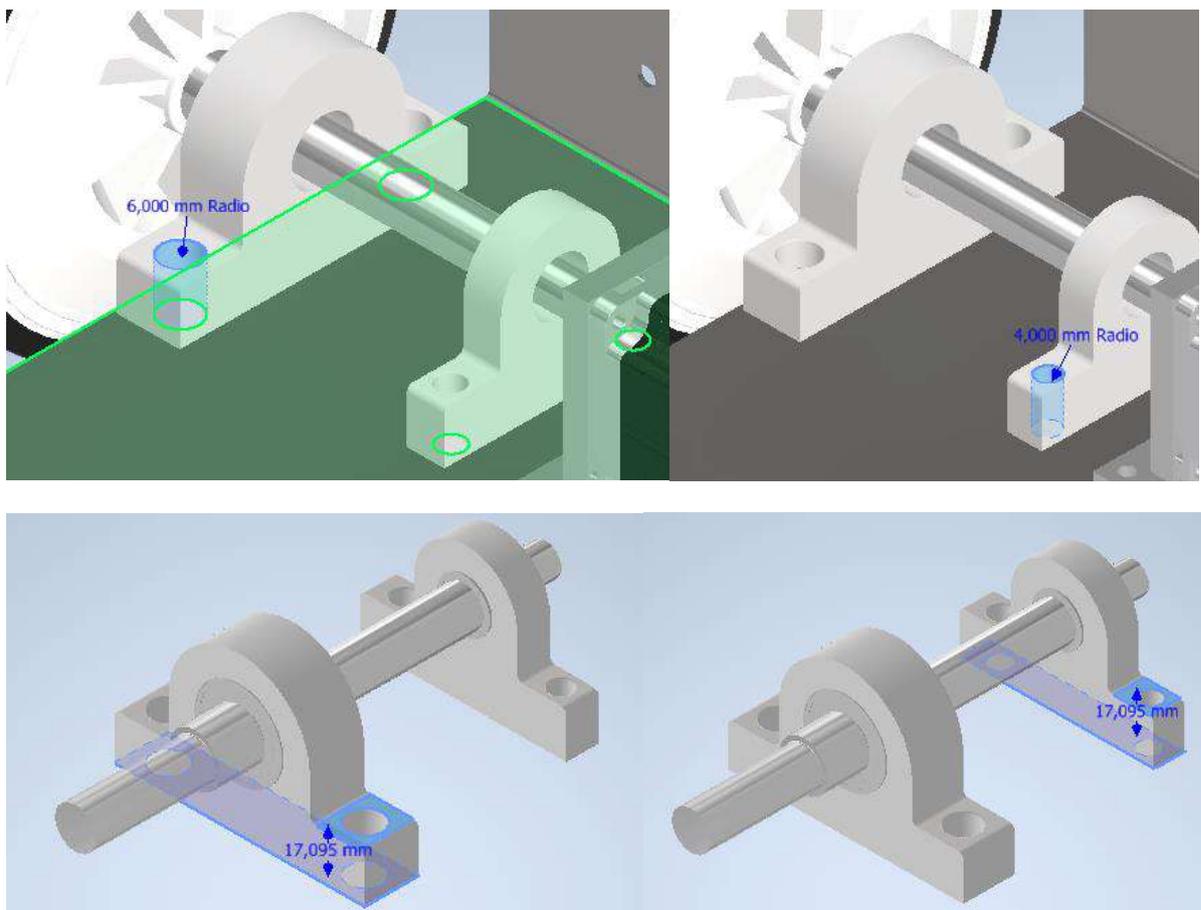


Figura 116. Dimensiones para definir fijaciones para apoyos de rodamientos. Fuente: elaboración propia.

Se utilizará una tuerca en cada caso para apretar el sistema, manteniéndolo firme y sin juego.

Para la base del motor, se utilizan 4 bulones M5 de 10 mm de largo con sus respectivas tuercas con el objetivo de afirmarla al chasis.

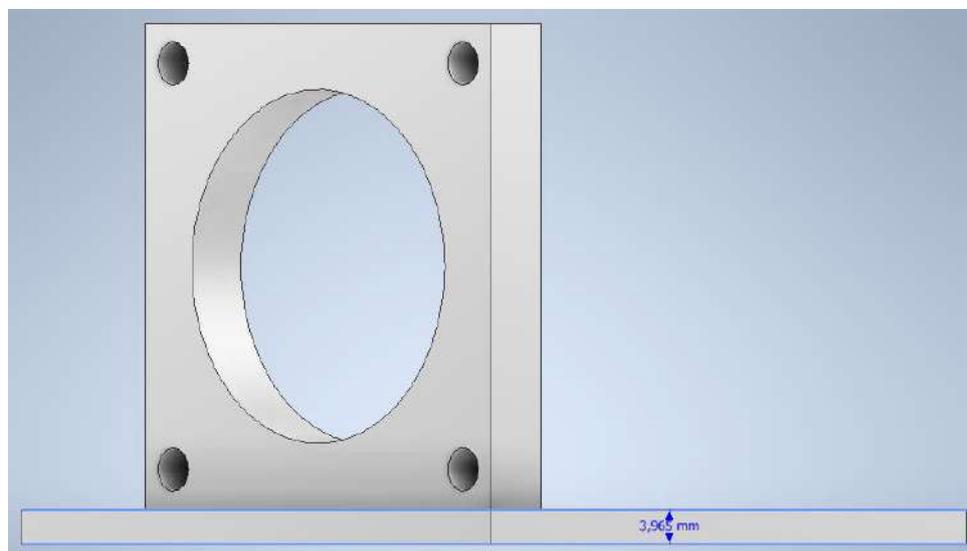
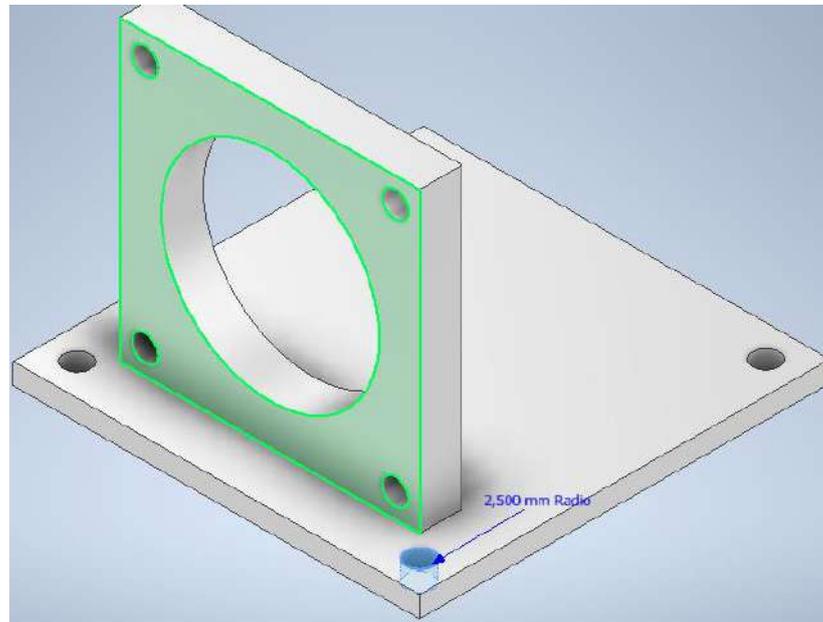


Figura 117. Dimensiones para definir fijaciones para apoyos de motores. Fuente: elaboración propia.

Además, se utilizan cuatro bulones M5 con largo de 12 mm para fijar el motor a la base, de forma que pueda transmitir torque al árbol sin girar, con sus respectivas cuatro tuercas.

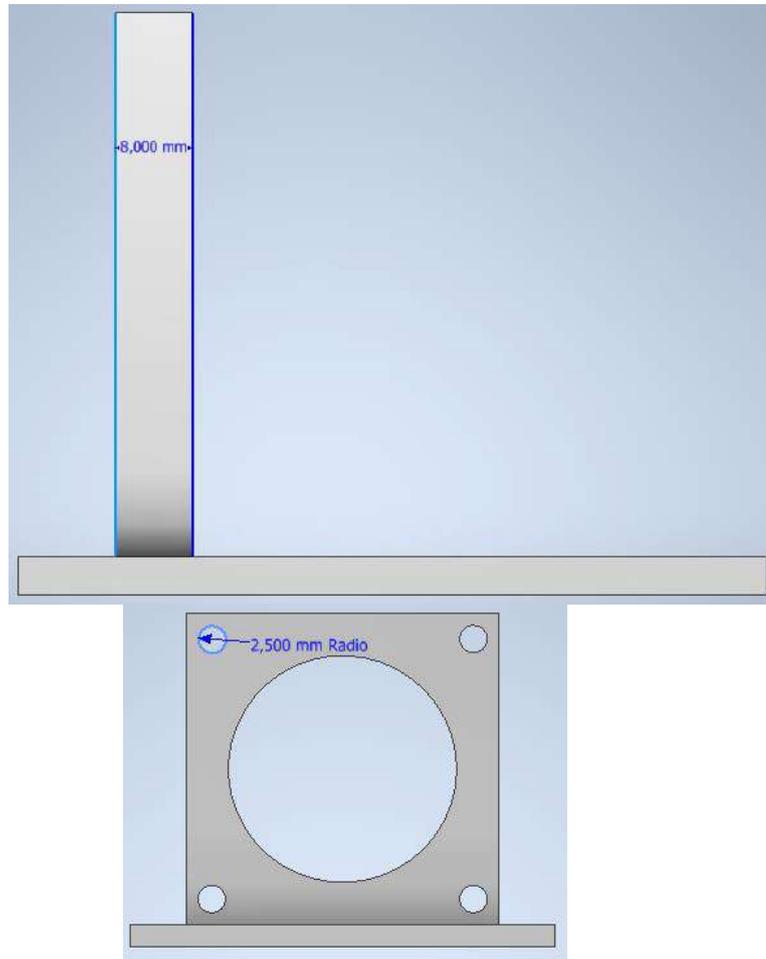


Figura 118. Dimensiones para definir fijaciones para sujeción de motores. Fuente: elaboración propia.

Para unir el chasis con la cubierta del carro se utilizan cinco remaches roscados de cada lado de las pestañas (10 en total), con sus bulones correspondientes. Debido a su funcionamiento, se introduce una deformación plástica notoria en el remache. Se consideró un milímetro y medio de huelgo entre chasis y cubierta para un ensamblaje fácil, que considere el radio generado en el chasis por la pestaña (1.5 mm). Mediante el apriete, se juntaran ambas superficies.

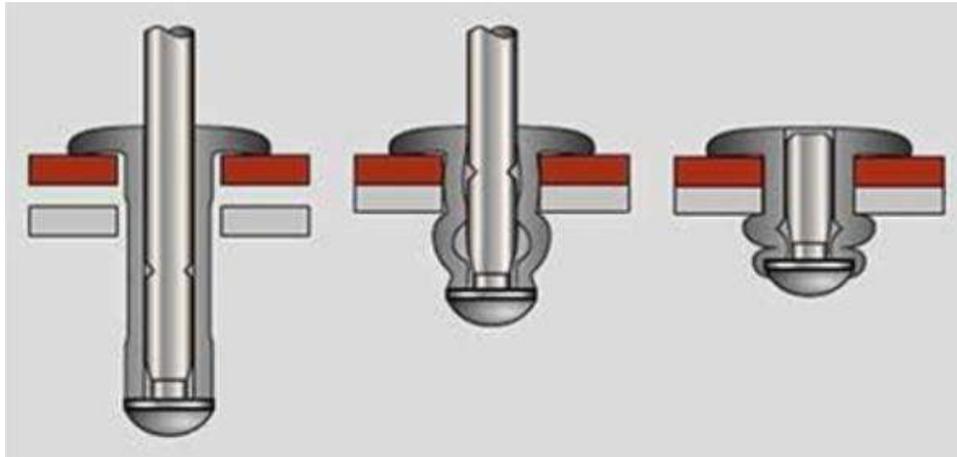


Figura 119. Mecanismo de apriete de remache roscado. Fuente: [38].

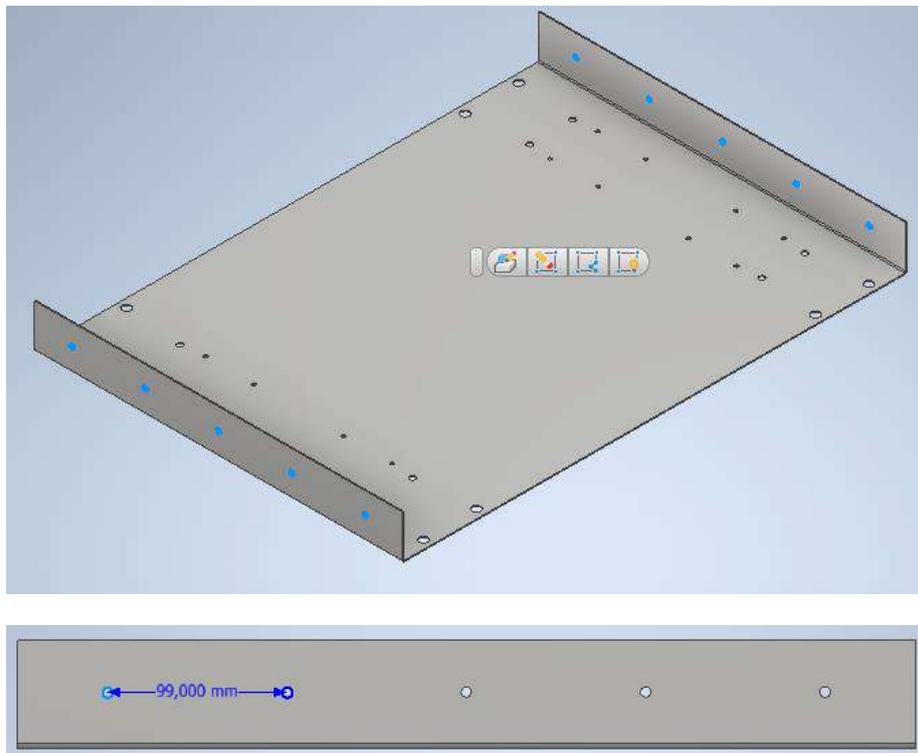


Figura 120. Agujeros para remaches roscados en chasis. Fuente: elaboración propia.

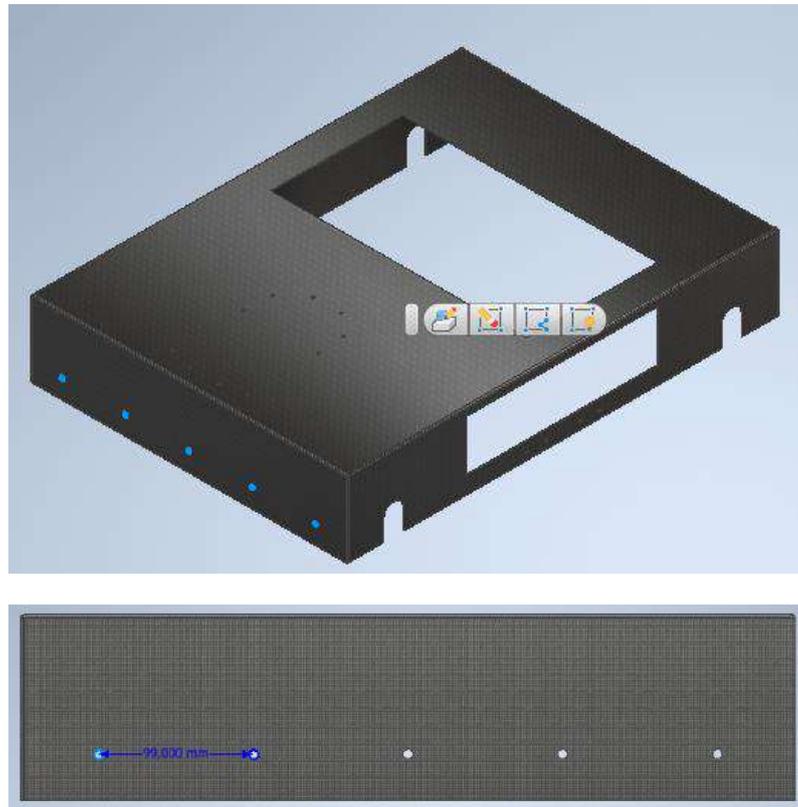


Figura 121. Agujeros para remaches roscados en cubierta. Fuente: elaboración propia.

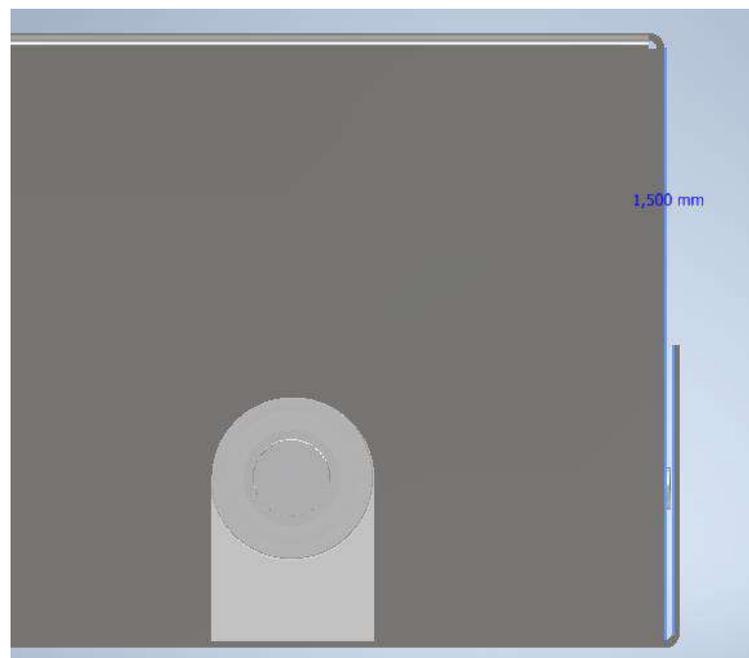


Figura 122. Distancia entre chasis y cubierta de carro. Fuente: elaboración propia.

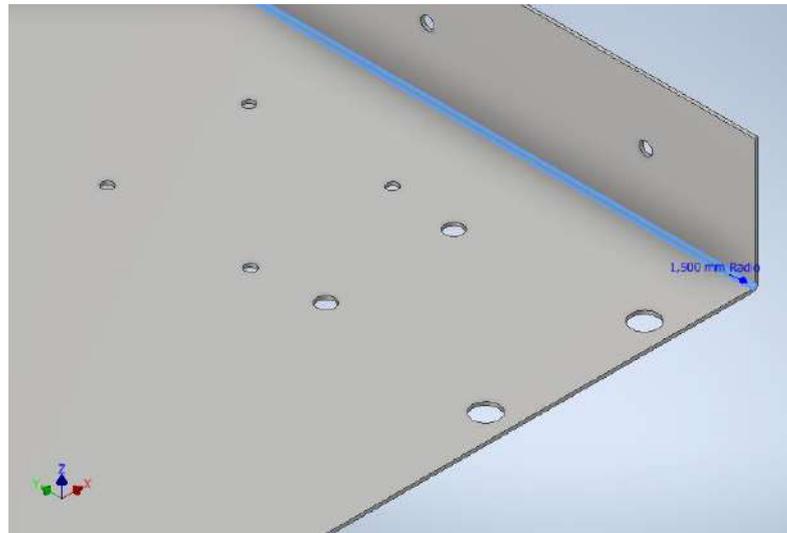


Figura 123. Radio de pliegue en chasis. Fuente: elaboración propia.

Los remaches roscados son de diferentes tipos, en este caso, se utilizan de cabeza ancha dado que la superficie de apoyo es plana y resulta práctico. Permite distribuir esfuerzos en su relativamente grande superficie de contacto en relación con las otras opciones. Muy utilizado en chapas finas. [39]

Su selección se realizó en función del espesor a unir. En este caso es de tres milímetros, compuestos por 1,5 mm de cubierta mas 1,5 mm de chasis.

Métrica	L Longitud [mm]	ØD cabeza [mm]	Ød caña [mm]	S Espesor cabeza [mm]	Espesor a fijar [mm]	Ø taladro previo [mm]
M3	10	6,5	4,9	1,0	0,5 ÷ 3,0	5
M4	10	8,5	5,9	1,1	0,5 ÷ 3,0	6
	12				3,1 ÷ 4,0	
M5	12	9,5	6,9	1,1	0,5 ÷ 3,0	7
	15				3,1 ÷ 6,0	
M6	14,5	12,5	8,9	1,6	0,5 ÷ 3,0	9
	17,5				3,1 ÷ 6,1	
M8	16	15,5	10,9	1,6	0,5 ÷ 3,0	11
	19				3,1 ÷ 5,5	
M10	17	18,5	12,9	2,1	1,0 ÷ 3,5	13
	22				3,5 ÷ 6,0	
M12	23	22,5	15,9	2,1	1,0 ÷ 4,0	16

Figura 124. Dimensiones de remaches roscados. Catálogo INDEXFIX. [39] .

Se seleccionó una rosca M4 con largo de 12 mm, recomendado para espesores entre 3,1 mm y 4 mm.

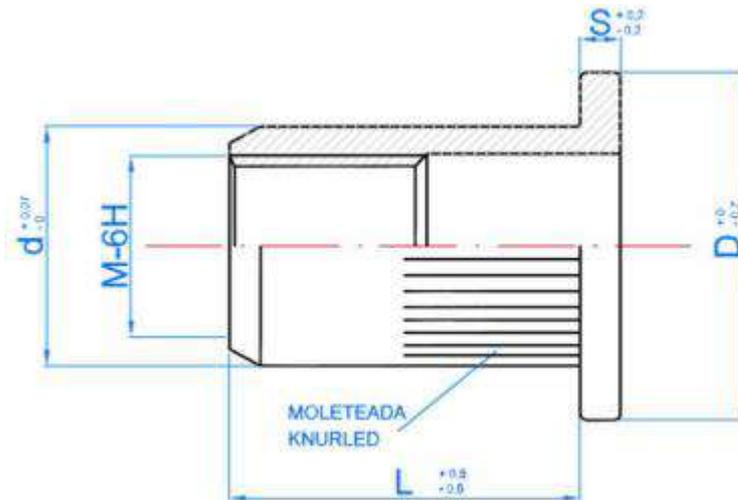


Figura 125. Esquema de dimensiones de remache roscado. Catálogo INDEXFIX [39].

Como se puede ver en el catálogo, el taladrado previo deberá ser de 6 mm mientras que el diámetro externo del remache es de 5,9 mm. Esto se debe a que se requiere espacio para la deformación plástica necesaria para la correcta colocación del sistema.

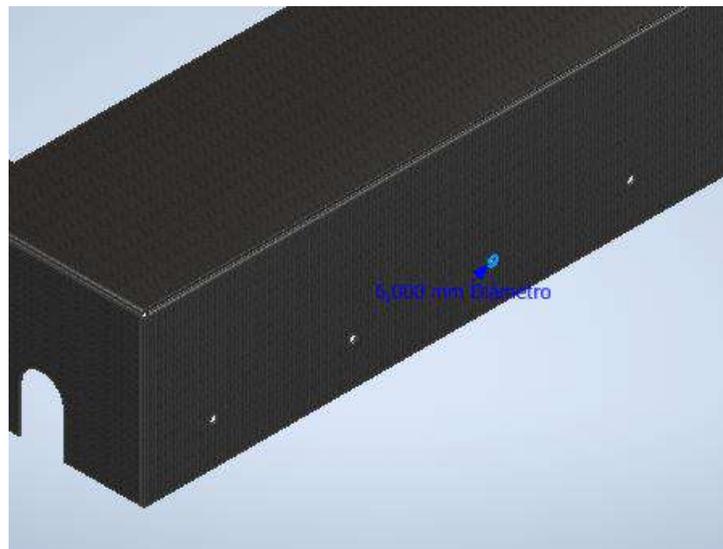


Figura 126. Diámetro de taladrado previo de remache roscado para cubierta. Fuente: elaboración propia.

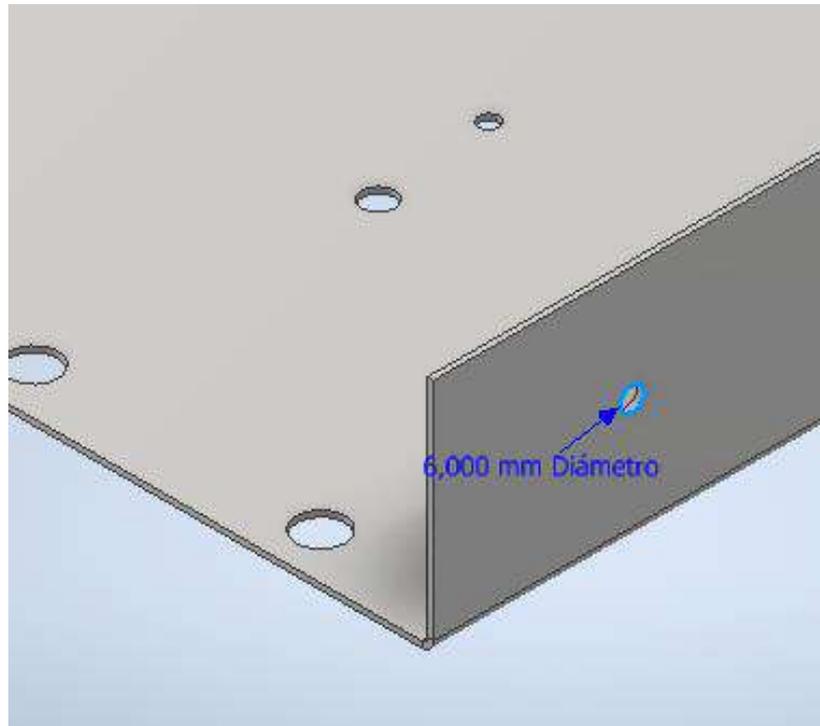


Figura 127. Diámetro de taladrado previo de remache roscado para chasis. Fuente: elaboración propia.

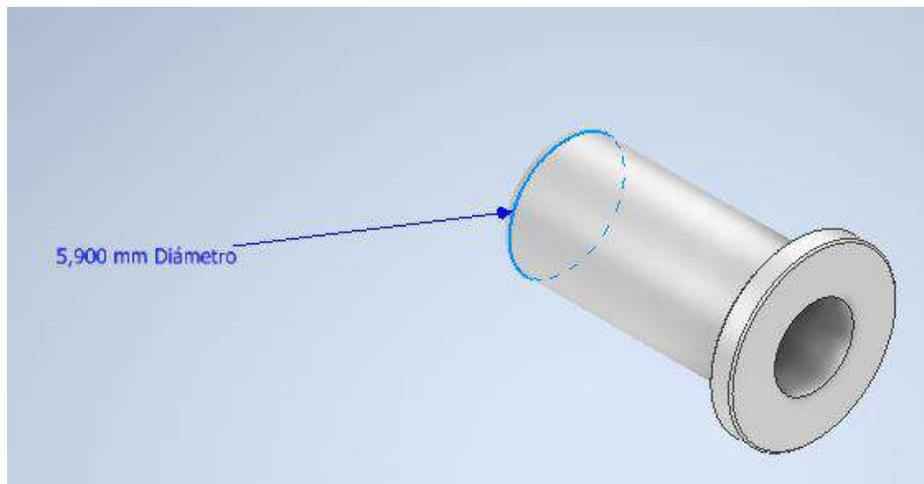


Figura 128. Diámetro externo de remache roscado. Fuente: elaboración propia.

Se utilizan 10 bulones M4 de cabeza hexagonal con largo para hermanar con los remaches mencionados.

Otras fijaciones utilizadas fueron las de las bisagras de la tapa para acceso rápido al interior del carro.

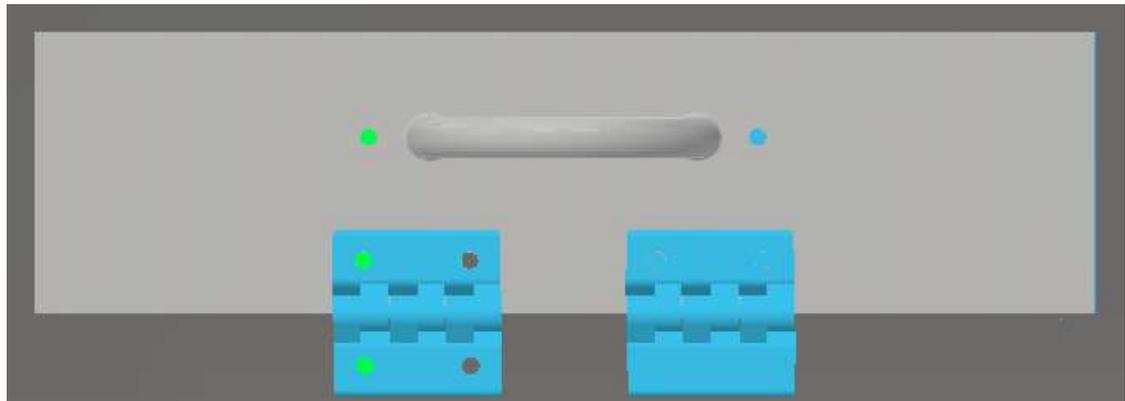


Figura 129. Tapa lateral de acceso rápido al interior del carro. Fuente: elaboración propia.

Para la manija se utilizan 2 bulones M5 cabeza hexagonal de largo 8 mm con sus tuercas asociadas. Para las bisagras son 8 bulones M5 cabeza hexagonal de largo 16 mm con sus 8 tuercas asociadas. En total son 2 bulones M5 de 8 mm y 8 bulones M5 de 16 mm con 10 tuercas hexagonales M5.

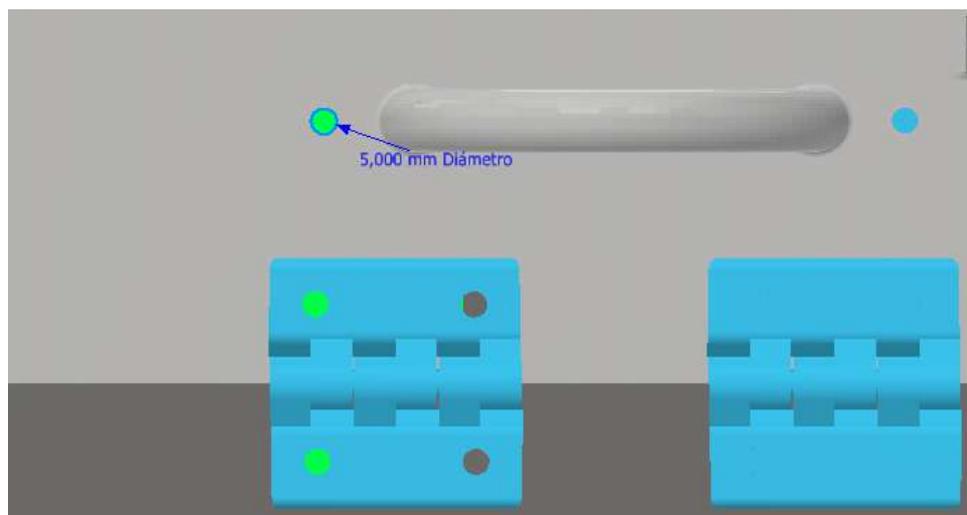


Figura 130. Diámetro de bulones para fijar manija. Fuente: elaboración propia.

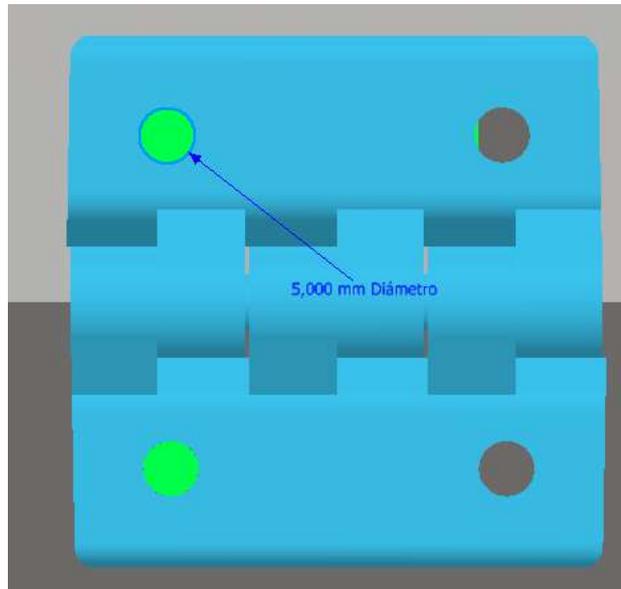


Figura 131. Diámetro de bulones para fijar bisagra. Fuente: elaboración propia.

Finalmente, para afirmar la base del brazo al carro se utilizan 12 bulones cabeza hexagonal M4 de 35 mm de largo con sus respectivas 12 tuercas.

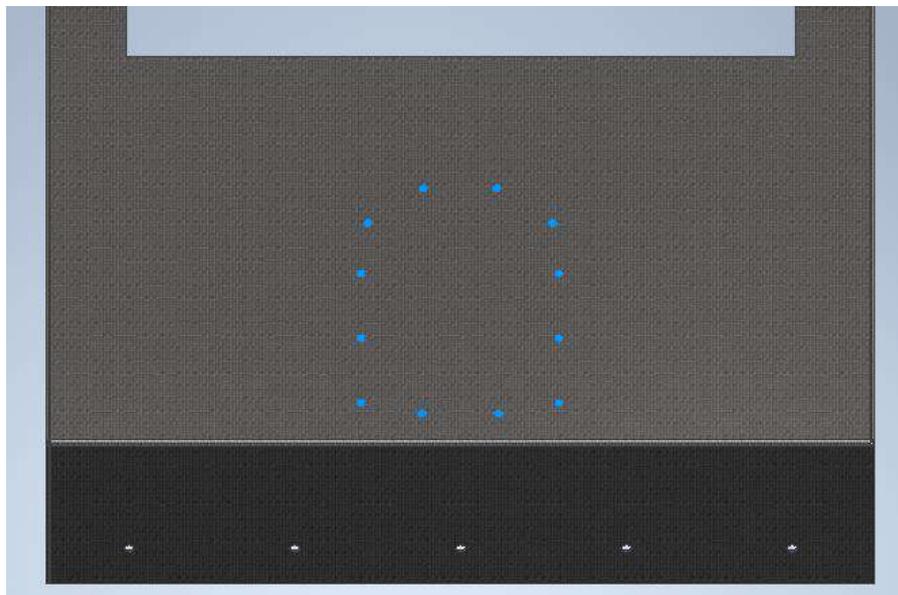


Figura 132. Bulones para fijar base de brazo robótico. Fuente: elaboración propia.

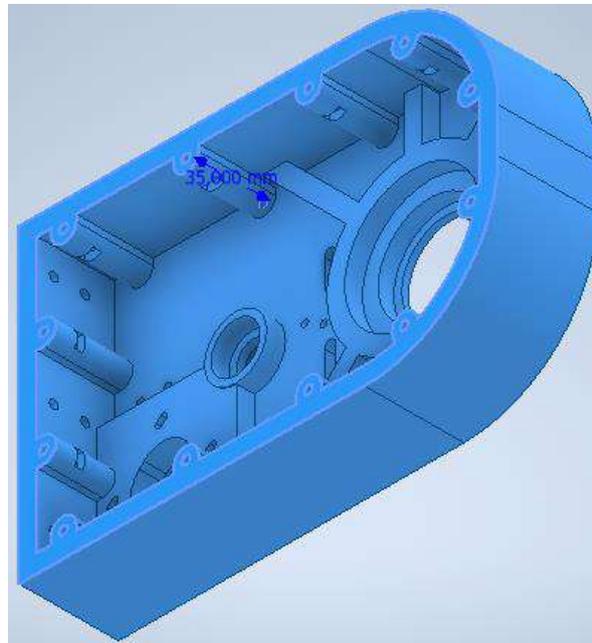
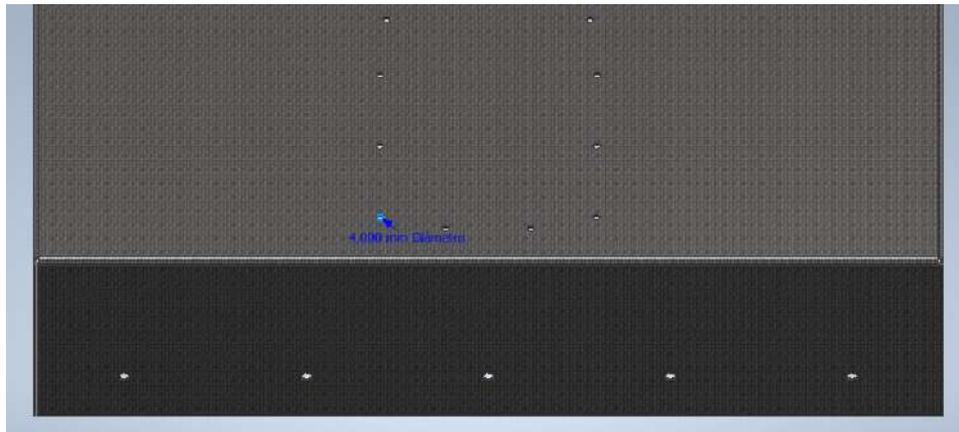


Figura 133. Dimensiones de bulones para fijar base de brazo robótico. Fuente: elaboración propia.

Resumen de fijaciones en sistemas analizados:

Tabla 3. Resumen de fijaciones utilizadas en cada sistema. Bulones. Fuente: elaboración propia.

Bulones					
		Cantidad	Designacion	Largo [mm]	Veces
Chasis	Eje y rodamientos	2	M8	25	4
		2	M12	25	
	Base de motor	4	M5	10	4
		4	M5	12	
Cubierta	Union con chasis	5	M4	16	2
	Tapa de acceso rápido (manija)	2	M5	8	1
	Tapa de acceso rápido (bisagras)	4	M5	16	2
	Base de brazo	12	M4	35	1

Tabla 4. Resumen de fijaciones utilizadas en cada sistema. Tuercas. Fuente: elaboración propia.

Tuercas				
		Cantidad	Designación	Veces
Chasis	Eje y rodamientos	2	M8	4
		2	M12	
	Base de motor	4	M5	4
		4	M5	
Cubierta	Tapa de acceso rápido	10	M5	1
	Base de brazo	12	M4	1

Tabla 5. Resumen de fijaciones utilizadas en cada sistema. Remaches roscados. Fuente: elaboración propia.

Remaches roscados				
		Cantidad	Designación	Veces
Cubierta	Union con chasis	5	M4	2

4.4. SELECCIÓN DE MATERIALES

Se seleccionaron materiales, en primera instancia, con buena resistencia a la corrosión, criterio considerado crítico de falla en el ambiente que se desempeñará el robot. Fueron tenidos en cuenta los distintos tipos de corrosión que pueden darse y en esta sección se explica el porqué de la elección de cada material. Para dar contexto a la justificación, se explican los tipos de corrosión que se podrían dar en nuestro sistema:

- **Uniforme:** de realizar una mala selección de materiales o no aplicar tratamientos correctos, es casi seguro encontrarnos con este tipo de corrosión. Se debe a que se pretende que el robot se desempeñe en un ambiente con un electrolito sumamente corrosivo. Se da por una combinación de alta humedad relativa y químicos disueltos en el aire, por aplicación de fitosanitarios.
- **Selectiva:** Si existieran zonas de contacto entre metales de distintas aleaciones, podría generarse una celda de composición, corroyendo una de las dos. Para evitar este fenómeno, se utilizará la misma aleación siempre que los metales estén en contacto.
- **Por picaduras:** en general se da en Aceros Inoxidable, por discontinuidades metalúrgicas. Desde la superficie hacia adentro formando pequeños agujeros con poca pérdida de masa, lo que lo hace difícil de controlar. Genera concentradores de tensión y pérdida de espesor. Como en muchas piezas utilizaremos

acero inoxidable, se procurará que la calidad del mismo sea buena, reduciendo así la proporción de discontinuidades metalúrgicas por unidad de volumen.

- En resquicios (crevis): por diferencia de concentración. Se produce en general por poco cuidado de la higiene de la pieza, donde la suciedad forma resquicios, con corrosión localizada bajo la capa de suciedad. Para evitarlo, se debe realizar una limpieza periódica del robot. En nuestro caso, por tener una cantidad alta de fijaciones por tornillos, se espera que se dé en estas zonas de unión.

- La corrosión bajo tensiones (SCC): es conocida como el talón de Aquiles de los aceros inoxidables austeníticos, principalmente los que contienen entre 8% y 10% de níquel, en cambio los aceros inoxidables ferríticos son inmunes a esta forma de corrosión. Para evadir este tipo frecuente de corrosión en este tipo de aceros que se utilizaron mucho en el robot, se evitaron las tensiones por soldadura, introduciendo uniones desmontables. Esto a la vez, genera el problema de resquicios, pero se considera que otorga otras ventajas como la posibilidad de armar y desarmar fácilmente el equipo, por lo que es la opción elegida.

- Intergranular: se genera en las zonas próximas al borde de grano, por presencia de precipitados o por sensitización (diferencia de composición homogénea) y produciendo la descohesión entre granos. Es muy típica en aceros inoxidables austeníticos y genera fallas catastróficas. En nuestro caso, no se considera un problema factible de suceder, ya que para que se de esta situación, se debería someter al acero a temperaturas muy altas comparadas a las de trabajo (cerca de 1000°C) y enfriar lentamente hasta temperatura ambiente. En caso de que en la práctica se evidencia este problema, se podría solucionar cambiando el acero inoxidable 304 por un 304L, con menor contenido de Carbono y menos susceptible a este fenómeno.

Como se puede notar en la descripción anterior, resulta correcto la utilización de plástico en partes con bajas solicitaciones y acero inoxidable 304 en aquellas en que las cargas sean más altas.

Habiendo explicado las consideraciones a tener en cuenta, se concluye que:

- Los componentes del brazo serán, en su totalidad, de plástico ABS de procesos de fabricación tradicionales, con excepción de mecanismos de transmisión, rodamientos, guías, tuerca de tornillo de movimiento y motores.

- Los motores están mejor detallados en el apartado correspondiente a su selección. El eje es de acero inoxidable el cuerpo de de aluminio y el núcleo de hierro-silicio pintado. Con excepción del eje, todo se encuentra cerrado al ambiente.

- El acople de motores a ejes de rueda es de acero inoxidable.

- Las chapas del carro serán de acero inoxidable 304.

- Las uniones serán, en su totalidad, desmontables, con tornillos o burlonería adecuada de acero inoxidable 304. La única excepción es el desviador de la pinza, que será pegado. De esta forma se elude el fenómeno de corrosión bajo tensiones.

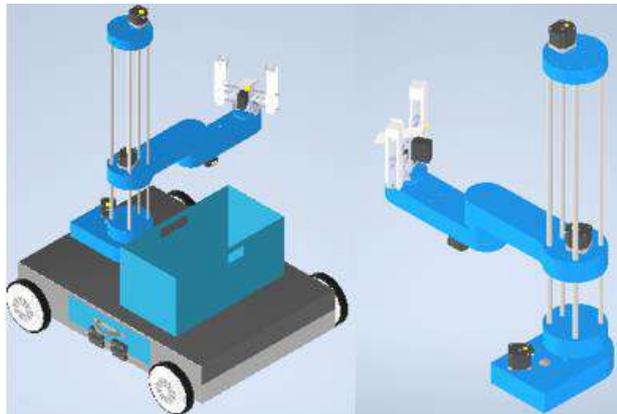
- Las guías, que no estarán en contacto con otra aleación, son de acero SAE 1045 cromado.
- Las chavetas para transmitir par a las ruedas son de acero inoxidable 304, al igual que el árbol.
- Los rodamientos para árboles de rueda son de acero inoxidable.
- La tuerca de tornillo de movimiento es de Bronce fosforoso, aleación con buena resistencia a la corrosión y usualmente aplicado para este propósito. [40]

En el Anexo “LISTA DE MATERIALES” se adjunta la lista de materiales del conjunto final.

4.5. DIMENSIONAMIENTO PREVIO

En este apartado se muestra la disposición final del conjunto generada según los cálculos detallados hasta el momento, junto a consideraciones y muchos cambios para probar distintas opciones y distancias relativas entre piezas. Este dimensionamiento es considerado inicial o previo, debido a que se debe comprobar que resista los criterios de falla establecidos para el diseño. En caso negativo, se debería redimensionar. En apartados siguientes, se muestra el resultado de la comprobación realizada.

El esquema del conjunto ensamblado queda como se puede ver en las siguientes imágenes:



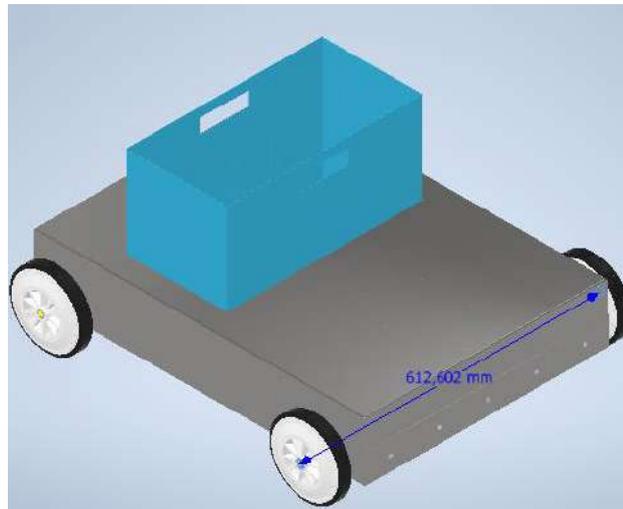


Figura 134. Conjunto ensamblado final. Brazo robótico. Carro. Fuente: elaboración propia.

Para cumplir con las especificaciones de altura de recogida propuestas en el apartado “5.1.1. Definición de condiciones de trabajo” se pensaron distintas disposiciones de piezas para adaptar el robot. Lo cierto es que se llegó a un punto que para lograr alcanzar a la perfección los requisitos, se debía replantear gran parte del trabajo, por lo que se evaluó la diferencia entre lo ideal y lo logrado para tomar una decisión. La altura máxima y mínima de cosecha de tomate lograda fue de 811,584 mm y 405,594 mm desde el suelo. No se había logrado aprovechar 5,594 mm de la recogida óptima en el límite inferior, pero se cumplía con creces la condición en el límite superior. Para comenzar esta pequeña diferencia, se realizó una entrevista a Ulises Loizaga, representante del INTA, para consultar sobre una posible solución. Se llegó a la conclusión que, pese a que esos casi 6 milímetros de pérdida no resultan tan importantes, se podría compensar introduciendo 10 centímetros extras en la zona superior agrandando las guías. Por ese motivo, se realizó la reforma y las alturas de cosecha finales resultaron:

$$\text{Altura máxima de cosecha} = 911,58 \text{ mm}$$

$$\text{Altura mínima de cosecha} = 405,55 \text{ m}$$

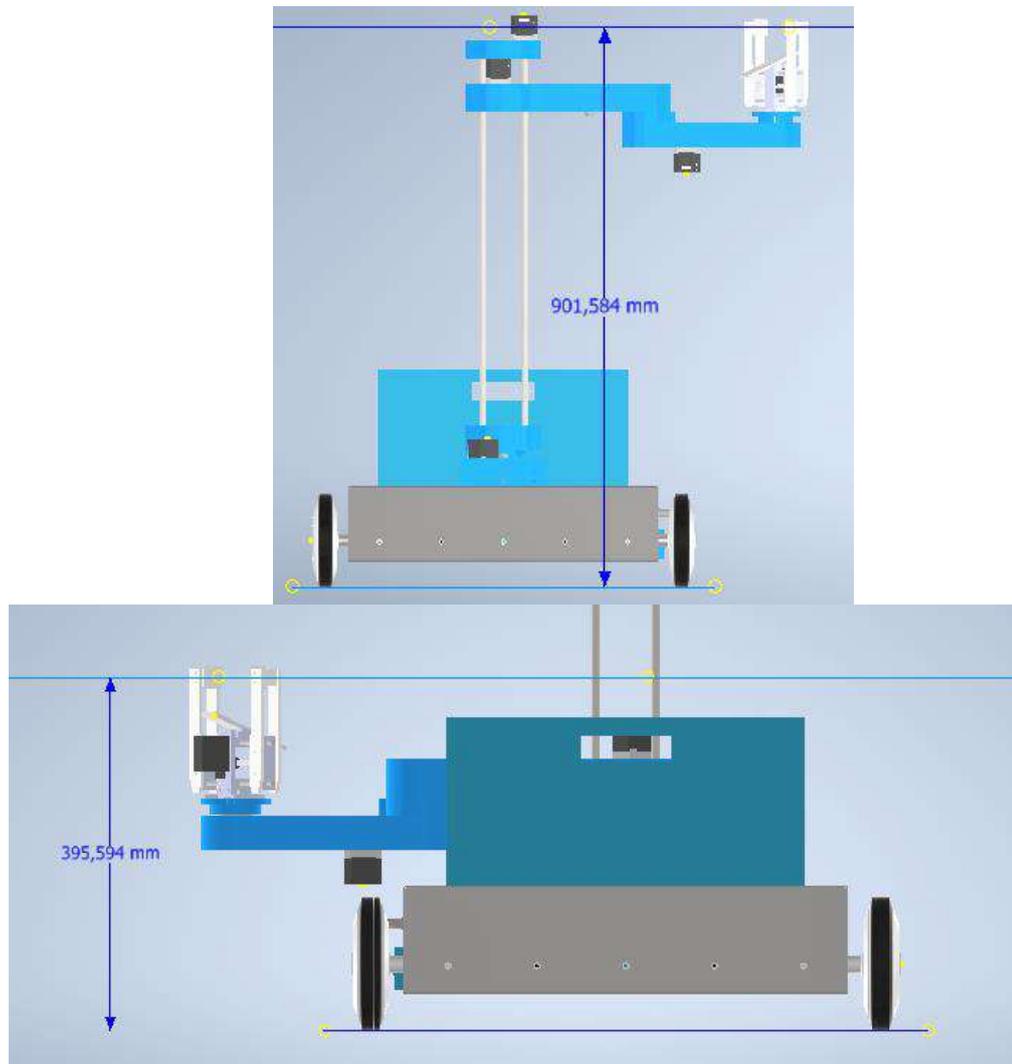


Figura 135. Rango alturas de cosecha. Fuente: elaboración propia.

En cuanto a las dimensiones del pasillo, se planteó que la medición inicial daba un ancho de 50 centímetros. El diseño de este robot arroja un ancho de 612,602 mm. Por lo que se propone una reforma en los pasillos de 80 centímetros, para que el robot pueda desplazarse sin chocarse con nada.



Figura 136. Ancho del robot. Fuente: elaboración propia.

Para que quepa todo en el carro, se planteó una distribución como la que se observa en las figuras siguientes:

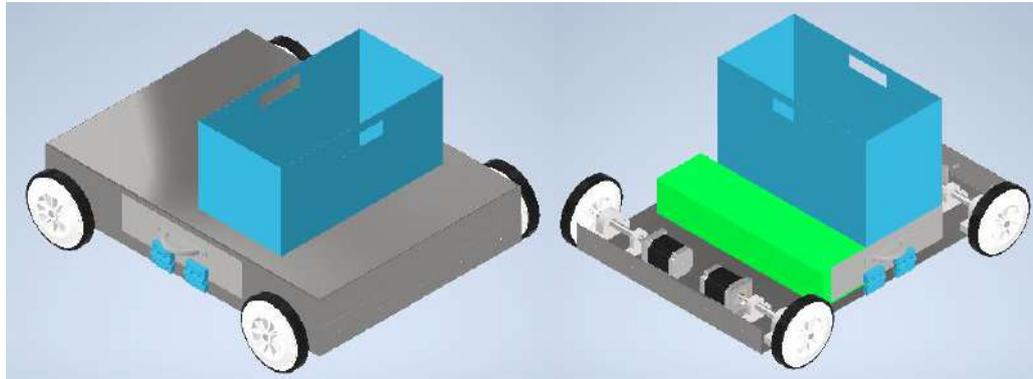


Figura 137. Ensamble del carro. Fuente: elaboración propia.

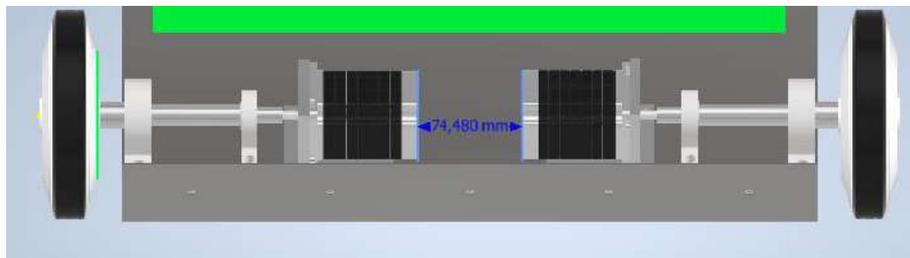


Figura 138. Distancia entre motores de rueda. Fuente: elaboración propia.

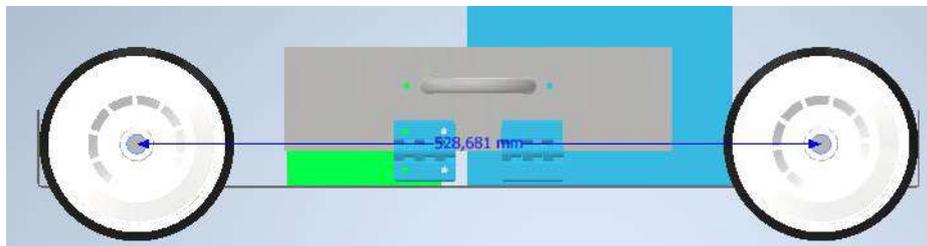


Figura 139. Distancia entre árboles. Fuente: elaboración propia.

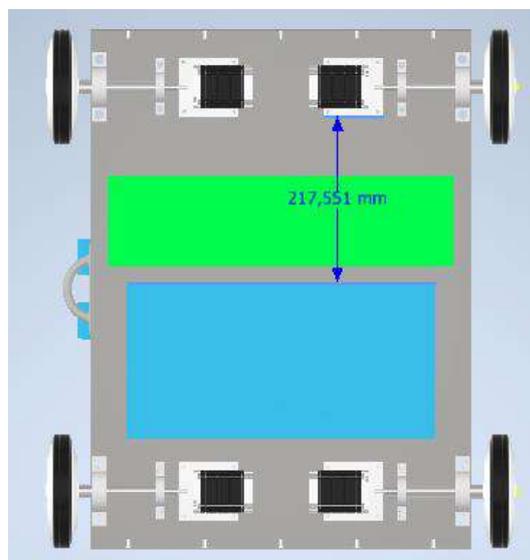


Figura 140. Espacio disponible para baterías y drivers. Fuente: elaboración propia.

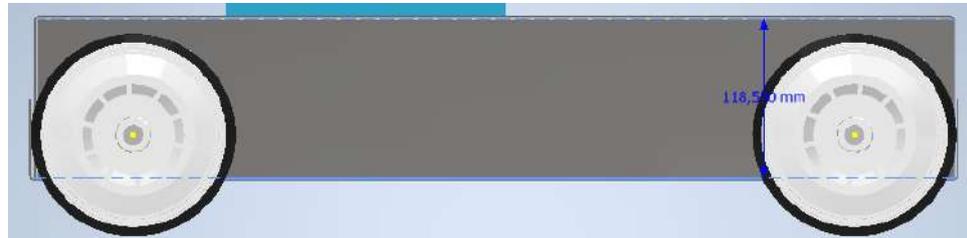


Figura 141. Altura disponible dentro de cubierta de carro. Fuente: elaboración propia.

4.6. CALCULO DE CARGAS ACTUANTES

Se definen como cargas actuantes las resultantes de fuerzas externas al sistema. En este caso serán gravitatorias y de reacción en apoyos. Las fuerzas internas (como rozamiento por contacto de superficies durante movimientos relativos entre piezas), no serán tenidas en cuenta ya que no se pretende realizar un abordaje tribológico exhaustivo.

Para evaluar la estructura, se utilizó el ensamble realizado en el programa Inventor, que puede verse en el apartado “5.1.5. Dimensionamiento previo”. De esta manera fue más fácil medir las distancias y calcular masas, debido a que el *software* proporciona herramientas para hacerlo.

Se evaluó el caso más desfavorable, es decir, cuando las tensiones fueran máximas. Para esto, se posicionó el brazo totalmente extendido, se simuló sostener un tomate con la masa máxima que se espera encontrar (300 gr), y se consideró el carro transportando la caja totalmente llena de tomates (15 kg).

En el caso del peso del tomate, se sustituyó por una carga puntual. Lo mismo se realizó con el peso de los tomates en la caja. En cuanto al peso propio de cada elemento, veremos que la interfaz utilizada para el cálculo de resistencia permite tener en cuenta el efecto gravitatorio, por lo que retoma los datos de masa de cada componente para lograr este efecto. Por este motivo, fue necesario definir en el *software* cada uno de los materiales a utilizar en cada pieza.

Una última consideración fue que los sistemas utilizados para la transmisión de potencia como correas y poleas, así como los rodamientos descargados de librerías de fabricante y motores eléctricos, introdujeron demasiada complejidad al conjunto para poder ser analizado por los equipos con que se contaban. Por este motivo, se reemplazaron, o bien por elementos de dimensiones similares y masas iguales, o, en el caso de poleas y correas, por cargas puntuales en su centro de masas y se despreciaron los momentos que transmiten. De esta forma, no cambiaría su efecto en el sistema, pero se aliviaría la carga computacional.

La suposición de que los momentos aplicados son despreciables es aplicable ya que, en todos los casos, son conjuntos simétricos respecto de uno de sus planos. Por otra parte, aunque no lo son respecto del otro que tiene importancia para este cálculo, la diferencia de

pesos punto a punto es muy baja, por lo que el momento lo será también. Para ilustrar la situación y dar una idea más acabada, se muestran imágenes aclarativas con las posiciones del centro de masas de cada conjunto de transmisión para respaldar la hipótesis simplificada utilizada de momentos despreciables:

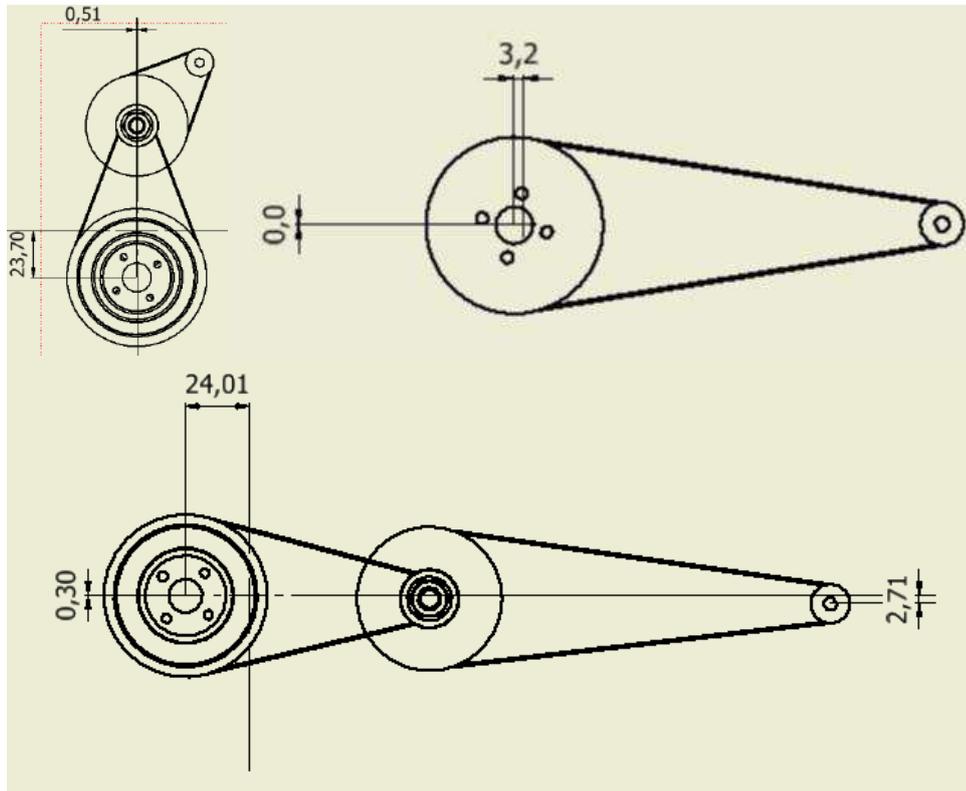


Figura 142. Sistemas de transmisión en A- Base; B- Eslabón 2; C- Eslabón 1. Fuente: elaboración propia.

Finalmente, las cargas que se utilizarán en el análisis estático son las siguientes:

Para el brazo:

En el caso del brazo, las fuerzas actuantes son las del peso de sus componentes debido a la acción gravitatoria (flecha amarilla), la del peso de la pinza más el tomate (flecha verde) y las dos fuerzas originadas por sustituir los mecanismos de transmisión (flecha negra y roja). Además, se toma a ambos eslabones como fijados a las guías y tornillo (símbolos de fijación).

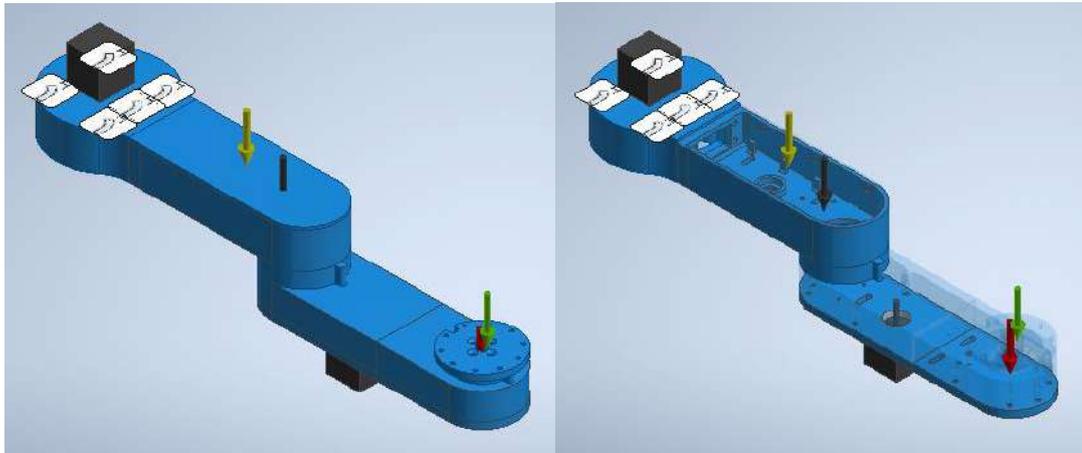


Figura 143. Esquema de eslabones del brazo con fuerzas aplicadas. Fuente: elaboración propia.

Masa 2,182 kg (Error rela

Área 375706,896 mm²

Volumen 995764,059 mm³

Figura 144. Propiedades del brazo. Fuente: elaboración propia.

- Acción gravitatoria: $9810 \frac{mm}{s^2}$
- Fuerza debida a primer mecanismo de transmisión (flecha negra): 3,855 N
- Fuerza debida a segundo mecanismo de transmisión (flecha roja): 2,472 N
- Fuerza debida al peso de la pinza y tomate: 7,151 N

Para el carro:

Se evaluó el carro teniendo en cuenta las fuerzas de los pesos propios de cada pieza que lo compone y en condición de capacidad de carga al máximo. Es decir, con la caja llena de tomates (15 kg). Además, se transmite a la chapa superior el peso del brazo con el tomate y el momento resultante. Se establecieron 4 apoyos, que reemplazan a las ruedas, con vínculos de fijación en su superficie inferior.

En la imagen se pueden tres fuerzas y un momento. La flecha roja lineal representa la fuerza concentrada debido al peso del brazo y la roja en forma circular, es el momento de dicha fuerza. La amarilla es la acción gravitatoria y la negra representa el peso concentrado de la caja con tomates.

El cálculo de cada fuerza resulta de la multiplicación de la masa de cada elemento en cuestión por la gravedad. En cambio, el momento transmitido por el brazo resulta del producto punto a punto del peso de cada diferencial de elemento por su distancia al punto en donde se desea calcular el momento. Resulta en un cálculo analítico con alta complejidad, por lo que se utilizó el valor arrojado por el análisis de tensiones que proporciona el entorno que se utilizó de Inventor.

Se colocó una chapa de un material personalizado en la superficie donde se desea transmitir los esfuerzos del brazo. Esto se debe a que, para poderlos posicionar correctamente, se debe definir un área en la cual actúen. En caso de haber seleccionado la chapa de la cubierta, las solicitaciones se hubieran aplicado en el centro de la superficie seleccionada y el cálculo no hubiera sido necesariamente representativo.

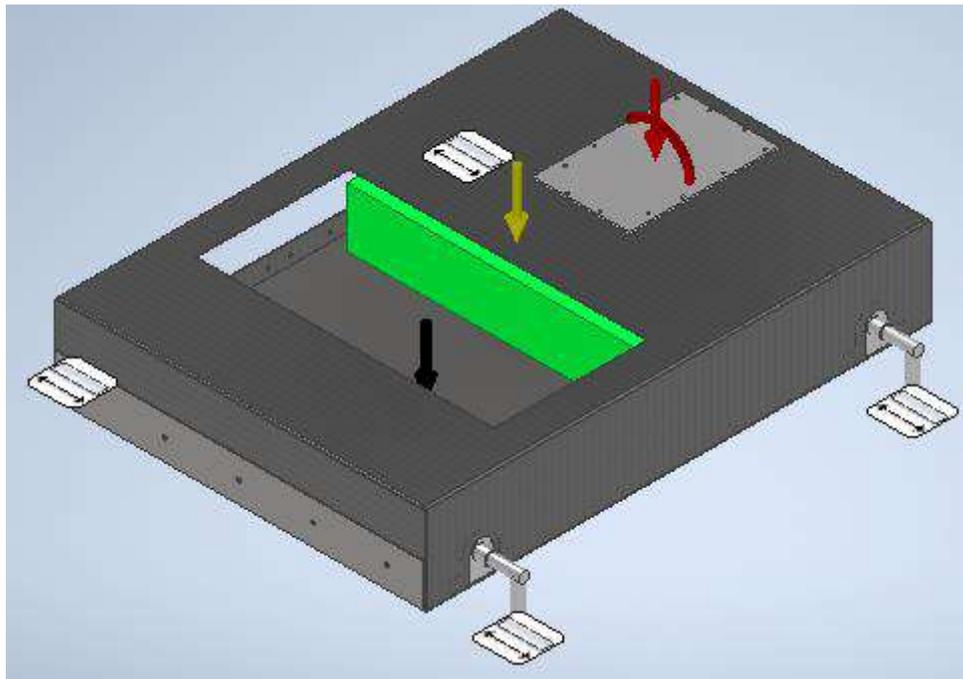


Figura 145. Esquema de carro con fuerzas y momentos aplicados. Fuente: elaboración propia.

Masa	23,103 kg (Error re
Área	2273400,390 mm ²
Volumen	6868806,150 mm ³

Figura 146. Propiedades del carro. Fuente: elaboración propia.

- Acción gravitatoria: $9810 \frac{mm}{s^2}$
- Fuerza debida a peso de brazo: 69,56 N
- Momento debido al peso del brazo: 4,2 N.m
- Fuerza debida al peso de caja de tomates llena: 147,15 N

Para determinar la magnitud del momento y del peso del brazo que se transmiten a la chapa superior se realizó, como se explicó anteriormente una simulación en el mismo programa. Para poder resolverlo con el equipo físico con que se cuenta, fue necesario introducir ciertas simplificaciones. Fueron: cambiar los motores de catálogo por unos que simulaban sus dimensiones y masa, transmitir el peso de los dos brazos con pinza, tomate y mecanismos de transmisión (flecha roja lineal) y el momento que estos generan (flecha roja circular), a la superficie que los soportaba.

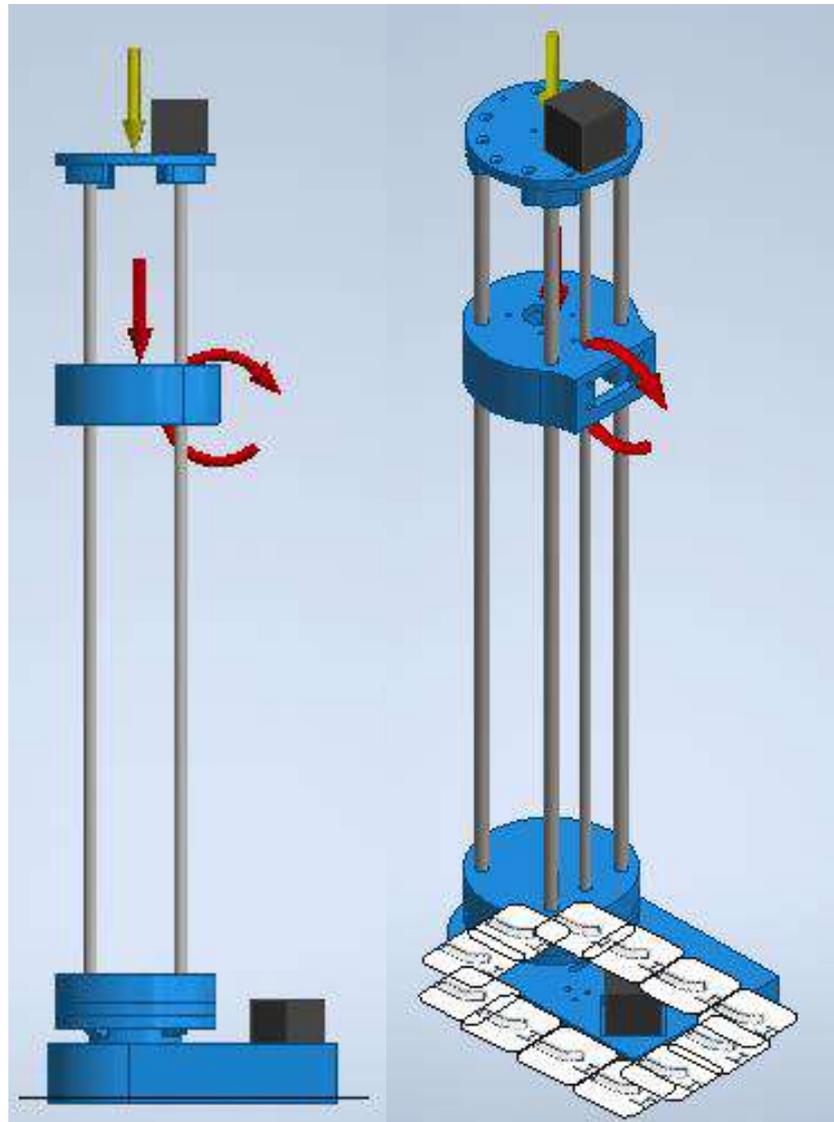


Figura 147. Esquema de base y guías de brazo con fuerzas y momento aplicados.
Fuente: elaboración propia.

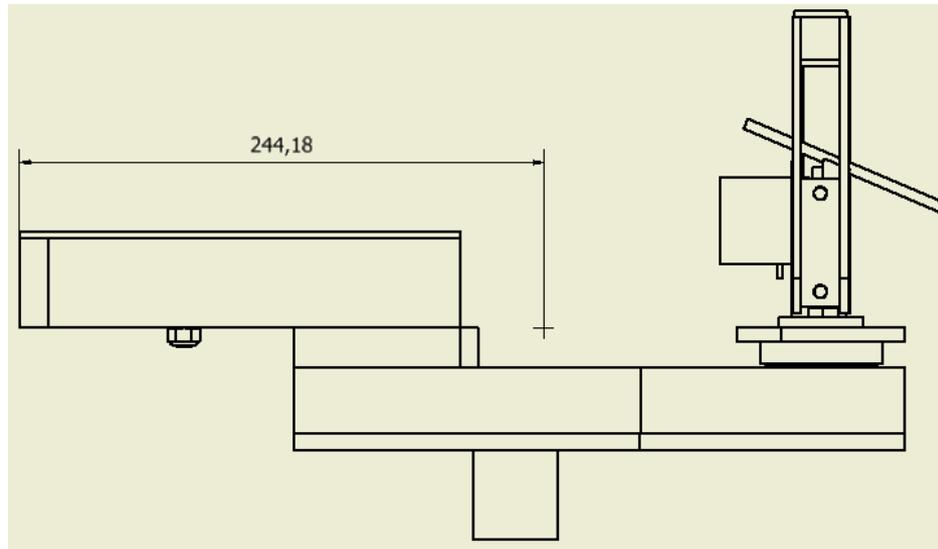


Figura 148. Distancia desde superficie de transmisión de esfuerzos hasta el centro de masas del brazo. Fuente: elaboración propia.

- Acción gravitatoria: $9810 \frac{mm}{s^2}$
- Fuerza debida a peso de brazo: 35,035 N
- Momento debido al peso del brazo: 8,555 N.m

Realizando un análisis con las siguientes condiciones:

Objetivo general y configuración:

Objetivo del diseño	Punto único
Tipo de estudio	Análisis estático
Fecha de la última modificación	4 dic. 2022, 00:10
Detectar y eliminar modos de cuerpo rígido	Sí
Separar tensiones en superficies de contacto	Sí
Análisis de cargas de movimiento	No

Configuración de malla:

Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0,1
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0,2
Factor de modificación	1,5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Crear elementos de malla curva	No
Usar medida basada en pieza para la malla del ensamblaje	Sí

Figura 149. Configuración de análisis de resistencia en software. Fuente: elaboración propia.

Los resultados fueron:

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción fija:1	69,5641 N	0,595522 N	4,19531 N m	-0,0404755 N m
		0 N		4,19489 N m
		69,5615 N		0,0428225 N m

Figura 150. Resultantes de fuerzas y momentos en apoyos. Fuente: elaboración propia.

Se puede comprobar que esta es la información que se utilizó en el cálculo de fuerzas en el carro. Los momentos en las direcciones X y Z se despreciaron para no complejizar el cálculo, siendo que no superan el 1.1% del momento en Y.

En resumen, el diseño logrado fue el resultado de un arduo trabajo en el que se intentó tener en cuenta abordar no solo condiciones estructurales, sino cuestiones de practicidad de montaje y uso, estética, eficiencia de espacio, seguridad, entre otras cosas. Muchas veces las decisiones tomadas condujeron a caminos sin salida, por lo que se debió volver hacia atrás y plantear una nueva opción que solucione este problema. Se intentó siempre ser lo más criterioso posible y justificar las decisiones en cada caso. Finalmente, fue posible realizar el diseño mecánico de un robot conformado por brazo robótico con pinza y un carro en el *software* 3D Inventor de Autodesk. En los siguientes capítulos, se muestra el análisis realizado sobre la estructura diseñada, para ver si se sobrepone a las cargas calculadas en el último apartado y las consideraciones que se deben tener en cuenta frente a posibles efectos dinámicos.

5. ANÁLISIS DINÁMICO

El análisis dinámico contempla tanto vibraciones como factores de amplificación de fuerzas debido al cambio en la energía cinética del sistema. En el último caso, se da cuando la carga no es aplicada cuasi estáticamente o se desplaza con velocidades altas. Este efecto, genera una multiplicación del esfuerzo estático por un “factor dinámico”.

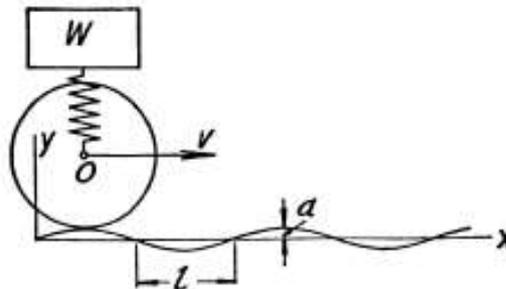
Durante el desarrollo de cálculos para determinar dimensiones de árboles o seleccionar rodamientos, se tuvieron en cuenta otros efectos además de los estáticos, por ejemplo, relacionados con fatiga. Sin embargo, no se consideró ningún factor de seguridad que contemple la velocidad o dinámica de la fuerza, tampoco vibraciones. Al realizar el cálculo estático de la estructura, solamente se analizó el efecto estático de las cargas actuantes.

Un error grave sería diseñar el robot sin tener en cuenta que, de no inhibir la posibilidad de que se generen este tipo de fenómenos, las fuerzas aumentarían su magnitud, pudiendo llegar a alcanzar o superar las condiciones de falla definidas. En este apartado se pretende exponer los posibles causantes de se generen cargas de este tipo y justificar por qué, en el caso de este robot, no deberían tener efecto.

Si se piensa en el robot en funcionamiento existen varios factores que podrían generar un efecto dinámico en una carga:

- Piso con desniveles
- Desalineación en sistema de motorización de ruedas
- Aceleraciones y desaceleraciones bruscas de los motores
- Golpes con elementos en suspensión
- Golpes con operarios
- Mala utilización del robot

Piso con desniveles: En el caso en que el carro se desplace en una superficie ondulada que presente un patrón repetitivo como el de la siguiente imagen, se generarán vibraciones verticales con una amplitud que dependerá del comportamiento del sistema como resorte, su peso, la gravedad, la amplitud y la frecuencia con que se repite la ondulación.



$$A = \frac{q}{p^2 - \omega^2}$$

$$q = \frac{Pg}{W}$$

$$\frac{W}{g} \ddot{x} = W - (W + kx) + P \sin \omega t,$$

$$\ddot{x} + p^2 x = q \sin \omega t.$$

Figura 151. Sistema de masa-resorte con oscilaciones. TIMOSHENKO. Fuente: [33].

En el proyecto actual, se definió como condición de funcionamiento en el apartado “5.1. Definición de condiciones de trabajo” que el suelo deberá ser liso y con una pendiente máxima de hasta 5°. Por este motivo, no será necesario tener en cuenta este efecto en los cálculos.

Desalineación en sistema de motorización de ruedas: En el diseño del robot las medidas siempre son exactas, pero es de público conocimiento que, tanto en la fabricación como en el montaje, ocurren imprecisiones. En cualquier caso, la solución a este problema no será abordada ya que escapa a los objetivos planteados para el proyecto. Pero se puede mitigar el problema eligiendo métodos de fabricación que brinden a las piezas en cuestión tolerancias estrechas, un buen procedimiento de montaje y plan de mantenimiento.

Aceleraciones y desaceleraciones bruscas de los motores: A diferencia del caso anterior, este problema si debe ser abordado y prevenido desde esta etapa del diseño. Si los motores de las ruedas rápidamente pasaran del reposo a transmitir una gran magnitud de torque, por un lado, se enfrentaría a toda la inercia del conjunto en reposo y aparecerían tensiones en zonas que no fueron consideradas para el cálculo, y por otra probablemente dañe el árbol que no fue diseñado para esa carga dinámica torsional. Para poder solucionar este problema, se propone que el algoritmo que gobierne este movimiento, sea tanto para ruedas como para guías, tornillo, eslabones o pinza, lo regule con un aumento gradual de la velocidad, de forma que se eviten este tipo de problemas.

Un sistema muy conocido que enfrenta una problemática similar es el de levas. Se controla el movimiento de forma que el “*Jerk*” (derivada respecto del tiempo de la aceleración) presente continuidad o discontinuidades con un valor finito. Esto se logra con un movimiento con reglaje sinusoidal modificado (combinación de la curva cicloidal y la armónica) o polinómico. La diferencia principal con este proyecto es que en el caso de las levas se controla el desplazamiento del seguidor en función del ángulo de giro, y en este caso deberíamos controlar la velocidad angular instantánea en función del tiempo.

Se propone para tesis futuras la investigación y el desarrollo sobre curvas que inhiban este efecto dinámico.

Golpes con elementos en suspensión, golpes con operarios o mala utilización del robot: En estos tres casos existe una causa común y es la falta de información, ya sea visual o por no haber capacitado al operario.

En primera instancia, si el robot recibe un golpe por elementos en suspensión, también podría recibirlo un operario, lo cual sería mucho más grave. Por lo que, por empezar, debería plantearse un espacio libre de objetos que pudieran desprenderse del techo o zonas altas del invernadero y sin elementos a la altura del brazo robótico con los que pudiera chocarse. En caso que no sea posible, se podría añadir alguna separación mecánica que intervenga entre el objeto desprendido y el operario y robot.

En cuanto a los golpes con operarios, se debería pensar en señalar los pasillos en los que se pretende que trabaje el robot, de forma que los operarios no entren hasta que el sistema haya terminado con su tarea. De esta forma, no existirían estos choques.

Finalmente, y siendo parte de los objetivos que persigue este proyecto, los operarios que antes realizaban toda la cosecha por sí mismos, contarán con un mecanismo automático que alivie su carga de trabajo. En cambio, pasarán a realizar tareas más amenas, y cada vez menos cosecha a medida que se mejore el robot. Será necesario capacitar al operario acerca de cómo utilizar el robot y en tareas de mantenimiento del mismo. A su vez, esto previene este tipo de problemas que podrían generar la aparición de una carga dinámica.

En resumen, en este capítulo se analizaron los factores dinámicos que podrían generar una eventual amplificación de esfuerzos y se describieron las formas de mitigar o eliminar estos efectos.

6. ANÁLISIS ESTÁTICO

Se realizaron cálculos para comprobar si la estructura diseñada podría sobreponerse a los criterios de falla definidos. Se retomaron las cargas detalladas en el apartado “4.6. CÁLCULO DE CARGAS ACTUANTES”. En caso de que la estructura no hubiese cumplido con estas especificaciones, se hubieran redimensionado las piezas necesarias o modificado el material seleccionado para que así lo fuera.

Se identificaron y evaluaron las zonas de compromiso, sin entrar en detalle en partes que se sabía de antemano que no sufrirán grandes tensiones o mecanismos que puedan generar la falla.

En cuanto a materiales elegidos, se detallan en la sección “5.4. SELECCIÓN DE MATERIALES”, por lo que solo se numerarán en este apartado para identificarlos en cada caso.

6.1. ANÁLISIS DE BRAZO

Por empezar, el brazo se calculó sosteniendo un tomate de masa de 300 gr. El robot original fue pensado para transportar pesos similares, por lo que no se espera que haya grandes problemas. Aun así, como se cambió la posición y orientación de la pinza y se aumentó el largo del segundo eslabón, se evaluará las tensiones resultantes y si el sistema se sobrepone al criterio de falla definido en “4.2. DEFINICIÓN DE CRITERIOS DE FALLA”. Este análisis es aplicable al ABS isotrópico fabricado a partir de un sólido masivo que se propon para este proyecto. Si en un futuro se pretendiera utilizar impresión 3D, se deberán hacer pruebas empíricas para su aplicación

La configuración establecida para este caso fue:

Objetivo general y configuración:

Objetivo del diseño	Punto único
Tipo de estudio	Análisis estático
Fecha de la última modificación	2/12/2022, 11:39
Detectar y eliminar modos de cuerpo rígido	Sí
Separar tensiones en superficies de contacto	Sí
Análisis de cargas de movimiento	No

Configuración de malla:

Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0,1
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0,2
Factor de modificación	1,5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Crear elementos de malla curva	No
Usar medida basada en pieza para la malla del ensamblaje	Sí

Figura 152. Configuración de análisis de resistencia en software. Fuente: elaboración propia.

Como los criterios de falla establecidos en este tipo de piezas son tensión de fluencia y el de flecha máxima, solo se evaluarán los resultados que tengan que ver con estas dos características. El programa Inventor nos proporciona:

Análisis de Tensión de Von Mises:

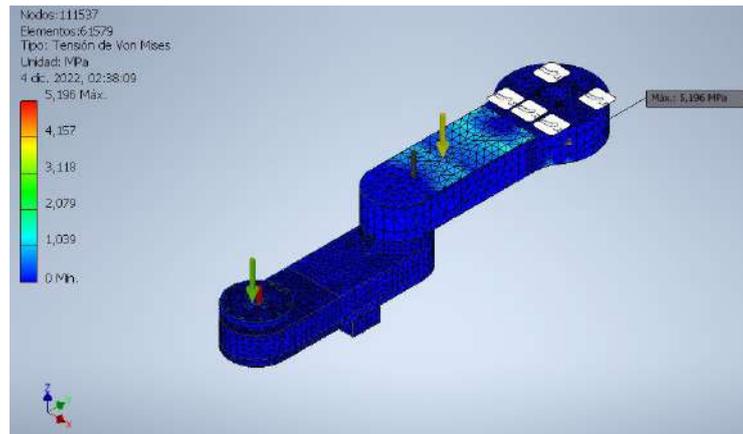


Figura 153. Tensión de Von Mises en eslabón 1 y 2 del brazo robótico. Fuente: elaboración propia.

Se observa que las tensiones originadas por el peso propio del sistema y el tomate son considerablemente bajas en relación a la resistencia de los materiales definidos (20 MPa). De esta condición resulta un coeficiente de seguridad de 3,85 veces.

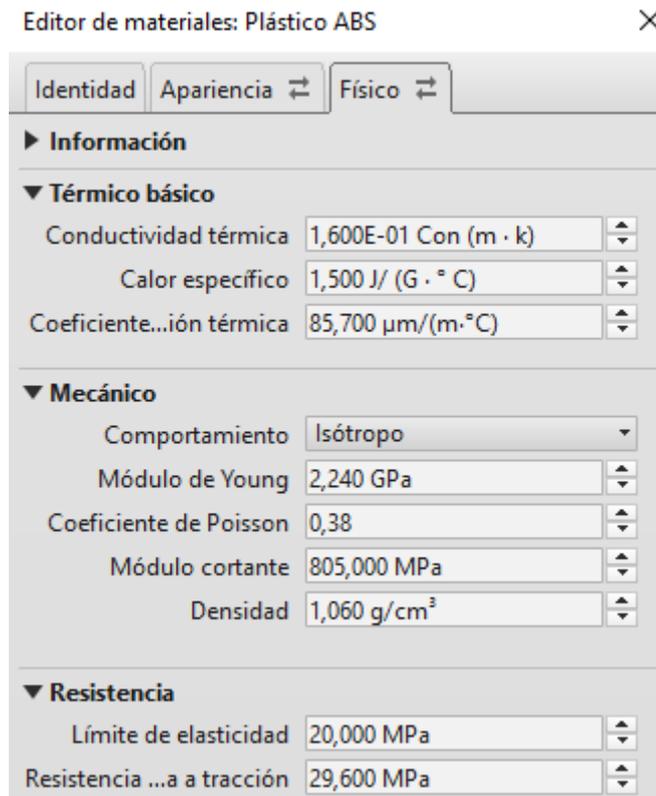


Figura 154. Editor de materiales de Inventor. Propiedades de ABS. Fuente: elaboración propia.

Como detalle, se observa que el punto de mayor sollicitación es una zona de concentración de tensión, en donde la forma de la pieza cobra un papel importante, multiplicando la tensión remota.

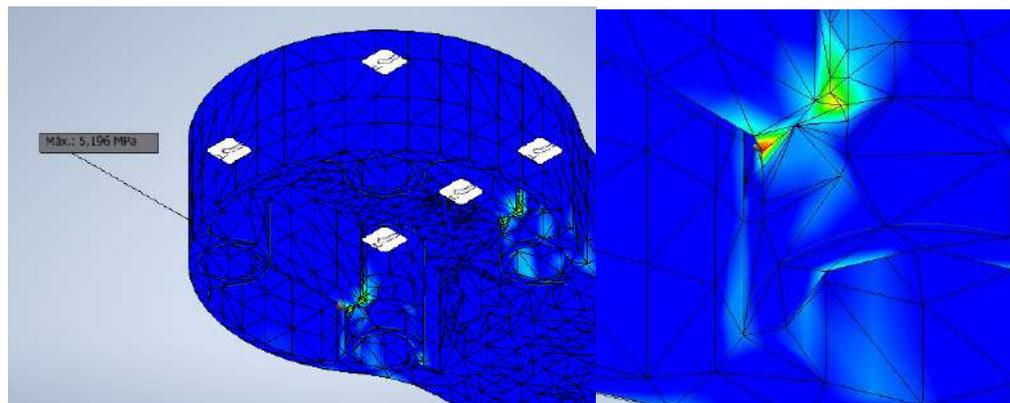


Figura 155. Tensión máxima en Análisis de brazo. Fuente: elaboración propia.

Análisis de desplazamiento:

Sabiendo que nos encontraremos en el rango elástico, se compara la máxima flecha generada con la admisible.

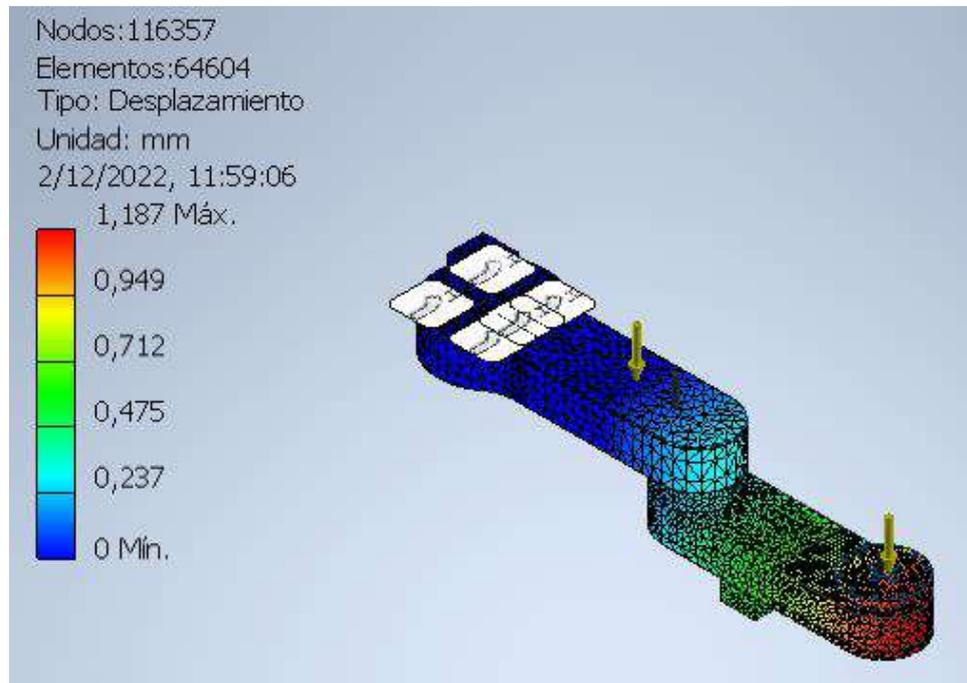


Figura 156. Desplazamiento desde posición inicial en eslabón 1 y 2 del brazo robótico. Fuente: elaboración propia.

En este caso, la flecha resultante será de $1,187 \text{ mm}$. Menor que $\frac{534}{250} = 2,136 \text{ mm}$ definidos como flecha admisible. Por lo que se considera que cumple con el requerimiento.

6.2. ANÁLISIS DEL CARRO

En el carro no se esperaba encontrar problemas en cuanto a fluencia, debido a que el acero inoxidable en estos espesores es bastante resistente. En cambio, sí se esperaba que el análisis de deformación elástica arrojara valores de flecha cercanos o superiores al admisible por lo que se hubiera tenido que aumentar el espesor de chapa o incorporar una barra que le diera rigidez al sistema, para no cambiar el material. Como se verá en este apartado, esto no fue necesario ya que la chapa no alcanza el límite admisible de deformación elástica.

Otra aclaración es que, para el cálculo, se sustituyeron las ruedas por apoyos verticales. Hay dos motivos para haber tomado esta decisión. El primero es que la rueda descargada por catálogo introduce mucha complejidad al sistema. El segundo es que resulta de interés conocer la reacción en un apoyo con una superficie conocida. Gracias a esto, podremos calcular la fuerza de reacción y compararla con la fuerza normal calculada en el “Anexo 13.2. Cálculo de fuerza Normal a las ruedas” y justificar que el cálculo realizado en dicho apartado puede ser tenido en cuenta, ya que la carga calculada en el *software* resultó menor a la utilizada (200 N).

Al igual que con el brazo, como los criterios de falla establecidos en este tipo de piezas son tensión de fluencia y el de flecha máxima, solo se evaluarán los resultados que tengan que ver con estas dos características. El programa Inventor nos proporciona:

Análisis de Tensión de Von Mises

Al ver la proporción de tonos azulados, asociados a tensiones casi nulas, en un sistema que posee una tensión máxima de $58,95 \text{ MPa}$, se puede pensar que existe algún concentrador de tensiones que multiplica la tensión remota aplicada.

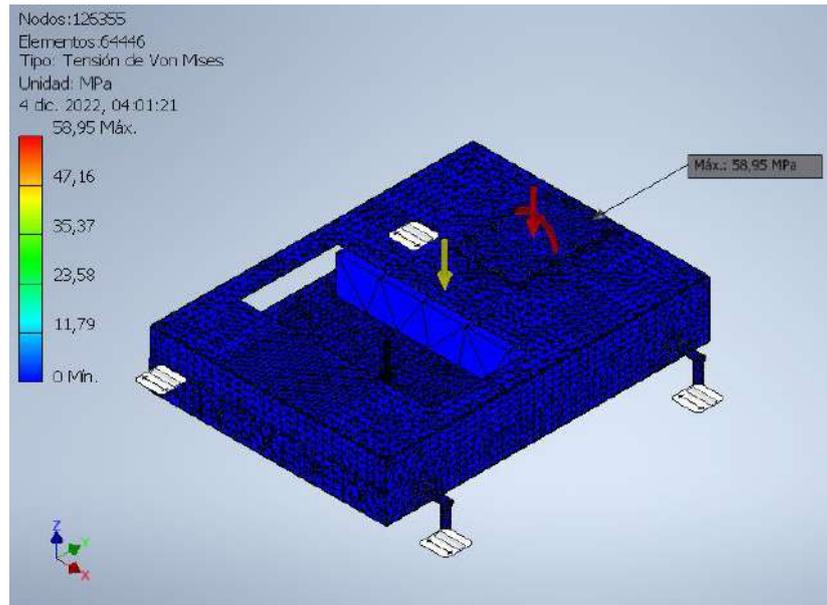
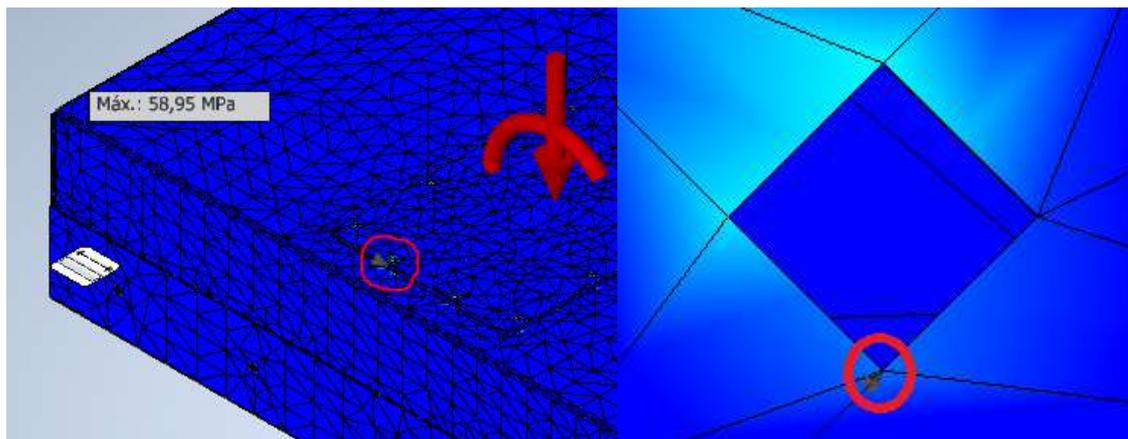


Figura 157. Tensión de Von Mises en carro. Fuente: elaboración propia.

En este caso, el concentrador se localiza en la unión entre la base del brazo y la chapa de la cubierta, específicamente en uno de los agujeros realizados para tornillo de fijación.



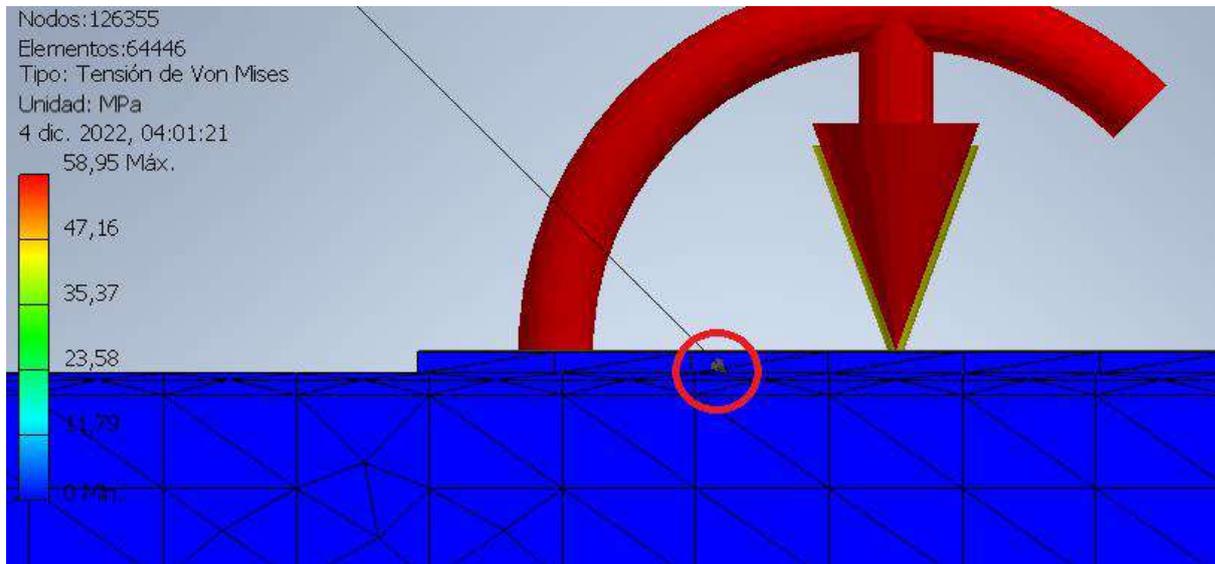


Figura 158. Localización de punto de máximo esfuerzo en carro. Fuente: elaboración propia.

Se aclara que las imágenes provistas son de una vista superior, por lo que el color rojizo, que denota la tensión máxima, no es visible. Para poder mostrarlo fue necesario quitarle visibilidad a la cubierta del carro.

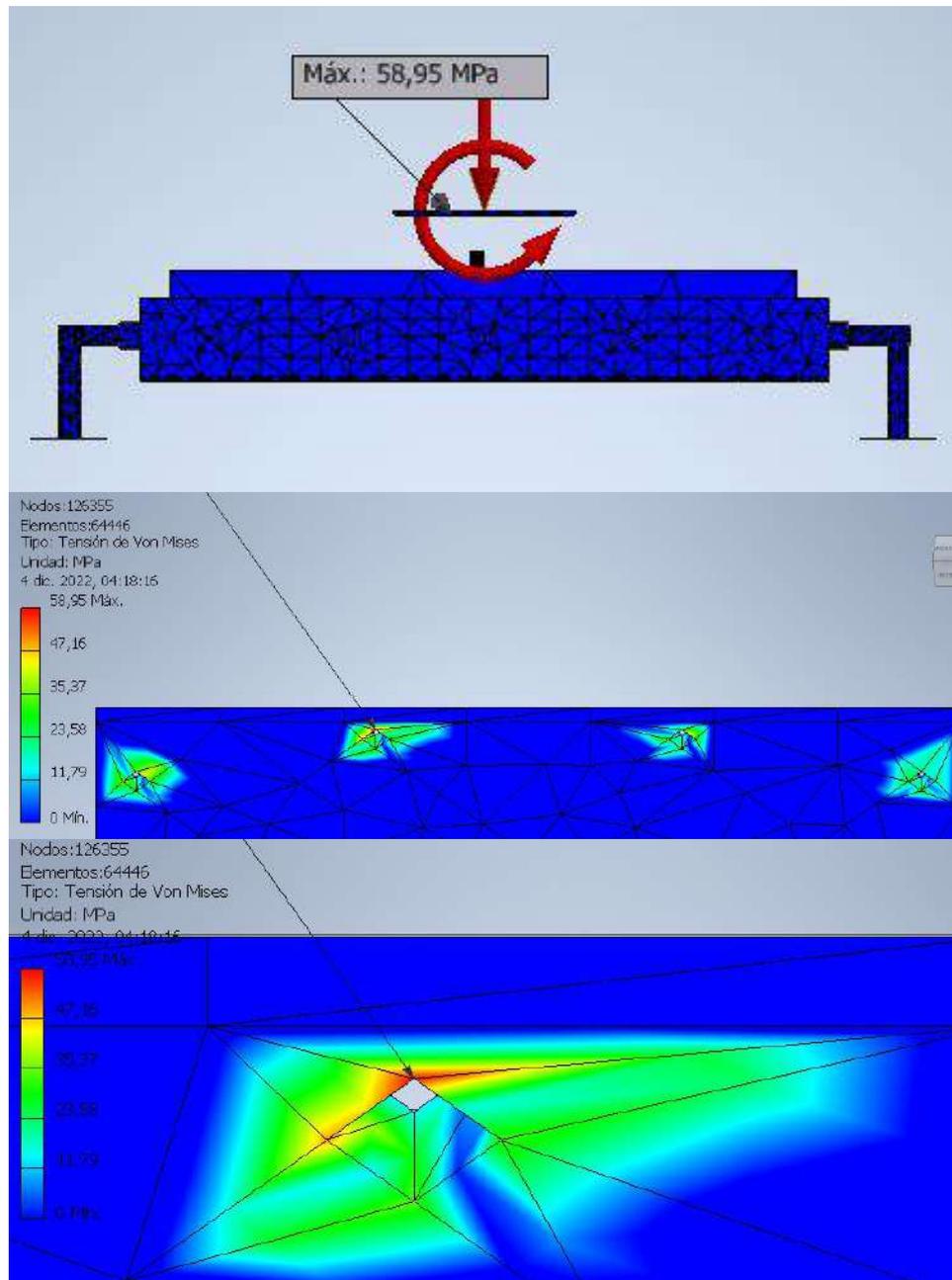


Figura 159. Tensión máxima en carro. Fuente: elaboración propia.

Pese a que el concentrador incrementa mucho el valor de tensión remota, ni aun así la tensión local ($58,95 \text{ MPa}$) alcanza a superar el valor de tensión de fluencia (215 MPa).

Editor de materiales: Acero inoxidable AISI 304 ✕

Identidad Apariencia ↔ Físico ↔

▶ Información

▼ Térmico básico

Conductividad térmica 1,620E+01 Con (m · k) ▲▼

Calor específico 0,500 J/ (G · ° C) ▲▼

Coefficiente...ión térmica 17,300 μm/(m·°C) ▲▼

▼ Mecánico

Comportamiento Isótropo ▼

Módulo de Young 195,000 GPa ▲▼

Coefficiente de Poisson 0,29 ▲▼

Módulo cortante 86000,000 MPa ▲▼

Densidad 8,000 g/cm³ ▲▼

▼ Resistencia

Límite de elasticidad 215,000 MPa ▲▼

Resistencia ...a a tracción 505,000 MPa ▲▼

Tratado térmicamente

Figura 160. Editor de materiales de Inventor. Propiedades de Acero Inoxidable 304. Fuente: elaboración propia.

Como se mencionó anteriormente, se desea también obtener el valor de tensión en los apoyos para compararlo con el cálculo realizado en “Anexo 11.2. Cálculo de fuerza Normal a las ruedas”.

▣ Fuerza y pares de reacción en restricciones

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción sin fricción:1	120,598 N	0 N	1,68976 N m	-0,0416793 N m
		0 N		-1,68924 N m
		120,598 N		0 N m
Restricción sin fricción:2	93,5991 N	0 N	1,74483 N m	0,0140589 N m
		0 N		-1,74477 N m
		93,5991 N		0 N m
Restricción sin fricción:3	104,892 N	0 N	1,73991 N m	-0,0484492 N m
		0 N		1,73924 N m
		104,892 N		0 N m
Restricción sin fricción:4	123,619 N	0 N	1,49318 N m	-0,0630717 N m
		0 N		1,49185 N m
		123,619 N		0 N m

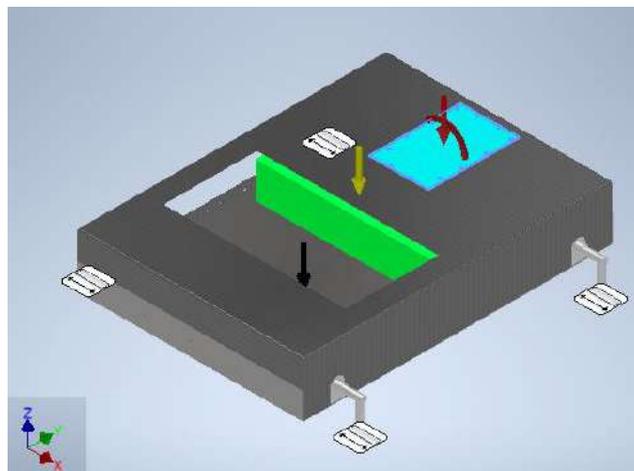


Figura 161. Reacciones en apoyos de carro. Fuente: elaboración propia.

Se puede notar que la tensión máxima generada en los apoyos es de 123,62 N . Como la suposición tomada para los cálculos de árbol y selección de rodamientos fueron de una reacción de 200 N , nos encontraremos en una posición conservadora y, por lo tanto, aceptable.

Si se comparan los resultados de reacciones en apoyos, se puede ver que la hipótesis simplificativa tomada en “7.1. Cálculo de fuerza Normal a las ruedas”, no fue tan errada. Sin el sobredimensionamiento, se hubiera introducido un error relativo del 2,44% entre las restricciones 1 y 4 (nomenclatura de Inventor) y un 10,8% de error relativo entre los vínculos 2 y 3 (nomenclatura de Inventor).

Análisis de Desplazamiento:

Nuevamente, sabremos que, al no sobrepasar la tensión de fluencia, nos encontraremos en el rango elástico. Por lo que se tomarán datos de máxima flecha para compararlo con el valor admisible ($\frac{495}{250} = 1,98 \text{ mm}$).

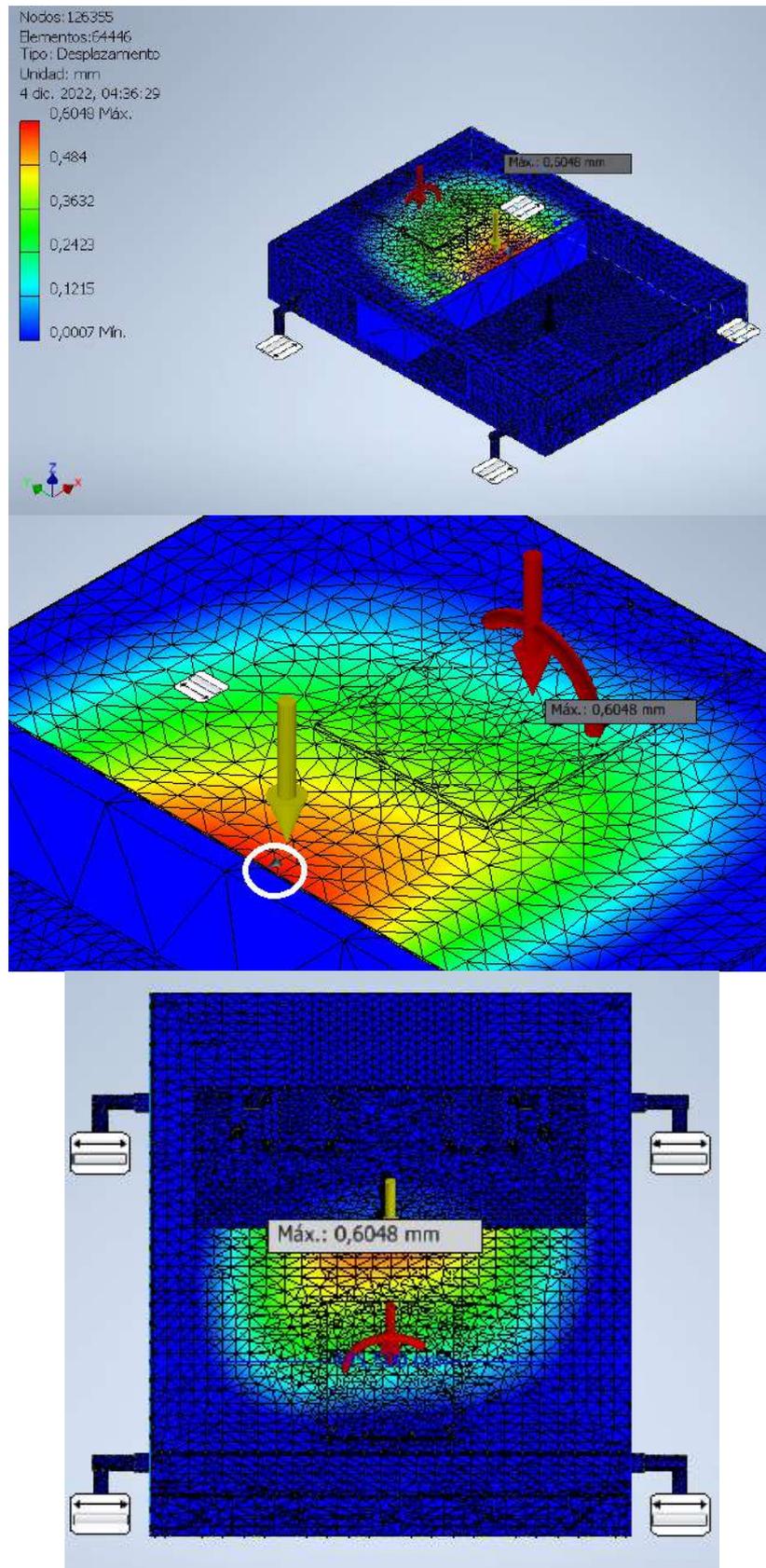


Figura 162. Desplazamiento desde posición inicial en carro. Fuente: elaboración propia.

Como se puede ver en la última imagen, el valor máximo de desplazamiento se encuentra en la zona de la superficie superior de la cubierta. Lo cual era de esperarse ya que se superponen los efectos del peso propio, que tienen su máximo de desplazamiento en esta zona, y el de las cargas transmitidas por el brazo. También, se puede notar que la distribución de tensiones no es simétrica respecto del plano ZY debido al momento flector que introduce el brazo.

En resumen, en este capítulo se realizó un análisis estático de las estructuras sometidas a solicitaciones consideradas comprometedoras. Mediante el programa computacional de cálculo de tensiones de Inventor basado en el análisis de tensión de Von Mises, se evaluaron cuáles fueron las zonas más comprometidas y si la estructura era capaz de soportarlo. Finalmente, teniendo en cuenta las consideraciones dinámicas y basado en el análisis estático y de materiales realizado, se espera que el robot sea capaz de sobreponerse a las condiciones de trabajo que se esperan encontrar durante el funcionamiento y a los criterios de falla definidos.

PARTE II

DISEÑO DE COMPONENTES ELÉCTRICOS/ELECTRÓNICOS

7. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE MOTORES

Un motor es una máquina capaz de transformar varios tipos de energía en energía mecánica factible de ser aprovechada para realizar movimientos dentro de un sistema. En particular para el proyecto será necesario la utilización de motores capaces de llevar a cabo los movimientos tanto del brazo robótico como del carro.

Se analizaron que motores se encuentran disponibles para su utilización y se seleccionaron aquellos que sean idóneos para el proyecto.

Las características que debe poseer un motor para su aplicación en el presente proyecto son: que la energía para su operación pueda ser almacenada, que posea un peso y volumen bajos, que posea una gran precisión en los movimientos y un costo bajo, es decir, que no represente una parte elevada del costo total del robot.

En primera instancia fueron comparados los tipos de motores disponibles en el mercado, para posteriormente analizar y seleccionar las opciones más viables para su utilización. Dicha comparación se puede observar en la Tabla 5 la cual muestra las características esenciales para la utilización de motores en el presente trabajo.

Tabla 6. Comparación de tipos de motores. Fuente: elaboración propia.

Característica	TIPO DE MOTOR			
	Eléctrico	Neumático	Hidráulico	De combustión
Equipo de almacenamiento de energía	Baterías	Tanque de almacenamiento de aire comprimido	No existe	Recipiente de combustible
Peso y volumen del equipo de almacenamiento	Medio	Muy Alto	-	Bajo - Medio
Peso y volumen del motor	Bajo - Medio	Bajo	Medio	Bajo - Medio
Precisión de movimientos	Muy baja - Muy alta	Baja	Alta	Muy baja

La primera característica esencial para la viabilidad en el uso de algún tipo de motor es que la energía que requiera el mismo para su funcionamiento pueda ser almacenada fácilmente. Debido a la ausencia de esta característica en motor de tipo hidráulico, el mismo queda descartado.

La segunda característica a analizar es el peso del equipo de almacenamiento de energía. Tomando en cuenta esta característica, se descarta el motor de tipo neumáticos debido al elevado peso de dicho equipo, además de su elevado volumen.

Considerando precisión de movimientos requerida, se eliminó la opción del motor de combustión, ya que este tipo de motor no trabaja con altas tolerancias de movimiento, además de ser más complejos, ruidosos, generan calor y contaminantes, en comparación con los motores eléctricos.

Luego del análisis anterior se decidió que la selección se limitara a motores eléctricos.

A continuación, son comparados distintos tipos de motores eléctricos con el objetivo de analizar y posteriormente seleccionar uno de ellos para el presente proyecto (ver Tabla 6).

Tabla 7. Comparación de motores eléctricos. Fuente: elaboración propia.

Característica	Motor eléctrico						
	Corriente alterna			Corriente continua			
	Asíncrono	Síncrono	Universal		Paso a paso	Servo	Imán permanente
Precisión de movimientos	Muy baja	Baja - Media	Muy baja	Muy baja	Alta- Muy alta	Alta- Muy alta	Muy baja
Costo	Bajo	Medio - Alto	Bajo	Bajo	Bajo	Bajo - Medio	Medio

De la comparativa se puede observar que, debido a la necesidad de obtener una gran precisión en los movimientos del robot, los motores a utilizar serán los motores eléctricos paso a paso y/o servomotores.

7.1. MOTOR NEMA 17

Para que el brazo robótico pueda realizar sus movimientos se decidió utilizar motores paso a paso basados en la norma N.E.M.A. (Asociación Nacional de Fabricantes Eléctricos, *National Electrical Manufacturers Association* en inglés), en particular en la norma N.E.M.A. ICS 16-2001. En especial para este caso será utilizado el motor denominado "NEMA 17" (ver Figura 163. Motor NEMA 17. Fuente:.). La elección particular de este motor se debe a que cumple con la condición de ser un motor paso a paso, por lo que se satisfacen las condiciones impuestas anteriormente, además, se caracterizan por ser económicos, tener gran disponibilidad en el mercado y ser ampliamente utilizados para esta y otras aplicaciones similares.



Figura 163. Motor NEMA 17. Fuente: [41].

A continuación se disponen las medidas del motor en milímetros y con el valor "L Max" a definir según la serie del modelo de motor. La imagen mostrada en la Figura 164. Dimensiones del motor NEMA 17. Fuente: . ha sido extraída del manual del fabricante del motor.

Dimensions: unit=mm

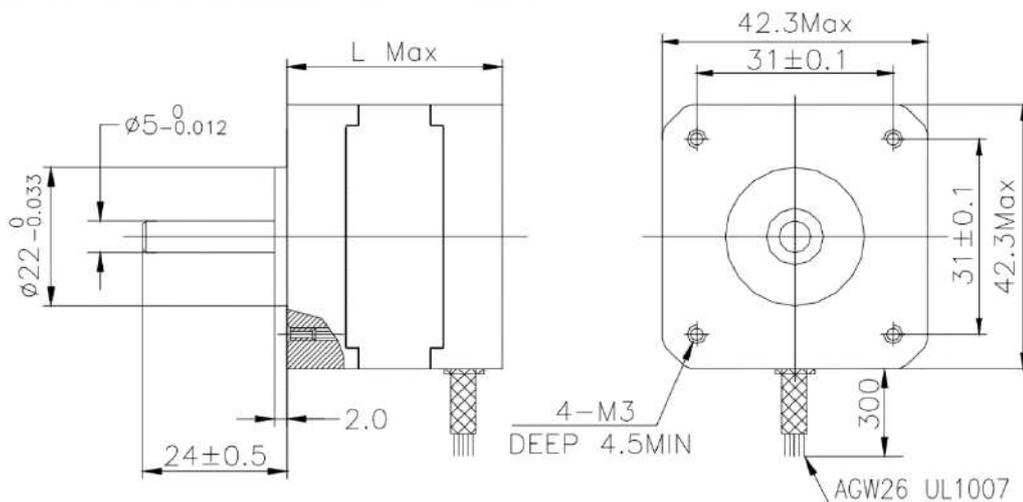


Figura 164. Dimensiones del motor NEMA 17. Fuente: [41].

A continuación, en la Tabla 7, se muestran las especificaciones del motor elegido indicando la serie del modelo y características en color rojo. La información ha sido extraída del manual de fabricante del motor.

Tabla 8. Especificaciones eléctricas de motores NEMA 17. Fuente: [41].

Electrical Specifications:

Series Model	Step Angle (deg)	Motor Length (mm)	Rated Current (A)	Phase Resistance (ohm)	Phase Inductance (mH)	Holding Torque (N.cm Min)	Detent Torque (N.cm Max)	Rotor Inertia (g.cm ²)	Lead Wire (No.)	Motor Weight (g)
17HS2408	1.8	28	0.6	8	10	12	1.6	34	4	150
17HS3401	1.8	34	1.3	2.4	2.8	28	1.6	34	4	220
17HS3410	1.8	34	1.7	1.2	1.8	28	1.6	34	4	220
17HS3430	1.8	34	0.4	30	35	28	1.6	34	4	220
17HS3630	1.8	34	0.4	30	18	21	1.6	34	6	220
17HS3616	1.8	34	0.16	75	40	14	1.6	34	6	220
17HS4401	1.8	40	1.7	1.5	2.8	40	2.2	54	4	280
17HS4402	1.8	40	1.3	2.5	5.0	40	2.2	54	4	280
17HS4602	1.8	40	1.2	3.2	2.8	28	2.2	54	6	280
17HS4630	1.8	40	0.4	30	28	28	2.2	54	6	280
17HS8401	1.8	48	1.7	1.8	3.2	52	2.6	68	4	350
17HS8402	1.8	48	1.3	3.2	5.5	52	2.6	68	4	350
17HS8403	1.8	48	2.3	1.2	1.6	46	2.6	68	4	350
17HS8630	1.8	48	0.4	30	38	34	2.6	68	6	350

De la tabla 7 de especificaciones se extrajo información relevante como:

- Peso: 280g
- Corriente nominal: 1,7A
- Resistencia por fase: 1,5 Ω

El motor paso a paso es un dispositivo electromecánico que convierte una serie de impulsos eléctricos en desplazamientos angulares discretos, lo que significa que es capaz de girar una cantidad de grados (paso o micropaso) dependiendo de sus entradas de control (Driver).

Los motores paso a paso requieren de controladores conocidos comúnmente como *drivers* los cuales transforman entradas de señales lógicas en salidas de corriente capaces de controlar el motor. Dicho dispositivo será detallado y elegido más adelante, pero para conocer ciertos parámetros, como el consumo o el torque del motor, es necesario conocer alguna de sus características. En particular, los motores "NEMA 17" serán controlados por drivers TMC2130 V1.1.

El consumo eléctrico de los motores "NEMA 17" se puede calcular partiendo de su corriente nominal y su resistencia por fase. Para todos los motores paso a paso el consumo es aproximadamente constante y esto se debe a que, debido a su construcción y funcionamiento general, sólo una bobina se encuentra excitada de manera simultánea. Estando el motor en movimiento hay una bobina excitada la cual se encarga de generar la rotación del motor o, en caso de que el mismo se encuentre estático, una única bobina es la encargada de mantener al mismo en posición fija.

El cálculo de potencia eléctrica comienza con la siguiente ecuación aplicable a corriente continua:

$$P(W) = I \cdot V \quad (7.1.1)$$

Se aplica la Ley de Ohm:

$$V = I \cdot R \quad (7.1.2)$$

Reemplazando a partir de utilizar la Ley de Ohm se obtiene:

$$P(W) = I \cdot (I \cdot R) = I^2 \cdot R \quad (7.1.3)$$

$$P(W) = I^2 \cdot R = (1,7A)^2 \cdot 1,5\Omega$$

$$P(W) = 4,335W$$

Como se indicó anteriormente, esta potencia eléctrica consumida es aproximadamente constante, o al menos es así desde el punto de vista eléctrico en base al funcionamiento estándar del motor, pero con los avances en la electrónica, los drivers han evolucionado y algunos son capaces de reducir dicho consumo mediante técnicas de conmutación a gran frecuencia, en particular, el fabricante del driver TMC 2130 indica ahorros de energía de hasta un 75% [42].

En la Figura 165. Curva característica del par motor. Fuente: se muestra la curva de Par en función de las Revoluciones para el motor "NEMA 17". En el caso particular del presente proyecto, como se verá en el apartado de baterías, el mismo trabajará a una tensión nominal de 36 V. Se estima que la curva para una alimentación de 36 V nominales será un valor intermedio entre la curva de 48 V y la curva de 24 V.

Curva característica del par

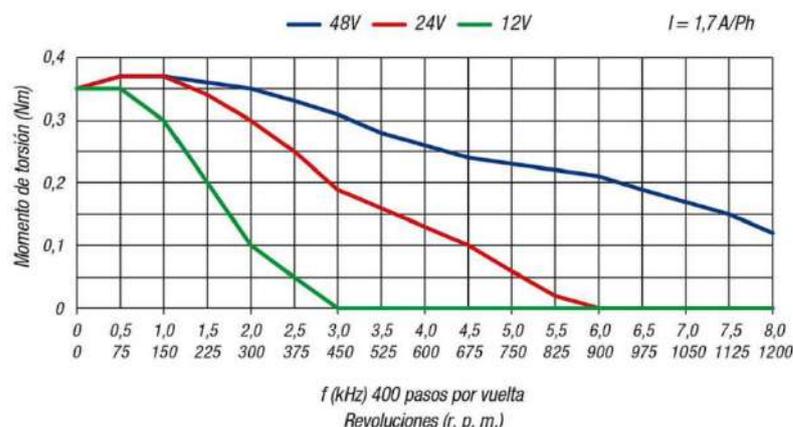


Figura 165. Curva característica del par motor. Fuente: [23].

Rango de temperatura de funcionamiento: -10°C a 50°C

7.2. MOTOR NEMA 23

Para que el carro pueda realizar sus movimientos se ha decidido utilizar motores paso a paso basados en la norma N.E.M.A., en particular en la norma N.E.M.A. ICS 16-2001. En especial para esta aplicación serán utilizados los motores denominados "NEMA 23". La elección particular de este motor se debe a que cumple con la condición de ser un motor paso a paso, por lo que se han cumplido las condiciones impuestas anteriormente, además, cumple con ser económicos, tener gran disponibilidad en el mercado y ser ampliamente utilizados para esta y otras aplicaciones similares (ver Figura 166. Motor NEMA 23. Fuente: .).



Figura 166. Motor NEMA 23. Fuente: [43].

A continuación se muestran las medidas del motor en milímetros y con el valor "L Max" a definir según la serie del modelo del motor. La imagen de la Figura 167. Dimensiones del motor NEMA 23. Fuente: . ha sido extraída del manual de fabricante del motor.

Dimensions: unit=mm

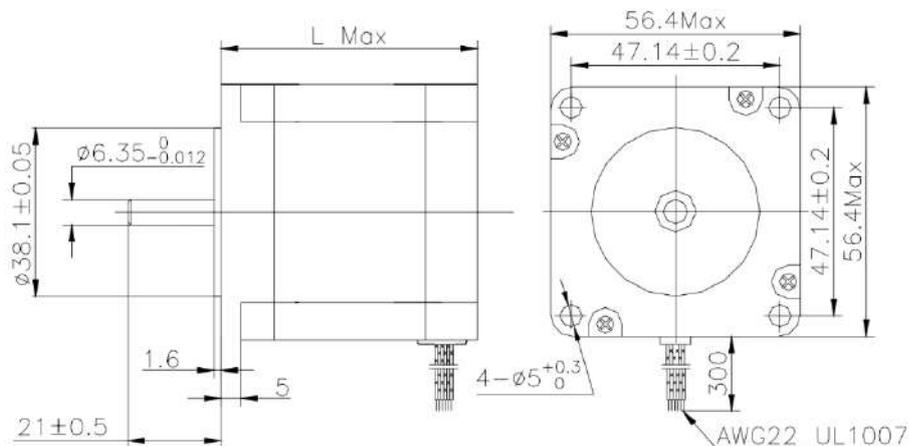


Figura 167. Dimensiones del motor NEMA 23. Fuente: [43].

En la Tabla 8 se muestran las especificaciones con la serie del modelo y características del motor elegido, remarcado en color rojo. La información ha sido extraída del manual de fabricante del motor.

Tabla 9. Especificaciones eléctricas de motores NEMA 23. Fuente: [43].

Electrical Specifications:

Series Model	Old P/N	Motor Length (mm)	Rated Current (A)	Phase Resistance (ohm)	Phase Inductance (mH)	Holding Torque (N.cm Min)	Detent Torque (N.cm Max)	Rotor Inertia (g.cm ²)	Lead Wire (No.)	Motor Weight (g)
23H2A3610	23HS0601	41	1.0	5.2	5.5	40	2.5	150	6	470
23H2A3406	23HS0405	41	0.62	12	24	55	2.5	150	4	470
23H2A3420	23HS0408	41	2.0	1.2	2.5	55	2.5	150	4	470
23H2A4406	23HS4412	45	0.62	12	26	80	2.8	190	4	520
23H2A4425	23HS4425	45	2.5	1.0	2.2	80	2.8	190	4	520
23H2A5406	23HS5406	51	0.62	13	28	90	2.8	190	4	560
23H2A5410	23HS5410	51	1.0	5.8	17	90	2.8	190	4	560
23H2A5425	23HS5425	51	2.5	1.2	3.2	90	2.8	190	4	560
23H2A5608	23HS5602	51	0.8	6.8	9.2	70	3.0	230	6	560
23H2A6615	23HS6602	56	1.5	3.2	5.5	80	3.5	280	6	680
23H2A6425	23HS6403	56	2.5	1.2	4.8	110	3.5	280	4	680
23H2A6430	23HS6430	56	3.0	0.8	2.4	110	3.5	280	4	680
23H2A6442	23HS6404	56	4.2	0.4	1.2	110	3.5	280	4	680
23H2A6415	23HS6415	56	1.5	3.6	13.8	110	3.5	280	4	680
23H2A7410	23HS7401	64	1.0	7.5	20	150	5.0	380	4	850
23H2A7425	23HS7425	64	2.5	1.5	4.5	150	5.0	380	4	850
23H2A7430	23HS7430	64	3.0	0.8	2.3	150	5.0	380	4	850
23H2A7442	23HS7404	64	4.2	0.55	1.2	150	5.0	380	4	850
23H2A8615	23HS8603	76	1.5	4.5	7.8	140	6.0	440	6	1050
23H2A8425	23HS8425	76	2.5	1.8	6.5	180	6.0	440	4	1050
23H2A8430	23HS8430	76	3.0	1.0	3.5	180	6.0	440	4	1050
23H2A8442	23HS8404	76	4.2	0.6	1.8	180	6.0	440	4	1050
23H2A1430	23HS1430	100	3.0	1.4	5.5	250	10	680	4	1250
23H2A1442	23HS1410	100	4.2	0.8	3.0	250	10	680	4	1250
23H2A2430	23HS2430	112	3.0	1.6	6.8	280	12	800	4	1400
23H2A2442	23HS2410	112	4.2	0.9	3.8	280	12	800	4	1400

De la tabla 8 de especificaciones se extrajo información relevante como:

- Peso: 1050 g
- Corriente nominal: 3 A
- Resistencia por fase: 1 Ω

El motor paso a paso es un dispositivo electromecánico que convierte una serie de impulsos eléctricos en desplazamientos angulares discretos, lo que significa que es capaz de girar una cantidad de grados (paso o micropaso) dependiendo de sus entradas de control (Driver).

Los motores paso a paso requieren de controladores conocidos comúnmente como *drivers* los cuales transforman entradas de señales lógicas en salidas de corriente capaces de controlar el motor. Dicho dispositivo será detallado y elegido más adelante, pero para conocer ciertos parámetros, como el consumo o el torque del motor, es necesario conocer

alguna de sus características. En particular, los motores "NEMA 23" serán controlados por drivers S109 V1.1.

El consumo eléctrico de los motores "NEMA 23" se puede calcular partiendo de su corriente nominal y su resistencia por fase. Para todos los motores paso a paso el consumo es aproximadamente constante y esto se debe a que, debido a su construcción y funcionamiento general, sólo una bobina se encuentra excitada de manera simultánea. Estando un motor en movimiento hay una bobina excitada la cual se encarga de generar la rotación del motor o en caso de que el mismo se encuentre estático hay una bobina encargada de mantener al mismo en posición fija.

El cálculo de potencia eléctrica comienza con la siguiente ecuación aplicable a corriente continua:

$$P(W) = I \cdot V \quad (7.2.1)$$

Se aplica la Ley de Ohm:

$$V = I \cdot R \quad (7.2.2)$$

Reemplazando a partir de utilizar la Ley de Ohm se obtiene:

$$P(W) = I \cdot (I \cdot R) = I^2 \cdot R \quad (7.2.3)$$

$$P(W) = I^2 \cdot R = (3A)^2 \cdot 1\Omega$$

$$P(W) = 9W$$

Como se indicó anteriormente, esta potencia eléctrica consumida es aproximadamente constante, o al menos es así desde el punto de vista eléctrico en base al funcionamiento estándar del motor, pero con los avances en la electrónica los drivers han evolucionado y algunos son capaces de reducir dicho consumo mediante técnicas de conmutación a gran frecuencia. En particular, el driver S109 no cuenta con esta característica integrada, pero mediante técnicas desarrolladas por software se puede lograr una reducción en el consumo utilizando técnicas similares o incluso apagando alguno de los motores en caso de no ser estrictamente necesaria su utilización.

En la Figura 168. Curva característica del par motor. Fuente: se muestra la curva de Par en función de las Revoluciones para el motor "NEMA 23". En el caso particular del presente proyecto, como se verá en el apartado de baterías, el mismo trabajará a una tensión nominal de 36 V. Se estima que la curva para una alimentación de 36 V nominales será un valor intermedio entre la curva de 48 V y la curva de 24 V.

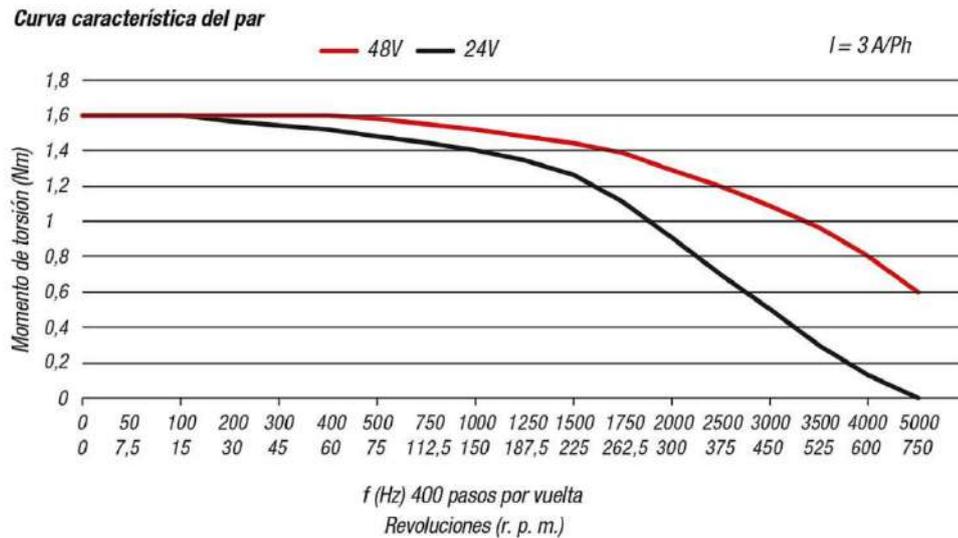


Figura 168. Curva característica del par motor. Fuente: [23].

Rango de temperatura de funcionamiento: -10°C a 50°C

Suponiendo una inclinación máxima del terreno de 5° , una velocidad de giro de las ruedas máxima de 100 RPM, conociendo el radio de las ruedas el cual será 76 mm y aplicando un factor de seguridad de 2 por no contemplar perdidas por roce y en la rodadura, se calcula el peso máximo que podrá trasladar el robot.

$$P = \frac{T \cdot n}{r \cdot \text{sen}(a) \cdot s} \quad (7.2.4)$$

$$P(N) = \frac{1,6\text{Nm} \cdot 4}{0,076\text{m} \cdot \text{sen}(5^{\circ}) \cdot 2} = 483,1\text{N}$$

$$P(Kg) = \frac{P(N)}{9,81} = 49,2\text{Kg} \quad (7.2.5)$$

La velocidad máxima a la que se podrá trasladar el robot a máxima carga corresponde a la máxima velocidad de giro a la cual se mantiene el par máximo.

$$V_{max} = \frac{RPM}{60} \cdot 3,14 \cdot D \quad (7.2.6)$$

$$V_{max} \left(\frac{m}{s} \right) = \frac{100}{60} \cdot 3,14 \cdot 0,152 = 0,795 \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$V_{max} \left(\frac{Km}{h} \right) = V_{max} \left(\frac{m}{s} \right) \cdot 3,6 = 2,86 \left(\frac{Km}{h} \right) \quad (7.2.7)$$

7.3. MOTOR MG996R

Para la movilidad de la pinza se ha sido elegido el uso de un servomotor, en particular el servomotor "MG996R", en este caso, de la marca "Tower Pro". La elección particular de este motor se debe a que cumple con la condición de ser un servomotor, por lo que se han cumplido las condiciones impuestas inicialmente, además, es un motor económico, posee gran disponibilidad en el mercado local y es ampliamente utilizados para esta y otras aplicaciones similares, al igual que los otros motores anteriormente elegidos para este proyecto. La Figura 169. Motor MG996R. Fuente: muestra una foto y las principales dimensiones del servomotor MG996R.

MG996R High Torque Metal Gear Dual Ball Bearing Servo

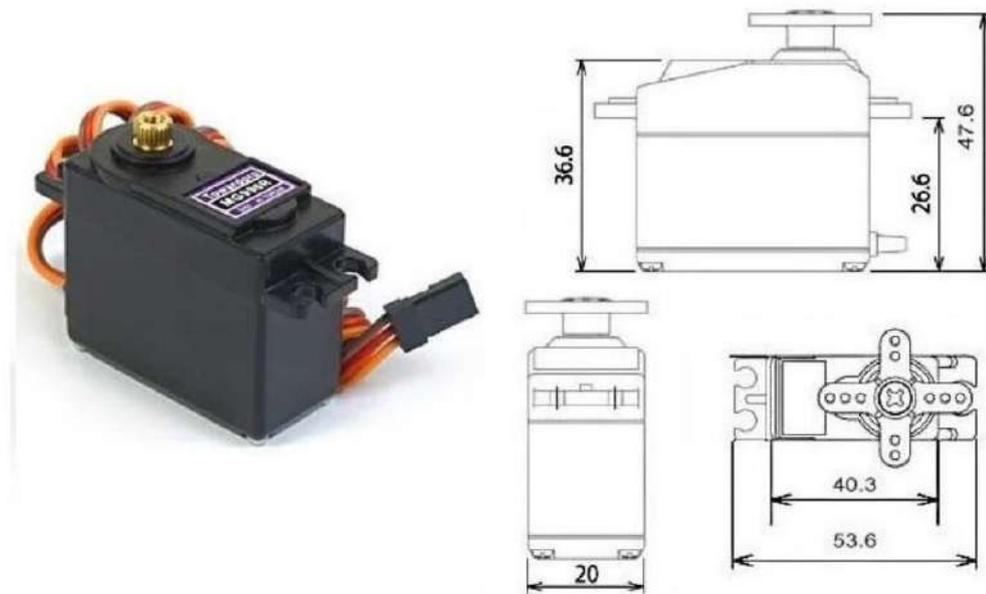


Figura 169. Motor MG996R. Fuente: [44].

Características:

- Peso: 55 g
- Dimensiones: 40,7 x 19,7 x 42,9 mm aprox.
- Torque de parada: 9,4 kgf.cm (4,8 V) - 11 kgf.cm (6 V)
- Voltaje operativo: 4,8 V - 7,2 V
- Corriente de funcionamiento: 500 mA – 900mA (6 V)
- Rango de temperatura: 0°C - 55°C [44]

En la Figura 170. Señal de control del motor MG996R. Fuente: se puede ver el conexionado del servomotor para su correcto funcionamiento:

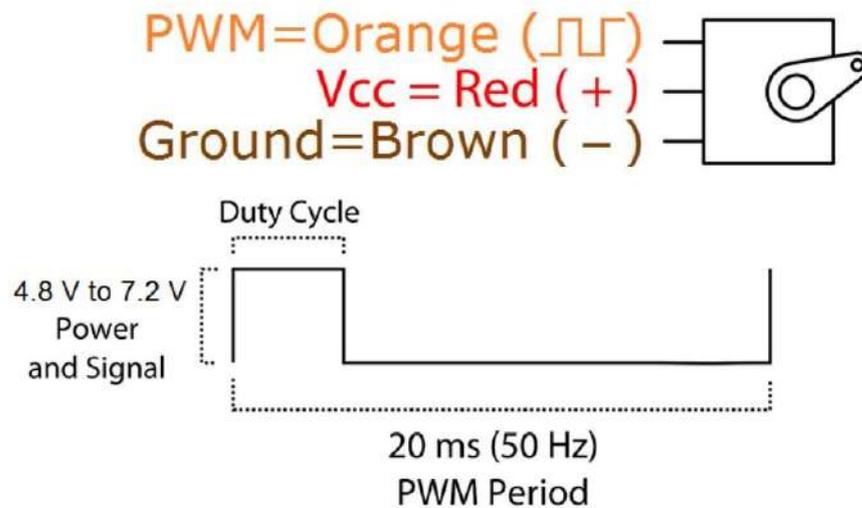


Figura 170. Señal de control del motor MG996R. Fuente: [44].

El control de la posición del servomotor se realiza mediante una señal de PWM (*pulse width modulation*, modulación por ancho de pulsos en español) generada por el controlador ESP32 el cual controlará todo el robot como se indicará en la unidad correspondiente a la electrónica.

La alimentación del motor será llevada a cabo por la batería a través de un módulo step down el cual reducirá la tensión de la misma a 5 V, un nivel utilizable por el servomotor.

En resumen, se realizó un análisis exhaustivo de los diferentes tipos de motores disponibles en el mercado. Se establecieron las características que debía poseer el motor y el sistema para su aplicación en el proyecto, tales como la capacidad de almacenar energía, bajo peso y volumen, alta precisión en los movimientos y bajo costo.

Se descartó la opción del motor neumático debido a su elevado peso y volumen, mientras que el motor de combustión fue eliminado por no trabajar con altas tolerancias de movimiento y ser más complejo, ruidoso, generador de calor y contaminante en comparación con los motores eléctricos.

Finalmente, se seleccionaron motores eléctricos para su utilización en el proyecto. Se utilizaron motores paso a paso NEMA 23 para el desplazamiento del robot, motores paso a paso NEMA 17 para los movimientos del brazo robótico y un servomotor MG996R para el accionamiento de la pinza del brazo robótico.

La selección de estos motores se basó en su capacidad para cumplir con las características requeridas para su aplicación en el proyecto.

8. ANÁLISIS, SELECCIÓN Y DISEÑO DE BATERIAS

Para poder almacenar la energía eléctrica necesaria para el funcionamiento del robot se utilizará una batería. Una batería es un sistema que emplea procedimientos electroquímicos para el almacenamiento de energía y que tiene la capacidad de devolver dicha energía posteriormente casi en su totalidad, ciclo que puede repetirse un determinado número de veces. La unidad básica de una batería se denomina “celda”, reservándose el nombre batería a la unión de dos o más celdas conectadas en serie, en paralelo o en ambas formas para conseguir la capacidad y la tensión deseada.

[<https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/70692/fichero/10+Baterias+para+Almacenamiento+de+Energ%C3%ADa.pdf>].

8.1. ANÁLISIS Y SELECCIÓN

Para elegir el tipo de batería a implementar en el robot se utilizará la Tabla 9 comparativa con distintos tipos de baterías disponibles en el mercado. A partir de ella se realiza un análisis sobre las mismas y posteriormente la selección.

Tabla 10. Comparación de baterías. Fuente: [45].

Tipos de baterías							
Tecnología	MONOBLOC			ESTACIONARIAS			
	Plomo ácido Plomo	AGM / GEL Plomo	Litio Litio	OPZS / TOPZS Plomo	OPZV Plomo	AGM / Gel Plomo	Litio Litio
Vida útil	4-5 años	5-8 años	Más de 10 años	12-15 años	12-15 años	5-8 años	Más de 10 años
Tipo de Instalación	Muy bajo consumo	Pequeñas instalaciones con poco consumo o sistemas móviles	Pequeñas instalaciones con consumos bajos o medios con necesidad de corrientes elevadas	Grandes instalaciones aisladas (granjas, 1ª vivienda...), Descarga de energía constante.	Grandes instalaciones aisladas (pueden tumbadas), Descarga de energía constante	Instalaciones de tamaño medio con descarga de energía constante. Adecuadas para lugares con vibración	Instalaciones de cualquier tamaño. Con altos requerimientos de carga/descarga. Además, se pueden hacer más de 1 ciclo de carga diario
Profundidad de descarga máxima	No debería sobrepasar el 50-60%	No debería sobrepasar el 50-60%	95-100%	No debería sobrepasar el 50-60%	No debería sobrepasar el 50-60%	No debería sobrepasar el 50-60%	95-100%
Requerimientos de instalación	Sencillos	Sencillos	Temperaturas no extremas	Se debe prestar atención a la ventilación	Sencillos	Sencillos	Temperaturas no extremas
Mantenimiento	Mínimo	Mínimo	1 vez al año	Entre 2-6 meses	Entre 2-6 meses	Mínimo	1 vez al año
Ampliación con otros modelos	X	X	Posible	X	X	X	Posible
Buen soporte de arranque	X	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Impacto medioambiental	Alto	Alto	Moderado - Bajo	Alto	Alto	Alto	Moderado - Bajo

Al analizar la Tabla 9, se puede apreciar una notoria ventaja de las baterías de Litio por sobre las demás debido a su larga vida útil, gran capacidad de descarga máxima, bajo mantenimiento y moderado a bajo impacto ambiental.

Además, como se puede observar en gráfico de la Figura 171. Comparación según densidad energética entre distintos tipos de baterías. Fuente: ., las baterías de litio poseen la ventaja adicional de contar con una gran densidad energética, permitiendo almacenar toda la energía necesaria en un empaque de pequeño volumen y peso contenido, permitiendo disminuir las dimensiones del carro y aumentando la carga útil de recolección.

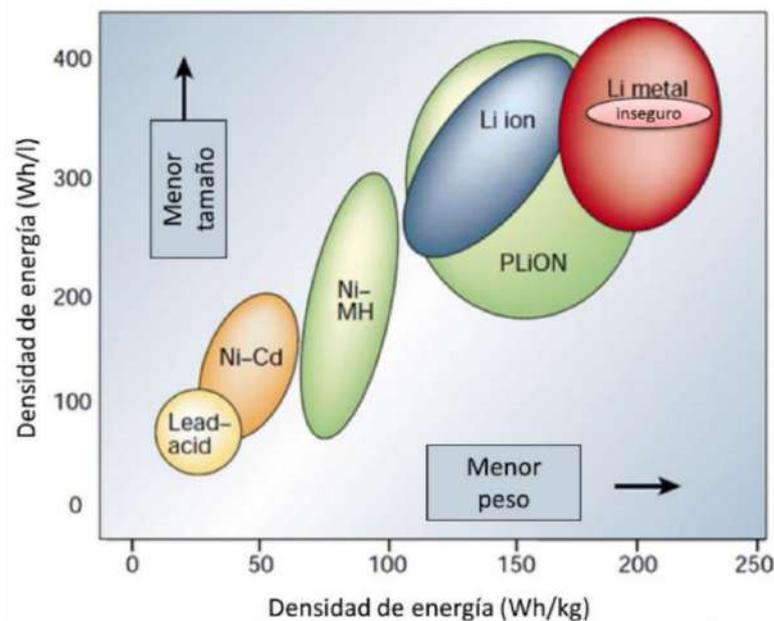


Figura 171. Comparación según densidad energética entre distintos tipos de baterías. Fuente: [46].

Otra ventaja adicional del uso de baterías de litio es su modularidad, la utilización de celdas de litio para su fabricación permite crear una gran variedad de formas, capacidades, tensiones y demás características para una mayor compatibilidad de la batería con el diseño del robot.

Como desventajas, las baterías de litio son susceptibles a altas temperaturas y resultan más costosas que otros tipos de baterías.

Finalmente, se decide utilizar una batería de litio conformada por celdas de Li-ion debido a su historial de uso en aplicaciones similares, las ventajas mencionadas anteriormente y la posibilidad de ser fabricada con componentes disponibles en el mercado nacional.

8.2. DISEÑO

Se realizará un diseño básico de la batería seleccionando sus componentes y calculando sus características finales.

8.2.1. B.M.S.

El B.M.S. (*Battery Management System*, Sistema de Gestión de Baterías en español) es un circuito electrónico encargado de manejar la carga y descarga de las celdas y proteger a la mismas de sobre tensión, subtensión, sobre corriente y sobre temperatura.

En particular para la aplicación en el robot se seleccionó el B.M.S. del fabricante Daly, en particular el modelo Smart correspondiente a celdas de Li-ion 10S con una capacidad de corriente de 30 A (ver Figura 172. BMS DALY. Fuente: .).



Figura 172. BMS DALY. Fuente: [47].

Debido a que el par que pueden entregar los motores es función de la tensión de alimentación de los drivers, se busca que la batería tenga una tensión cercana al valor máximo que pueden admitir los mismo y ese valor máximo es 46 V, como se verá a la hora de su selección. El valor más cercano factible de lograr se obtiene utilizando un B.M.S. 10S con la posibilidad de conectar 10 celdas de Li-ion en serie, entregando una tensión máxima de 42 V (4,2V máximo por celda).

En cuanto a la corriente, al utilizar un B.M.S. con una capacidad de 30 A, se deberán conectar 10 celdas en paralelo para llegar a superar dicho valor de corriente ya que, el valor de corriente de descarga máximo por celda se de 3,225 A lo que daría como resultado una corriente total de 32,25 A máximo total.

Para el armado de la batería se requerirán 100 celdas ya que la misma se confeccionará con 10 series de 10 celdas en paralelo (ver Figura 173. Diagrama de conexión de BMS. Fuente: .).

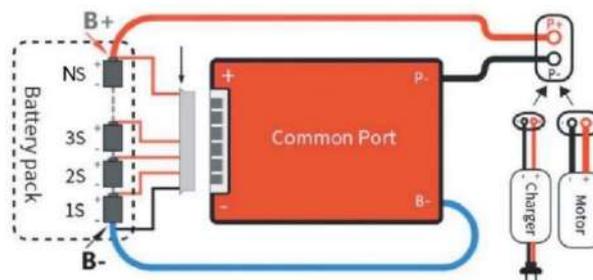


Figura 173. Diagrama de conexión de BMS. Fuente: [47].

A continuación, en la Tabla 10 se presentan las características del B.M.S. informadas por el fabricante:

Tabla 11. Características del BMS. Fuente: [47].

(Li-ion 3~48S)

Description	Description	Specification							Unit
		30A	40A	50A	60A	80A	100A	120A	
		150A	200A	250A	300A	400A	500A		
Discharge & Charge	Continue discharge current	30	40	50	60	80	100	120	A
	Over discharge current detect voltage	45	60	75	90	120	150	180	A
	Charge current	15	20	25	30	40	50	60	A
	Over Charge current detect delay	45	60	75	90	120	150	180	A
	Continue discharge current	150	200	250	300	400	500		A
	Over discharge current detect voltage	225	300	375	450	600	750		A
	Charge current	75	100	125	150	200	250		A
	Over Charge current detect delay	225	300	375	450	600	750		A
Inner Resistance	Main Circuit Conduct Inner resistance	<20							mΩ
Charge	Charge voltage	LifeP04:S*3.65		Li-ion:S*4.2		LTO:S*2.8		V	
Over charge protection	Over charge detect voltage	4.25±0.05							V
	over charge protection delay	1							S
	over charge release voltage	4.15±0.05							V
Balance	Balance detect Voltage	3.8							V
	Balance release voltage	3.8							V
	Balance current	30±5							mA
Over discharge protection	Over discharge detect	2.7±0.05							V
	Over discharge detect delay	1							S
	Over discharge release voltage	2.8±0.05							V
Over Charge current protection	Over discharge current detect delay	1							S
	Over discharge current protection release condition	Off load							
Short Circuit protection	Short Circuit protection condition	Short circuit of external load							
	Short circuit detect delay	200-500	The actual results are based on the DALY test sent back by the						μS
	Short circuit protection release	Off load							
Temp Protect	Temperature protection degrees	Charge: -40-65, Discharge: -40-70							°C
Self Consumption	Working current	35							mA
	Sleeping current(over-discharge)	800							μA
Working Temp	Temp range	-20-60							°C
Storing Temp	Temp range	-40-85							°C

8.2.2. CELDAS

Para poder almacenar la energía eléctrica necesaria para el funcionamiento del robot se utilizará una batería de litio conformada por celdas de litio 18650. De las celdas comercialmente disponibles se elige la LGDAS31865 por ser de las más económicas y contar con gran disponibilidad en el mercado nacional.



Brand:	LG
Model:	LGDAS31865 (ICR18650S3)
Capacity:	2200mAh Rated
Voltage:	3.60V Nominal
Charging:	4.20V Maximum 1075mA Standard 2150mA Maximum
Discharging:	3.00V Cutoff 430mA Standard 3225mA Maximum
Description:	Blue Cell Wrapper White Insulator Ring 18650 Form Factor

Figura 174. Características de la celda. Fuente: [48].

La Tabla 11 muestra las características de la celda informada por el fabricante:

Tabla 12. Especificaciones de la celda. Fuente: [48].

Item	Condition / Note	Specification
2.1 Capacity	Std. charge / discharge (Refer to 4.1.1/ 4.1.2)	Nominal 2,200mAh (C_{nom}) Minimum 2,150mAh (C_{min})
2.2 Nominal Voltage	Average	3.6V
2.3 Standard Charge (Refer to 4.1.1)	Constant current Constant voltage End current(Cut off)	0.5C(1075mA) 4.2V 50mA
2.4 Max. Charge Voltage		4.2V
2.5 Max. Charge Current		1.0C(2150mA)
2.6 Standard Discharge (Refer to 4.1.2)	Constant current End voltage(Cut off)	0.2C(430mA) 3.0V
2.7 Max. Discharge Current	-20 ~ 5°C	0.5C(1075mA)
	5 ~ 45°C	2.0C(4300mA)
	45 ~ 60°C	1.5C(3225mA)
2.8 Weight	Approx.	Max. 47.0g
2.9 Operating Temperature	Charge	0 ~ 45°C
	Discharge	-20 ~ 60°C

Dimensiones:

- Diámetro: $18,29 \pm 0,11$ mm
- Altura: $\leq 65,05$ mm

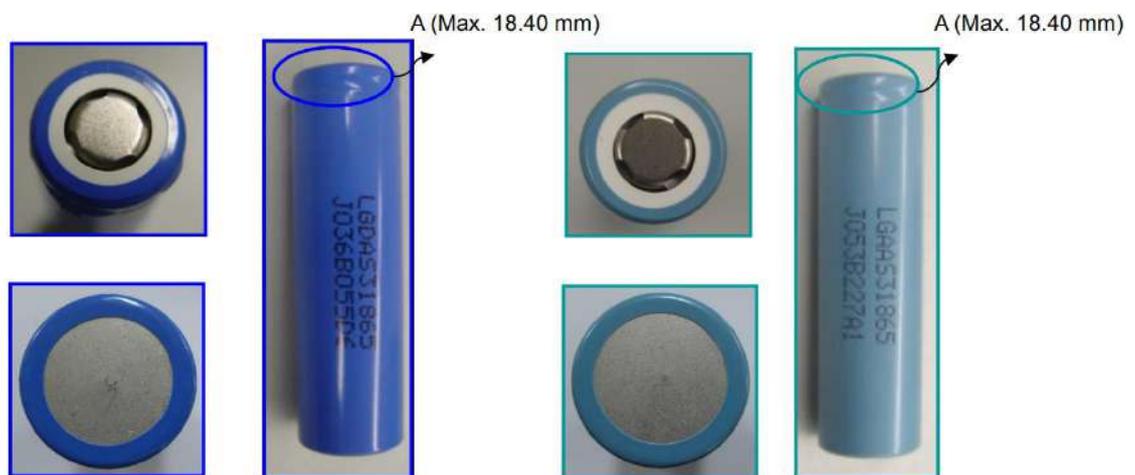


Figura 175. Dimensiones de la celda. Fuente: [48].

4.1.1 Carga estándar

A menos que se especifique lo contrario, la "Carga estándar" consistirá en cargar a una corriente constante de 0,5 C. La celda se cargará a un voltaje constante de 4,2 V mientras se reduce gradualmente la corriente de carga. La carga se terminará cuando la corriente de carga se haya reducido a 50 mA. A efectos de prueba, la carga se realizará a $23 \text{ °C} \pm 2 \text{ °C}$. [48]

4.1.2 Descarga estándar

La "descarga estándar" consistirá en descargar a una corriente constante de 0,2 C a 3,0 V. La descarga es debe realizarse a $23\text{ °C} \pm 2\text{ °C}$ a menos que se indique lo contrario (como capacidad frente a temperatura). [48]

4.1.3 Condición de carga / descarga rápida

Las celdas se cargarán a una corriente constante de 0,5 C a 4,2 V con una corriente final de 50 mA. Las celdas se descargarán a una corriente constante de 0,5 C a 3,0 V. Las celdas deben descansar 10 minutos después de la carga y 20 minutos después de la descarga. [48]

La Tabla 12 muestra las características informadas por el fabricante:

Tabla 13. Especificaciones de la celda. Fuente: [48].

Item	Condition		Specification
4.3.3 High Temperature and High Humidity Test	Cells are charged per 4.1.1 and stored at 60°C (95% RH) for 168 hours. After test, cells are discharged per 4.1.2 and cycled per 4.1.3 for 3 cycles to obtain recovered capacity.		No leakage, No rust Capacity recovery rate \geq 80%
4.3.5 Temperature Dependency of Capacity	Cells shall be charged per 4.1.1 at $23\text{°C} \pm 2\text{°C}$ and discharged per 4.1.2 at the following temperatures.		
	Charge	Discharge	Capacity
	23°C	-10°C 0°C 23°C 60°C	70% of C_{ini} 80% of C_{ini} 100% of C_{ini} 95% of C_{ini}

Estándar de seguridad

El resultado para test de sobrecarga, corto exterior, sobrecarga, calentamiento, impacto y aplastamiento resulta, no explosión, no fuego. [48]

Precaución:

- Al utilizar la aplicación equipada con la batería, consulta el manual del usuario antes de usarla.

- Lee el manual específico del cargador antes de realizar la carga.
- El tiempo de carga no debe ser mayor al especificado en el manual.
- Si la celda no se carga después de una exposición prolongada al cargador, interrumpe la carga.
- La batería debe cargarse en un rango de temperatura operativa de 0 ~ 45°C.
- La batería debe descargarse en un rango de temperatura operativa de -20 ~ 60°C.
- Por favor, verifica la dirección positiva (+) y negativa (-) antes de empacar.
- Cuando una placa de plomo o un cable se conecten a la celda para empacar, asegúrate de que estén aislados para evitar cortocircuitos.
- La batería debe almacenarse por separado.
- La batería debe guardarse en un lugar seco con baja temperatura para almacenamiento a largo plazo.
- No coloques la batería bajo luz solar directa ni cerca de fuentes de calor.
- No uses la batería en entornos con alta energía estática donde el dispositivo de protección pueda dañarse.
- Si se detecta óxido o un olor en el primer uso, devuelve el producto al vendedor de inmediato.
- La batería debe mantenerse fuera del alcance de niños o mascotas.
- Si la vida útil de la celda se acorta después de un uso prolongado, por favor cámbiala por celdas nuevas.

Prohibiciones:

- No uses un cargador diferente. No uses enchufes de cigarrillos (en automóviles) para cargar.
- No cargues con una corriente constante mayor que la corriente máxima de carga.
- No desarmes ni reconstruyas la batería.
- No la arrojes ni la golpees.
- No perfores la batería con objetos afilados (como clavos, cuchillos, lápices, taladros).
- No la utilices con otras baterías o celdas.
- No sueldes directamente en la batería.
- No apliques presión excesiva a la batería durante el proceso de fabricación, especialmente en la soldadura ultrasónica.
- No uses celdas viejas y nuevas juntas para empacar.
- No expongas la batería a altas temperaturas (como el fuego).
- No coloques la batería en un microondas ni en un recipiente de alta presión.
- No uses la batería al revés.
- No conectes los polos positivo (+) y negativo (-) con materiales conductores (como metal o alambre).
- No permitas que la batería se sumerja ni se moje con agua o agua de mar. [48]

8.2.3. ELEMENTOS ADICIONALES

Adicional a cada celda se debe incluir un separador o holder, que es una pequeña pieza plástica encastrable necesaria para unir y dar forma a la batería (ver Figura 176. Dimensiones del holder. Fuente: .).

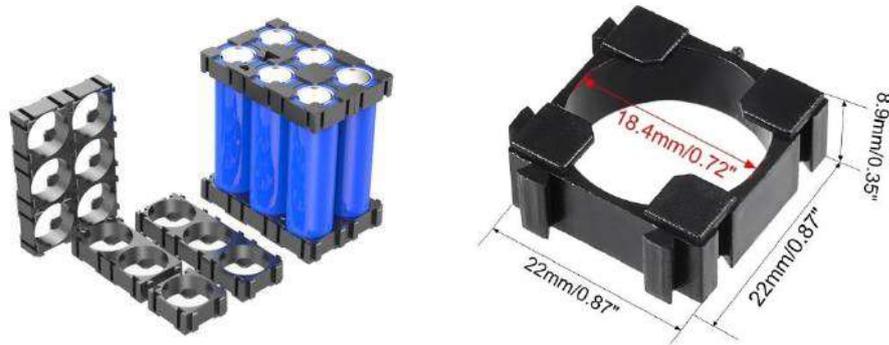


Figura 176. Dimensiones del holder. Fuente: [49].

Otros elementos necesarios para el armado de la batería son, flejes de níquel para soldar las celdas entre sí y material termocontraíble para recubrir y aislar la batería una vez finalizada.



Figura 177. Elementos adicionales. Fuente: [49].

8.2.4.DISPOSICION DE LAS CELDAS

A continuación, en la Figura 178. Dimensiones de la batería. Fuente: elaboración propia. se muestra la disposición de las celdas para el armado de la batería, indicando polaridad y dimensiones estimadas en base a las medidas de los separadores plásticos.

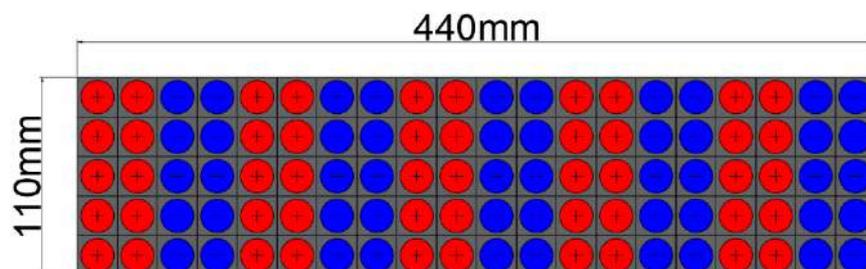


Figura 178. Dimensiones de la batería. Fuente: elaboración propia.

Las dimensiones finales estimadas, teniendo en cuenta el volumen que ocupan los materiales aislantes, flejes de níquel y el B.M.S. resultan ser de 120x450x80mm, como se muestra en la Figura 179. Dimensiones finales de la batería. Fuente: elaboración propia..

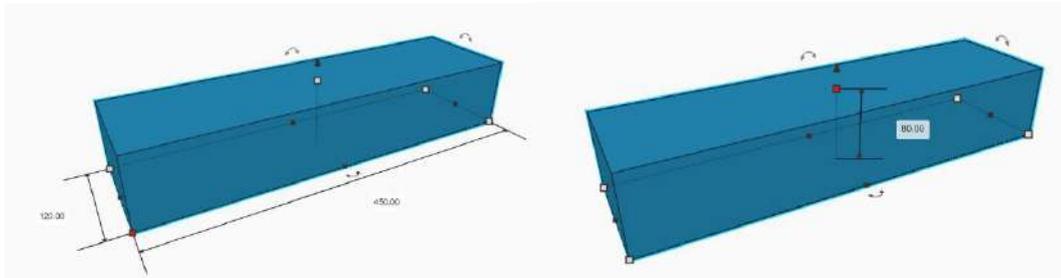


Figura 179. Dimensiones finales de la batería. Fuente: elaboración propia.

8.2.5. CÁLCULO DE CAPACIDAD DE LA BATERÍA

Se calcula la capacidad real de la batería completa y nueva.

- Capacidad mínima por celda: 2,15 Ah
- Capacidad a máxima temperatura de funcionamiento: 95% de C_{ini}

Para el cálculo de la capacidad por celda se estima que la batería se encuentra a la máxima temperatura de funcionamiento la cual es 60°C.

$$C_1(Ah) = 2,15Ah \cdot \frac{95}{100} = 2,0425Ah \quad (8.2.1)$$

El cálculo de la capacidad total tiene en cuenta que la batería cuenta con 10 celdas en paralelo.

$$C_{10}(Ah) = C_1 \cdot 10 = 2,0425Ah \cdot 10 = 20,425Ah \quad (8.2.2)$$

Se recuerda que al contarse con 10 celdas en serie la tensión de la batería oscila entre 30 V y 42 V con una tensión nominal de 36 V.

El cálculo de la energía almacenada por la batería resulta:

$$E(Wh) = V \cdot Ih = 36V \cdot 20,425Ah = 735,3Wh \quad (8.2.3)$$

A seguir se realiza un cálculo aproximado de la capacidad de trabajo continuo en horas del robot. En primera instancia se calcula el consumo total del robot, conociendo y/o suponiendo:

- Porcentaje de funcionamiento de servomotor: 50%
- Potencia consumida NEMA17: 4,335 W
- Potencia consumida NEMA23: 9 W
- Potencia consumida servomotor: $5V \cdot 0,9A = 4,5 W$
- Potencia consumida ESP32: 0,264 W

$$C(W) = 4 \cdot 9W + 4 \cdot 4,335W + 4,5W \cdot 0,5 + 0,264W = 55,9W \quad (8.2.4)$$

Se calcula el tiempo de funcionamiento en horas:

$$T(h) = \frac{E(Wh)}{C(W)} = \frac{735,3Wh}{55,9W} = 13,15h \quad (8.2.5)$$

En cuanto a la carga de la batería, la tensión máxima de carga por celda es de 4,2 V, por lo tanto, el voltaje máximo total de carga para la batería será 42 V. En cuanto a la corriente de carga, según indica el B.M.S., es de 15 A para la batería, lo que da como resultado una corriente máxima por celda de 1,5 A. Ahora, suponiendo una carga estándar, lo que indica una corriente constante de carga por celda de 1075 mA (menor al máximo de 1500 mA).

Luego, el tiempo aproximado de carga estándar resulta:

$$T(h) = \frac{Ih(mAh)}{I(mA)} = \frac{2200mAh}{1075mA} = 2,05h \quad (8.2.6)$$

En resumen, el capítulo se enfoca en el análisis, selección y diseño de baterías para un brazo robótico móvil.

En primer lugar, se explica que una batería es un sistema que emplea procesos electroquímicos para el almacenamiento de energía y que tiene la capacidad de devolver dicha energía posteriormente casi en su totalidad, ciclo que puede repetirse un determinado número de veces.

Para elegir la batería adecuada para el robot, se deben tener en cuenta varios factores, como la capacidad de descarga máxima, la vida útil, el mantenimiento requerido y el impacto ambiental. En el capítulo se proporciona la tabla 9, la cual realiza una comparación con distintos tipos de baterías disponibles en el mercado para ayudar en la selección.

Además, se menciona que las baterías de litio tienen una notoria ventaja sobre las demás debido a su larga vida útil, gran capacidad de descarga máxima, bajo mantenimiento y moderado a bajo impacto ambiental. También se destaca que las baterías de litio tienen una gran densidad energética, lo que permite almacenar toda la energía necesaria en un empaque de pequeño volumen y peso contenido. En cuanto al diseño del sistema de almacenamiento de energía, se sugiere utilizar una combinación de celdas conectadas en serie y/o paralelo para conseguir la capacidad y tensión deseada.

Finalmente la batería diseñada resulta en una realizada con 10 celdas en serie y 10 en paralelo. Las celdas utilizadas serán las 18650 LGDAS31865. El BMS a utilizar será el Daly Li-ion 10S. Y se incluyen, a lo largo del capítulo, componentes adicionales necesarios para el armado final de la batería.

9. SELECCION Y DISEÑO DE LA ELECTRÓNICA

En el presente capítulo serán seleccionados los componentes electrónicos necesarios para el funcionamiento del robot mediante control remoto manual. Además, será diseñada de manera aproximada la P.C.B. (*Printed circuit board*, placa de circuito impreso en español) sobre la cual serán montados los demás componentes electrónicos.

9.1. DRIVERS

Un driver de motor es un pequeño amplificador de corriente; la función principal de los drivers de motor es tomar una señal de control de baja corriente y luego convertirla en una señal de corriente más alta que pueda ser utilizada para alimentar un motor eléctrico.

9.1.1. DRIVER TMC2130 V1.1 PARA EL CONTROL DE LOS MOTORES NEMA 17

Para controlar los motores NEMA 17 utilizados en el brazo robótico, se ha seleccionado de entre todos los drivers disponibles en el mercado el driver TMC2130 V1.1, por ser el más tecnológicamente avanzado y capaz de controlar dichos motores.

El driver TMC2130 (Figura 180. Driver TMC2130 V1.1. Fuente: .) es en sí un pequeño P.C.B. sobre el cual se incluyen varios componentes electrónicos necesarios para su correcto funcionamiento. El componente principal es el I.C. (*Integrated Circuit*, circuito integrado en español) TMC2130-LA.

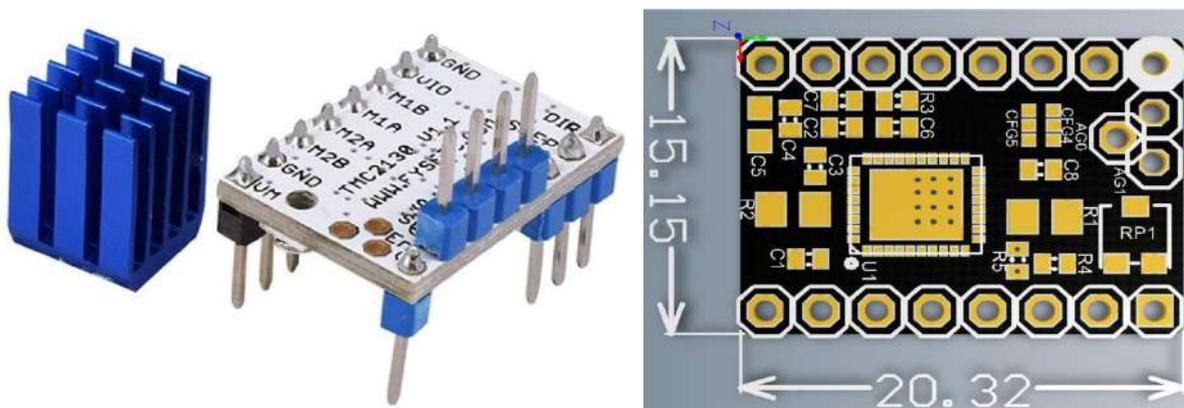


Figura 180. Driver TMC2130 V1.1. Fuente: [50].

El TMC2130-LA es un I.C. controlador de alto rendimiento para motores paso a paso de dos fases del fabricante TRINAMIC. SPI estándar y STEP/DIR simplifican la comunicación. Las funciones de protección y diagnóstico admiten un funcionamiento sólido y fiable. El controlador de motor paso a paso más avanzado de la industria permite diseños miniaturizados con un bajo número de componentes externos para soluciones rentables y altamente competitivas. [42]

Según el fabricante, las características y beneficios de driver son [42]:

- Motores paso a paso de 2 fases con corriente de bobina de hasta 2,0 A (pico de 2,5 A)
- Interfaz Step/Dir con interpolación de micropasos microPlyer™
- Interfaz SPI
- Rango de tensión 4,75... 46 V CC
- Alta resolución de 256 micropasos por paso completo
- StealthChop™ para un funcionamiento extremadamente silencioso y suave movimiento
- spreadCycle™ interruptor de control de motor altamente dinámico
- dcStep™ control de velocidad dependiente de la carga
- stallGuard2™ detección de carga de motor sin sensores, de alta precisión
- coolStep™ control de corriente para ahorros de energía de hasta un 75 %
- Opción de detección de corriente integrada
- Frenado pasivo y modo de rueda libre
- Protección completa y diagnóstico
- Tamaño pequeño paquete QFN36 de 5x6 mm² o paquete TQFP48

MINIATURIZED DESIGN FOR ONE STEPPER MOTOR

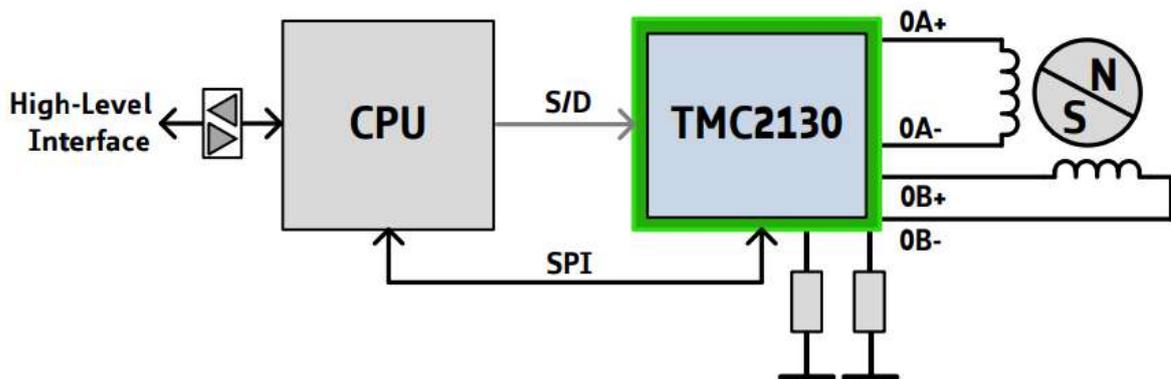


Figura 181. Diagrama de conexión. Fuente: [42].

El TMC2130 implementa características avanzadas que son exclusivas de los productos TRINAMIC. Estas características contribuyen a una mayor precisión, una mayor eficiencia energética, una mayor confiabilidad, un movimiento más suave y un funcionamiento más frío en muchas aplicaciones de motores paso a paso. Además de estas mejoras de rendimiento, los controladores de motor TRINAMIC ofrecen salvaguardas para detectar y proteger contra salidas en cortocircuito, circuito abierto de salida, sobretensión y condiciones de bajo voltaje para mejorar la seguridad y la recuperación de fallas en el equipo [42]. Las principales características del driver se muestran en la Tabla 13.

Tabla 14. Especificaciones del drive TMC2130. Fuente: [42].

Parameter	Symbol	Min	Max	Unit
Junction temperature	T_J	-40	125	°C
Supply voltage (using internal +5V regulator)	V_{VS} , V_{VSA}	5.5	46	V
Supply voltage (internal +5V regulator bridged: $V_{VCC}=V_{VSA}=V_{VS}$)	V_{VS}	4.7	5.4	V
I/O supply voltage	V_{VIO}	3.00	5.25	V
VCC voltage when using optional external source (supplies digital logic and charge pump)	V_{VCC}	4.6	5.25	V
RMS motor coil current per coil (value for design guideline) for QFN36 5x6 package resp. TQFP-48 package	$I_{RMS-QFN36}$ $I_{RMS-TQFP48}$		1.2 1.4	A
Peak output current per motor coil output (sine wave peak) using external or internal current sensing	I_{Ox}		2.0	A
Peak output current per motor coil output (sine wave peak) for short term operation. Limit $T_J \leq 105^\circ\text{C}$, e.g. for 100ms short time acceleration phase below 50% duty cycle.	I_{Ox}		2.5	A

La utilización del driver TMC2130 elimina la necesidad de utilizar finales de carrera debido a la tecnología stallGuard2™, la cual permite detectar cualquier interferencia en el movimiento de los motores, detectando colisiones y permitiendo garantizar un correcto funcionamiento del brazo robótico.

9.1.2. DRIVER S109 V1.1 PARA EL CONTROL DE LOS MOTORES NEMA 23

Para controlar los motores NEMA 23 utilizados en el carro se han seleccionado de entre todos los drivers disponibles en el mercado el driver S109 V1.1 por ser único capaz de manejar las corrientes necesarias por dichos motores, de tamaño compacto disponible en el mercado nacional (ver Figura 182. Driver S109 V1.1. Fuente: .).

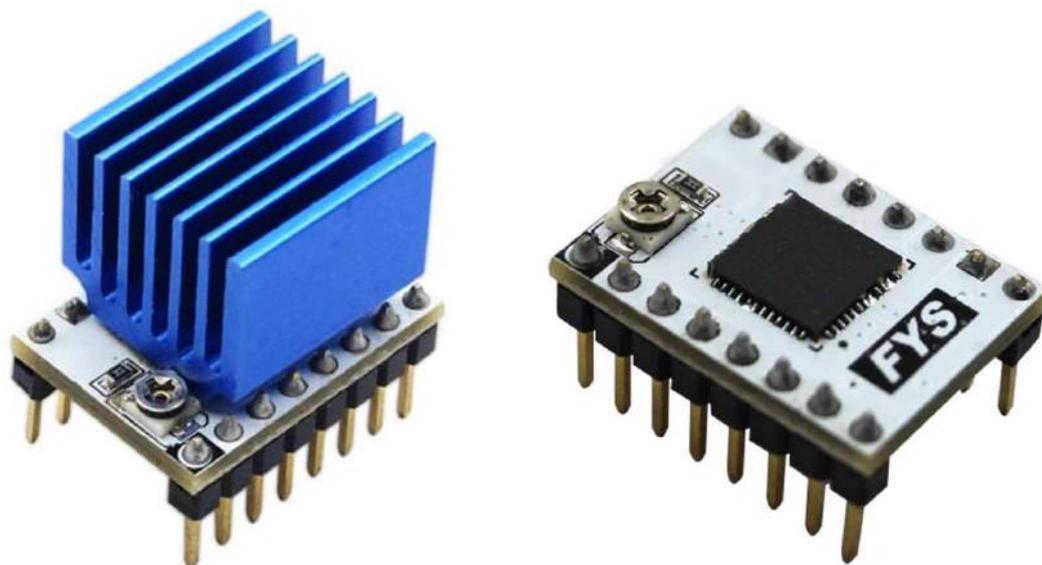


Figura 182. Driver S109 V1.1. Fuente: [51].

El driver S109 es en sí un pequeño P.C.B. sobre el cual se incluyen varios componentes electrónicos necesarios para su correcto funcionamiento. El componente principal es el I.C. (Integrated Circuit, circuito integrado en español) TB67S109A.

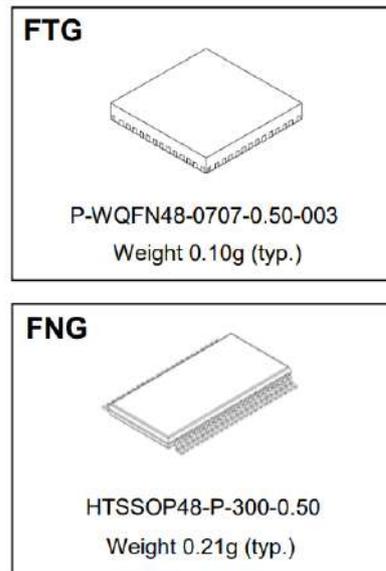


Figura 183. Formatos del IC propio del driver S109. Fuente: [52].

El TB67S109A es un controlador de motor paso a paso bipolar de dos fases que utiliza un interruptor PWM. El reloj en el decodificador está integrado. Fabricado con el proceso BiCD, la clasificación es de 50 V/4,0 A.

Las características informadas por el fabricante son [52]:

- IC monolítico integrado con proceso BiCD.
- Capaz de controlar 1 motor paso a paso bipolar.
- Unidad de corriente constante controlada por PWM.
- Permite la operación de paso completo, medio, cuarto, 1/8, 1/16, 1/32.
- Etapa de salida MOSFET de baja resistencia (lado alto + bajo = 0,49Ω (típ.)).
- Mecanismo de control de corriente del motor de alta eficiencia (Advanced Dynamic Mixed Decay).
- Alto voltaje y corriente.
- Función de salida de señal de detección de errores (TSD/ISD).
- Circuitos de detección de errores incorporados (apagado térmico (TSD), apagado por sobrecorriente (ISD) y reinicio de encendido (POR)).
- Regulador VCC integrado para uso en circuitos internos.
- La frecuencia de corte de un motor se puede personalizar mediante una resistencia y un condensador externos

En la Figura 184. Diagrama de conexión. Fuente: se muestra el diagrama de conexión:

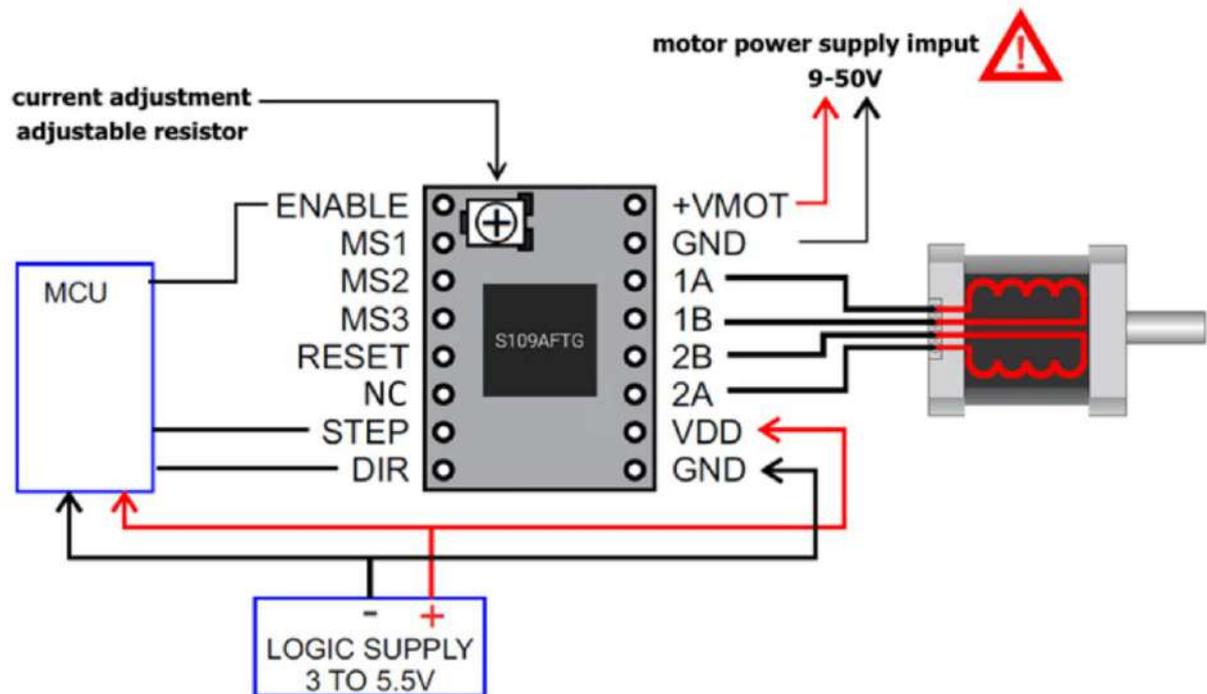


Figura 184. Diagrama de conexión. Fuente: [51].

9.2. CONTROLADOR ESP32-WROOM-32U

El controlador ESP32 será el encargado de recibir la información del estado de la batería enviada por el B.M.S. y controlar todos los motores a través de sus respectivos drivers o en caso del servomotor a través de un transistor o mosfet utilizando un pin como salida de PWM. Además, la placa será la encargada de comunicarse con el exterior mediante WIFI a través de la utilización de una antena externa conectada al conector SMA de la propia placa.

El controlador ESP32-WROOM-32U es una placa de desarrollo programable. La misma cuenta con WIFI, Bluetooth, procesador de doble núcleo, 4 MB de memoria flash para su programación, 32 pines de salidas y/o entradas programables, entre alguna de sus características principales.

En la Figura 185. Pines de entrada y salida del ESP32. Fuente: se expone el controlador con la indicación de sus pines:

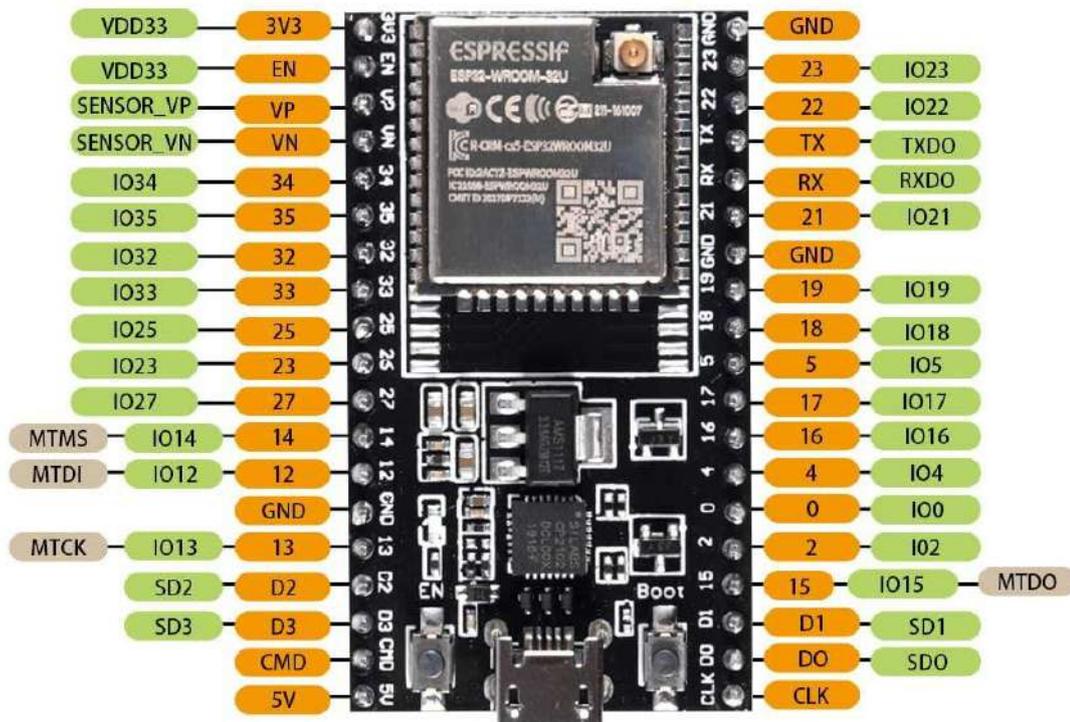


Figura 185. Pines de entrada y salida del ESP32. Fuente: [53].

La Tabla 14 muestra las características informadas por el fabricante:

Tabla 15. Especificaciones del microcontrolador ESP32. Fuente: [53].

Categories	Items	Specifications
Wi-Fi	Protocols	802.11 b/g/n (802.11n up to 150 Mbps) A-MPDU and A-MSDU aggregation and 0.4 μ s guard interval support
	Center frequency range of operating channel	2412 ~ 2484 MHz
Hardware	Module interfaces	SD card, UART, SPI, SDIO, I2C, LED PWM, Motor PWM, I2S, IR, pulse counter, GPIO, capacitive touch sensor, ADC, DAC, Two-Wire Automotive Interface (TWAI [®]), compatible with ISO11898-1 (CAN Specification 2.0)
	On-chip sensor	Hall sensor
	Integrated crystal	40 MHz crystal
	Integrated SPI flash ¹	4 MB
	Operating voltage/Power supply	3.0 V ~ 3.6 V
	Operating current	Average: 80 mA
	Minimum current delivered by power supply	500 mA
	Recommended operating ambient temperature range ²	-40 °C ~ +85 °C
Moisture sensitivity level (MSL)	Level 3	

La placa será alimentada mediante la utilización de un step down que reducirá la tensión de la batería a 3,3 V. El valor de corriente promedio consumida por el controlador es de 80 mA, por lo que el consumo total del controlador será de aproximadamente 264 mW.

Se utilizará el siguiente número de pines:

- 2 pines para la comunicación UART con el B.M.S de la batería
- 2 pines para comunicación I2C con el sensor de potencia que mediar al servomotor
- 4 pines para la comunicación SPI con los drivers TMC2130
- 12 pines para controlar los drivers S109 (3 pines por driver)
- 2 pines para controlar el servomotor

Quedaran disponibles 10 pines para ser utilizados en otras tareas adicionales o para utilizarse como entrada o salida adicionales en la P.C.B.

Para la comunicación WIFI se utilizará una antena externa la cual será conectada al controlador mediante el conector SMA que posee el mismo (ver Figura 186. Antena WIFI y lugar de conexión. Fuente: .).



Figura 186. Antena WIFI y lugar de conexión. Fuente: [54] [55].

La comunicación WIFI se realizará mediante el protocolo 802.11n, debido a su gran adopción y disponibilidad de dispositivos compatibles. Adicionalmente, dicho protocolo permite una conexión en exteriores mediante la utilización de un router convencional, a una distancia superior a 100 m, lo cual sería suficiente para la utilización de un solo router por invernadero.

9.3. CÁMARAS WIFI

La utilización de comunicación WIFI permitirá controlar el robot de manera remota y a futuro realizar la automatización de la misma manera. Para realizar el control de manera remota y la futura automatización se requerirá de varias cámaras, aprovechando la conexión WIFI se dispone de la posibilidad de utilizar cámaras WIFI de fácil utilización, implementación, gran variedad y disponibilidad.



Figura 187. Cámaras WIFI. Fuente: [56].

Las cámaras WIFI podrán ser utilizadas sobre el robot y/o dentro del invernadero para tener una imagen completa del mismo y lograr el control y futura automatización del robot.

9.4. P.C.B.

Una P.C.B. es un circuito impreso en forma de placa sobre el cual se incluirán e interconectarán los componentes electrónicos que llevarán a cabo el control y comunicación de todos los motores y batería del robot.

En la Figura 188. Posición estimada de componentes en PCB. Fuente: elaboración propia. se presenta un diagrama aproximado de la futura la P.C.B. con los principales componentes electrónicos ubicados sobre la misma, todos los componentes tienen dimensiones reales y las medidas resultantes de esta primera aproximación al diseño de la P.C.B son de 15cm x 20cm.



Figura 188. Posición estimada de componentes en PCB. Fuente: elaboración propia.

9.4.1.SENSOR DE POTENCIA INA219

El sensor de potencia INA219 será utilizado para conocer en cada momento la corriente, tensión y potencia consumida por el servomotor MG996R encargado de accionar la pinza. De esta manera se podrá estimar el par aplicado por el mismo y conociendo además el ángulo en el cual se encuentra, el cual es función de la señal PWM, se podrá estimar con buena aproximación el valor de fuerza que ejercerá la pinza sobre el fruto a recolectar.



Figura 189. Sensor de potencia INA219. Fuente: [57].

Las características del sensor de potencia informadas por el fabricante son [58]:

- Detecta voltajes de bus de 0 a 26 V
- Informes de corriente, voltaje y potencia
- 16 direcciones programables
- Alta precisión: 0,5 % (máximo) sobretemperatura (INA219B)
- Opciones de filtrado
- Registros de calibración
- Paquetes SOT23-8 y SOIC-8

Descripción:

El INA219 es un monitor de potencia y derivación de corriente con una interfaz compatible con I²C o SMBUS. El dispositivo monitorea tanto la caída de tensión de derivación como la tensión de alimentación del bus, con filtros y tiempos de conversión programables. Un valor de calibración programable, combinado con un multiplicador interno, permite lecturas directas de corriente en amperios. Un registro multiplicador adicional calcula la potencia en vatios. La interfaz compatible con I²C o SMBUS cuenta con 16 direcciones programables.

El INA219 detecta derivaciones en buses que pueden variar de 0 a 26 V. El dispositivo utiliza un solo suministro de 3 a 5,5 V, con un máximo de 1 mA de corriente de suministro. El INA219 funciona de -40 °C a 125 °C. [58]

9.4.2.STEP DOWN LM2596HVS

El módulo LM2596HVS es un step down también conocido como convertidor Buck, su función es convertir una tensión DC (direct current) en otra tensión DC de menor valor con mayor eficiencia que un convertidor lineal. En el proyecto serán utilizados 2 módulos, uno para alimentar el controlador y demás componentes a 3,3 V y otro para alimentar el servomotor y demás componentes a 5 V.

LM2596HVS



Input:5V-60V

Output:1.25V-26V

Figura 190. Step Down LM2596HVS. Fuente: [59].

Las características del módulo step down informadas por el fabricante son [60]:

- Versiones de 3,3 V, 5 V, 12 V, 15 V y salida ajustable.
- Rango de voltaje de salida de versión ajustable, 1.23 V a 37 V (57 V para la versión HV) ± 4 % máximo sobre la línea y condiciones de carga.
- Corriente de salida de 3 A especificada.
- Amplio rango de voltaje de entrada: 40 V hasta 60 V para la versión HV.
- Requiere solo cuatro componentes externos.
- Oscilador interno de frecuencia fija de 52 kHz.
- Capacidad de apagado TTL, modo de espera de bajo consumo.
- Alta eficiencia.
- Utiliza inductores estándar fácilmente disponibles

Descripción:

La serie de reguladores LM2576 son circuitos integrados monolíticos que proporcionan todas las funciones activas para un regulador de conmutación reductor (buck), capaz de conducción de carga 3 A con excelente regulación de línea y carga. Estos dispositivos están disponibles en salida fija de voltajes de 3.3 V, 5 V, 12 V, 15 V, y una versión de salida ajustable.

Requiriendo un número mínimo de componentes externos, estos reguladores son fáciles de usar e incluyen protección contra fallas y una frecuencia fija de oscilador. [60]

Tabla 16. Eficiencia de la fuente. Fuente: [60].

PARAMETER	TEST CONDITIONS	MIN	TYP	MAX	UNIT
η Efficiency	$V_{IN} = 12\text{ V}, I_{LOAD} = 3\text{ A}, V_{OUT} = 5\text{ V}$		77%		

9.4.3. COMPONENTES ELECTRÓNICOS ADICIONALES

Además de los componentes ya mencionados se requerirán otros adicionales incluidos en la P.C.B. Los mismos no serán definidos aquí ya que escapan a los alcances del presente trabajo. Además que algunos de ellos pueden ser seleccionados para optimizar el funcionamiento de la electrónica la cual puede ser rediseñada a futuro o encargada a terceros para su diseño y fabricación como se supondrá en este caso.

Algunos de los componentes adicionales que podrán ser o serán requeridos para la fabricación del P.C.B. son: borneras, transistores, mosfets, resistencias, leds, capacitores, entre otros.

En resumen, a lo largo del capítulo se desarrolla el diseño y selección de componentes electrónicos para el brazo robótico móvil controlado mediante control remoto manual en primera instancia, con pretensiones de desarrollar a futuro su control autónomo.

Se describe la importancia de los drivers de motor, que son amplificadores de corriente que convierten una señal de control de baja corriente en una señal de corriente más alta para alimentar un motor eléctrico paso a paso. Los drivers seleccionados son los TMC2130 V1.1 para controlar los motores NEMA 17 y los S109 V1.1 para controlar los motores NEMA 23. En cuanto al servomotor MG996R se indica que para el control del mismo

se utilizara una señal PWM enviada por el controlador ESP32 y se utilizara el sensor de potencia INA219 para medir su potencia.

También se describe la antena WIFI utilizada para la comunicación del robot, que se realiza mediante el protocolo 802.11n debido a su gran adopción y disponibilidad de dispositivos compatibles. Este protocolo permite una conexión en exteriores mediante el uso de un router convencional a una distancia superior a 100 m. Se menciona que las cámaras WIFI pueden ser utilizadas sobre el robot y/o dentro del invernadero para tener una imagen completa del mismo y lograr el control y futura automatización del robot.

Además, se proporciona información detallada sobre el step down LM2576HVS, un componente electrónico específico que cumple con ciertas especificaciones, como una corriente de salida de 3 A, un amplio rango de voltaje de entrada y salida, y alta eficiencia.

Se menciona que será diseñada una P.C.B (placa de circuito impreso) sobre la cual serán montados los demás componentes electrónicos. En la Figura 188. Posición estimada de componentes en PCB. Fuente: elaboración propia. se presenta un diagrama aproximado de la futura P.C.B con los principales componentes electrónicos ubicados sobre la misma, todos los componentes tienen dimensiones reales y las medidas resultantes de esta primera aproximación al diseño de la P.C.B son de 15cm x 20cm. Se espera que personal capacitado realice, en caso de ser necesario, un rediseño y reubicación de los componentes sobre la P.C.B a la hora de contratar el servicio de diseño y fabricación de la misma, ya que el diseño propuesto es una aproximación.

Finalmente, se describe el controlador ESP32 que será el encargado de recibir la información del estado de la batería enviada por el B.M.S., la potencia aplicada por el servomotor mediante la utilización del sensor de potencia INA219, la potencia aplicada por los motores NEMA 17 mediante la información enviada por los drivers TMC2130 V1.1 y controlar todos los motores a través de sus respectivos drivers o en caso del servomotor a través de un transistor o mosfet utilizando un pin como salida de PWM. Además, la placa será la encargada de comunicarse mediante WIFI, lo cual permitirá el control remoto del robot.

10. ANÁLISIS DE COSTOS

El análisis de costos ha sido planteado en base a los componentes y servicios necesarios para la fabricación del robot. Los precios obtenidos de los productos y servicios indicados a continuación son los disponibles en el mercado nacional y convertidos a dólares utilizando como valor de conversión el dólar Blue entre los días 29/11/2022 y el día 13/12/2022 a un valor aproximado de \$315 por dólar. Los precios indicados a continuación pueden variar debido a la falta de stock y/o a fluctuaciones debido a la situación económica del país.

Tabla 17. Analisis de costos. Fuente: elaboración propia.

Producto	Precio u\$d	Cantidad	Precio Total u\$d
Nema 23 2,3Nm	27	4	108
Nema 17 42mm	15	4	60
Servo mg996r	8	1	8
Barra eje lineal 10mm SAE 1045 cromada rectificada 1m	12	4	48
Tornillo Acme 8mm paso 2mm 1m acero inox AISI 302	35	1	35
Rodamiento lineal 10mm	2,6	4	10,4
Tuerca 8mm paso 2mm Acme	3	1	3
Acople 5mm - 8mm	8,8	1	8,8
Varilla AISI 304 Inox rectificada 6mm x metro	6	1	6
Polea GT2 20 dientes 5mm aluminio	2	3	6
Polea GT2 lisa 6mm x 5mm D int rodamiento incluido	2,3	5	11,5
Correa dentada GT2 6mm varias	3	7	21
Arandelas, tuercas, tornillos y remaches roscados varios	40	1	40
Rodamiento W 6002-2RS1	20	4	80
Rodamiento W 61701 R-2RS1	25	4	100
Ruedas 152mm D	11	4	44
Acople 8mm - 12mm	8,8	4	35,2
Soporte motores nema23	20	4	80
Soporte rodamientos interior motores	20	4	80
Soporte rodamientos exterior motores	20	4	80
Eje rueda	15	4	60
Chapa 2x1m 1,5mm acero inoxidable AISI 430	140	1	140
Plegado, corte y soldadura de chapa	100	1	100
Impresión 3D ABS 4kg	100	1	100
Driver TMC2130 v1.1	11	4	44
Driver S109	16	4	64
Esp32 Wroom 32U	14	1	14
Modulo Fuente Dc-dc Step Down Lm2576hv 60v	10	2	20
Celda 18650 2200mAh Li-ion	2,4	100	240
Holder Encastrable Celdas Baterías 18650	0,14	100	14

Tabla 18. Analisis de costos. Fuente: elaboración propia. (Continuación)

Producto	Precio u\$d	Cantidad	Precio Total u\$d
BMS Daly Smart 10S 30A Li-ion	140	1	140
Fleje de níquel 0,2mm*8mm para soldar celdas x 5m	10	1	10
Material termo contraíble aislante para recubrimiento de baterías x 1m	8	1	8
Ensamble batería	100	1	100
Cable con ficha NEMA17 0,5m	2,1	1	2,1
Cable con ficha NEMA17 1,5m	3,6	3	10,8
Cable AWG22 para NEMA 23 y servomotor x1m	1,4	5	7
Sensor de potencia Ina219	6	1	6
Cable Pigtail IpeX A Sma 90cm	12	1	12
Antena wifi sma 2,4Ghz	3	1	3
Diseño y fabricación PCB	60	1	60
TOTAL	-	-	2019,8

Algunas consideraciones con respecto a los costos informados:

- Se requieren correas dentadas GT2 de 6mm cuyas longitudes son distintas y pueden variar según sean utilizadas ciertas poleas. Debido a que la variación de precios entre distintas medidas no es grande, se consideran todas del mismo valor para la estimación de costos.
- Se necesitarán distintas arandelas, tuercas, tornillos y remaches roscados varios, debido a que la cantidad de los mismos y sus medidas pueden variar al realizar el prototipo se estima un valor promedio por el total de los mismos.
- Los soportes de rodamientos, de motores NEMA 23 se consideran fabricados a partir de una planchuela de espesor suficiente y posteriormente cortados, mecanizados y soldados según sea necesario. Dicha suposición se debe a que durante este proyecto no se analizaran métodos de fabricación. El costo asociado a los mismos resulta de una estimación del costo del material sumado al costo de fabricación consultado.
- Los árboles de las ruedas se consideran fabricados a partir de una barra de diámetro suficiente y posteriormente cortados y torneados. Dicha suposición se debe a que durante este proyecto no se analizaran métodos de fabricación. El costo asociado a los mismos resulta de una estimación del costo del material sumado al costo de fabricación consultado.
- El valor del plegado corte y soldadura de la chapa necesitaría para realizar el carro resulta de una estimación en base a consultas realizadas.
- El costo asociado a la fabricación de las piezas plásticas será supuesto como fabricación en impresión 3D ya que los costos de fabricación de una única pieza en otro método de fabricación de plásticos serían muy elevados y no darían una idea clara del costo real de producción a mayor escala.
- Se estima el valor del ensamble de todos los componentes necesarios para crear la batería.
- El costo de diseño y fabricación del P.C.B. con la inclusión en la misma de componentes faltantes no analizados en profundidad como capacitores, borneras y demás, fue consultado en productores locales y el valor estimado y convertido a dólares fue el incluido en la tabla 16.

- Demás componentes fueron consultados en sitios webs de fabricante, revendedores o tiendas virtuales, todas con venta en el mercado nacional y a precio final.

El costo total para la realización de una primera unidad a modo de prototipo es aproximadamente U\$D 2000, sin tener en consideración el costo del ensamblaje de dicho prototipo (el cual deberá sumarse una vez obtenido), ya que este puede variar en gran medida según se presenten dificultades a la hora del armado, ya que al tratarse de un primer prototipo, se desconocerían los pasos a seguir necesarios para lograr un armado eficiente y correcto del robot.

A continuación se presenta la Figura 191. Distribución de costos. Fuente: elaboración propia. la cual nos permite hacer un pequeño análisis en la distribución de costos. Como se puede observar, la relación entre los costos de los componentes mecánicos (53% de los costos totales) y la suma de los costos de componentes eléctricos (29% de los costos totales) y electrónicos (18% de los costos totales) resulta similar. En base a esta información se podría decir que en caso de buscar una reducción u optimización en los costos se podría buscar realizarlo de igual manera en los componentes mecánicos como en los componentes eléctricos y electrónicos a la vez.

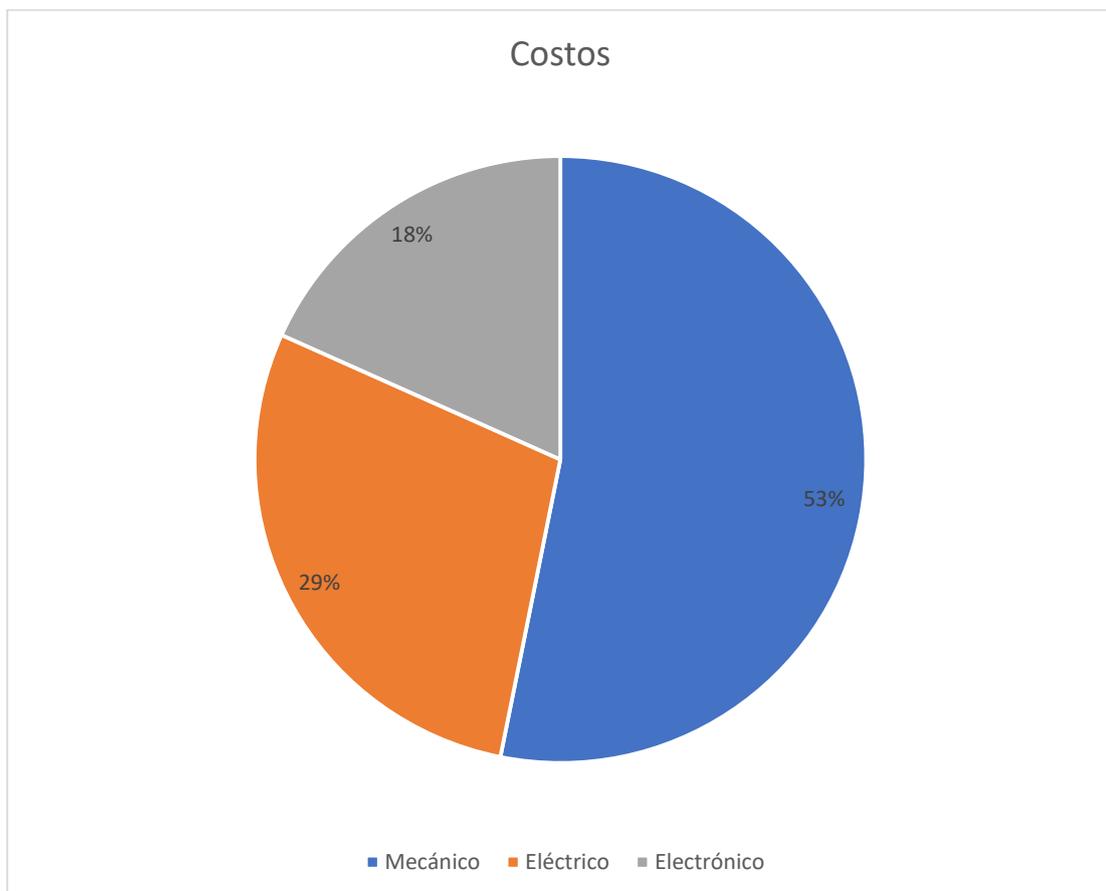


Figura 191. Distribución de costos. Fuente: elaboración propia.

En resumen, se realizó el análisis de costos para la fabricación del robot. Se ha estimado que el costo total para la realización de una primera unidad a modo de prototipo es de aproximadamente USD 2000, sin tener en cuenta el costo del ensamblaje del prototipo. Este costo puede variar en gran medida según se presenten dificultades a la hora del armado, ya que al tratarse de un primer prototipo, se desconocerían los pasos necesarios para lograr un armado eficiente y correcto del robot.

El análisis de costos se ha planteado en base a los componentes y servicios necesarios para la fabricación del robot. Los precios obtenidos de los productos y servicios indicados son los disponibles en el mercado nacional y convertidos a dólares utilizando como valor de conversión el dólar Blue entre los días 29/11/2022 y el día 13/12/2022 a un valor aproximado de \$315 por dólar. Los precios indicados pueden variar debido a la falta de stock y/o a fluctuaciones debido a la situación económica del país.

11. CONCLUSIONES Y PROPUESTAS DE TRABAJOS FUTUROS

El presente proyecto propone el diseño de un robot que permita automatizar la cosecha frutihortícola, particularmente la recolección de tomate. Esta propuesta surge como respuesta a una problemática traída a la Facultad de Ingeniería (UNMdP) por la Estación Experimental Balcarce del Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria (INTA EEA Balcarce) a través del Ing. Agr. Ulises Loizaga.

Los resultados obtenidos, luego de un arduo trabajo en el cual se han realizado un gran número de pasos, iteraciones, cálculos, análisis y comprobaciones, fueron acordes a los objetivos planteados y coherentes con la metodología descripta.

En lo que respecta al diseño mecánico del robot se definieron los componentes principales (carro y brazo robótico), así como las partes que los componen. De esta manera, se logró la cadena cinemática planteada en los objetivos, la cual logra eficazmente los movimientos necesarios para recolectar un tomate, almacenarlo y trasladarlo. Las decisiones tomadas fueron respaldadas en fundamentos teóricos, experiencias pasadas, recomendaciones, catálogos o información bibliográfica.

Mediante el *software* Inventor de Autodesk se diseñaron casi todas las partes, exceptuando las que se obtuvieron de catálogos o bibliotecas de archivos *Open Source*. Además, se realizó el ensamble de las piezas, así como de los mecanismos de transmisión utilizados. A partir del modelado 3D, se verificaron las dimensiones exteriores del robot, con las que se define el ancho mínimo del pasillo (80 cm) con una pendiente menor a 5° y la altura máxima (90 cm) y mínima (40 cm) de recogida. El ancho mínimo necesario de pasillos resulto superior al medido en invernaderos, por lo que se propone como reforma aumentar el ancho de pasillo tanto para la utilización del mecanismo, como para mantener una pendiente menor a la indicada. En el caso de la altura de recogida fue satisfactoriamente lograda, tanto en el extremo máximo como en el mínimo.

El acople del brazo al carro se resolvió con burlonería que el fabricante del robot utiliza para afirmarlo a una estructura fija.

Luego de contar con el prediseño del equipo se evaluó la resistencia estática y los factores dinámicos que podrían generar una eventual amplificación de esfuerzos y se describieron las formas de mitigar o eliminar estos efectos. En cuanto al análisis estático de las estructuras realizado mediante el entorno de cálculo de tensiones de Inventor, se evaluaron cuáles eran las zonas más comprometidas y si la estructura era capaz de soportarlo. Finalmente, teniendo en cuenta las consideraciones dinámicas y basado en el análisis estático y de materiales realizado, se concluyó que el robot era capaz de sobreponerse a las condiciones de trabajo que se esperan encontrar durante el funcionamiento y a los criterios de falla definidos sin la necesidad de un rediseño.

En lo que respecta a los componentes eléctricos/electrónicos, se realizó un análisis exhaustivo de los diferentes tipos de motores disponibles en el mercado, buscando aquellos que cumplieran con las características requeridas para su aplicación en el proyecto. Finalmente, se seleccionaron motores eléctricos específicos para diferentes funciones del robot, motores NEMA 17, NEMA 23 y MG996R.

En la Figura 192. Ubicacion de motores NEMA 17. Fuente: elaboración propia. se observa la ubicación de los motores NEMA 17 sobre el brazo robótico, dichos motores son los encargados de efectuar los movimientos del brazo.

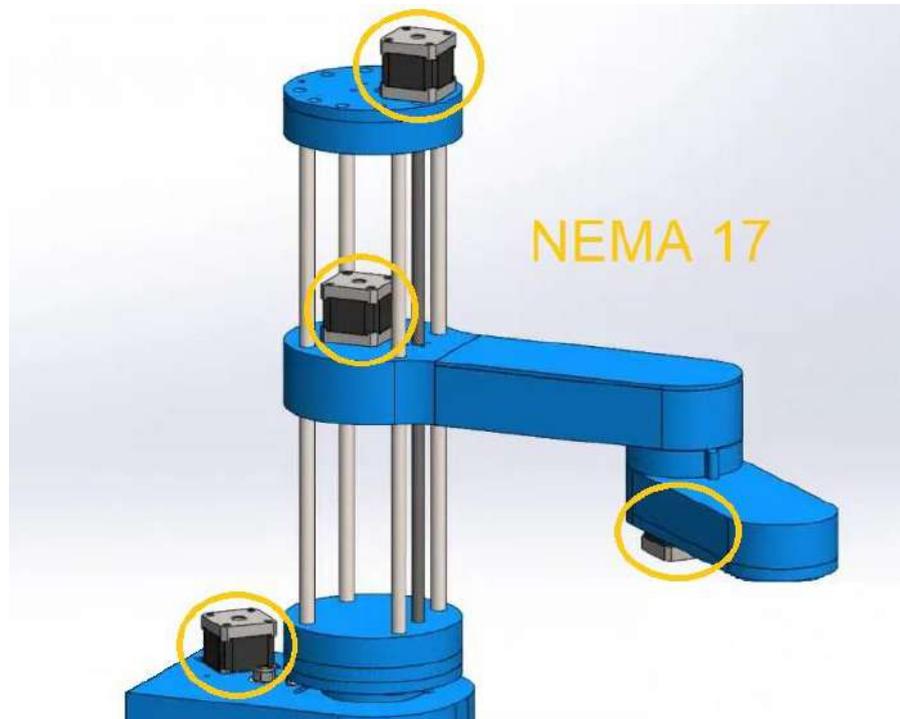


Figura 192. Ubicación de motores NEMA 17. Fuente: elaboración propia.

En la Figura 193. Ubicación de motores NEMA 23. Fuente: elaboración propia. se aprecia la ubicación de los motores NEMA 23 sobre la estructura base del carro, dichos motores son los encargados de realizar el movimiento de las ruedas para lograr el movimiento del robot.

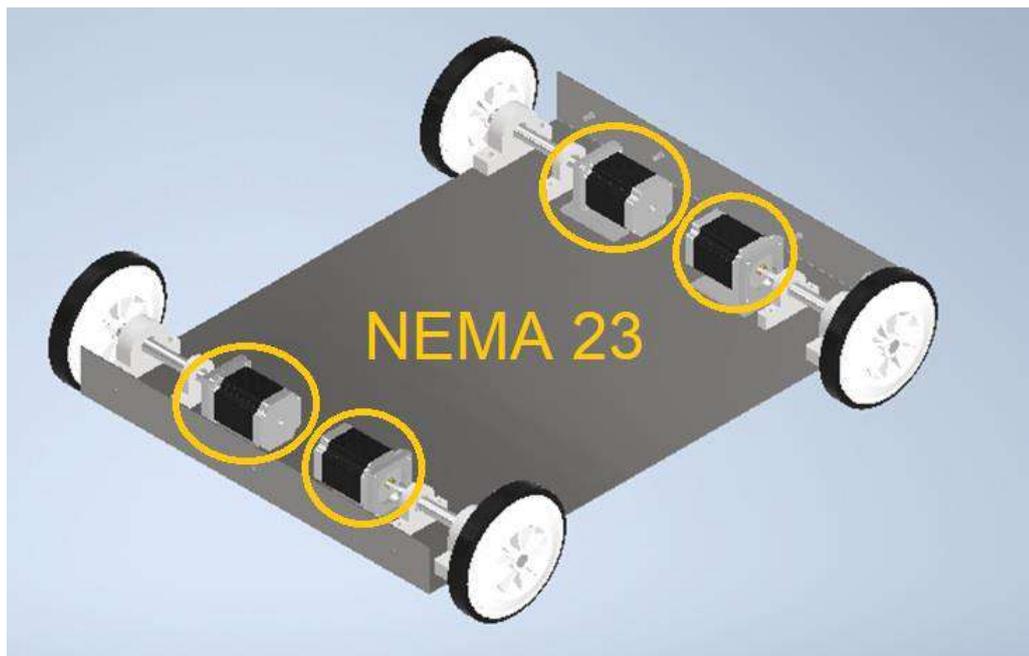


Figura 193. Ubicación de motores NEMA 23. Fuente: elaboración propia.

En la Figura 194. Ubicacion motor MG996R. Fuente: elaboración propia. se observa la ubicación del motor MG996R frente a la pinza, dicho motor acciona la pinza del brazo robótico.

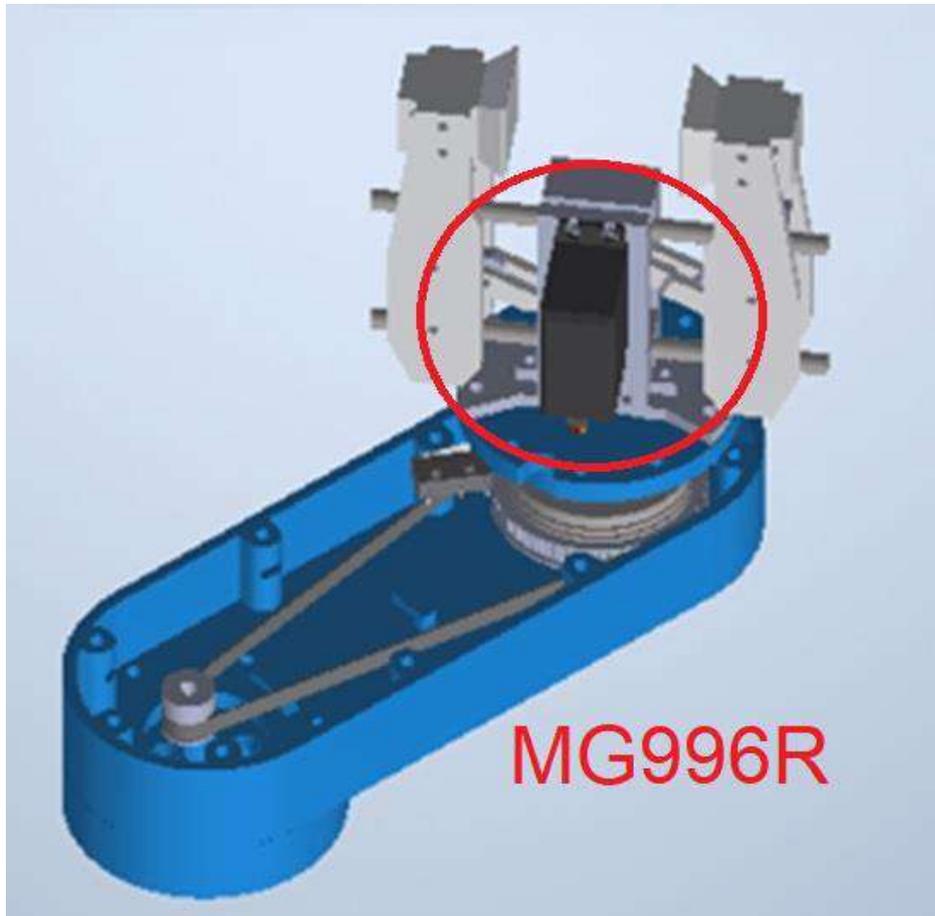


Figura 194. Ubicacion motor MG996R. Fuente: elaboración propia.

Además, se llevó a cabo el diseño y selección de la batería, considerando factores como la capacidad de descarga máxima, la vida útil, el mantenimiento requerido y el impacto ambiental. Se destacó la ventaja de las baterías de litio debido a su larga vida útil, alta capacidad de descarga máxima, bajo mantenimiento y moderado a bajo impacto ambiental. Se propuso un diseño de batería con celdas de litio-ion 18650 conectadas en serie y paralelo para lograr la capacidad y tensión deseadas.

En la Figura 195. Ubicacion de la batería. Fuente: elaboración propia. se observa la batería sobre la estructura base del carro, dicha batería almacena toda la energía necesaria para el funcionamiento del robot.

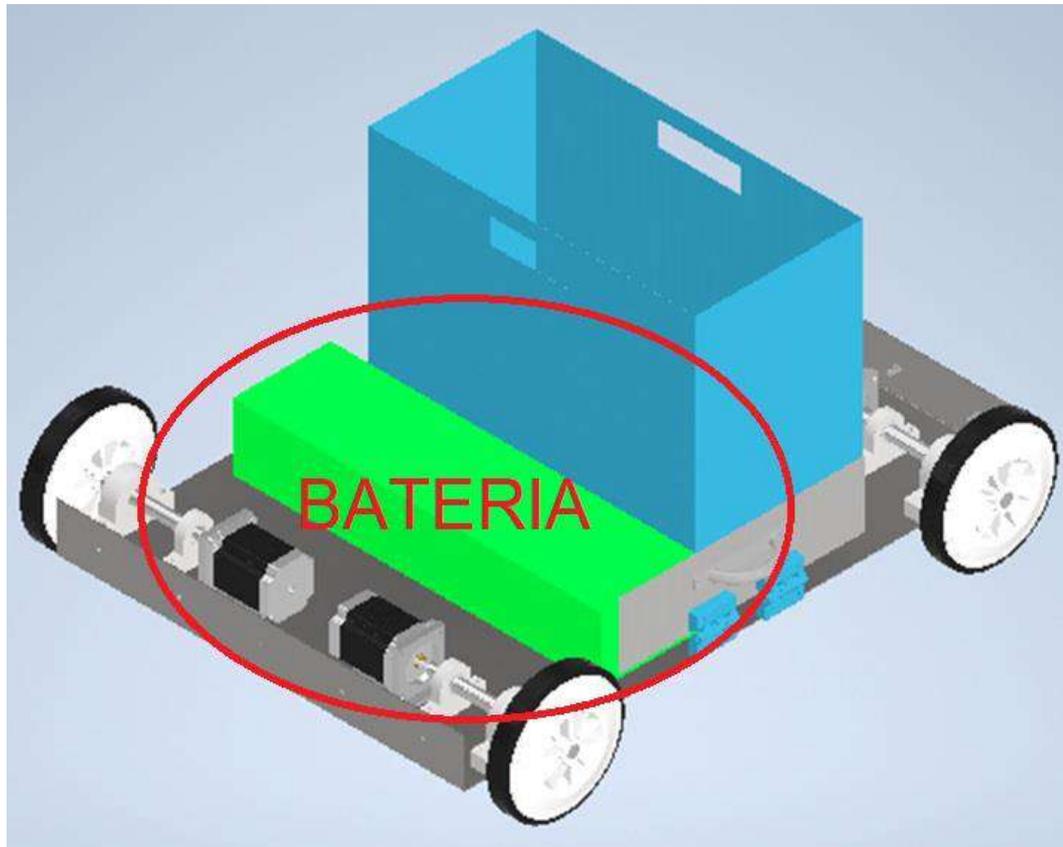


Figura 195. Ubicacion de la bateria. Fuente: elaboración propia.

En cuanto a los componentes electrónicos, se seleccionaron los drivers de motor TMC2130 V1.1 y S109 V1.1, específicos para controlar los motores paso a paso, así como los elementos necesarios para el control del servomotor, como el sensor de potencia INA219 y el controlador ESP32 que realizara más acciones además del control de motores. Se describió la antena WiFi utilizada para la comunicación del robot y se mencionó la posibilidad de utilizar cámaras WiFi para obtener una visión completa del entorno. También se proporcionó información detallada sobre el step down LM2576HVS, un componente electrónico necesario en el sistema.

En la Figura 195. Ubicacion de la bateria. Fuente: elaboración propia. se observa la batería sobre la estructura base del carro, dicha batería almacena toda la energía necesaria para el funcionamiento del robot.



Figura 196. P.C.B. y ubicacion de componentes electronicos. Fuente: elaboración propia.

Se realizó un análisis de costos estimado para la fabricación del robot, considerando los componentes y servicios necesarios. Se indicó que el costo total para el prototipo rondaría los \$2000, sin incluir el costo de ensamblaje. Se aclaró que estos precios podrían variar debido a dificultades en el armado y a fluctuaciones económicas.

El presente proyecto cumplió de manera exitosa el objetivo inicialmente planteado de obtener una primera propuesta de prototipo de robot recolector.

Basándonos en la evaluación efectuada, y considerando que todos los componentes comerciales empleados proceden de catálogos auténticos y que las técnicas de producción contempladas para el cálculo de costos son factibles, podemos asegurar que este diseño puede ser llevado a cabo en la práctica. No obstante, hay múltiples elementos del diseño que requieren una mayor investigación detallada antes de obtener un producto comercializable. Por esta razón, se sugieren iniciativas futuras para perfeccionar el diseño que aquí se presenta:

- Realizar pruebas de fabricación de partes con impresión 3D para poder garantizar cierto grado de confiabilidad en los cálculos se propone como método de fabricación de las partes de plástico, la inyección. Como las mayores tensiones del mecanismo se originan en zonas de concentración de tensiones y en el resto, es uniforme y baja, se podría pensar que la utilización de impresión 3D para fabricar partes con bajo costo y de fácil y rápida sustitución es una buena idea. Se propone realizar pruebas empíricas para el reemplazo de las partes que resulten pertinentes.

- Evaluar métodos, disposiciones, formas o cambios en las piezas para disminuir la distancia de caída de tomate.
- Diseñar e instalar malla elástica para amortiguar caída de tomates en la caja.
- Evaluar la inclusión de un elastómero para mejorar el apriete de la pinza al tomate, sin que lo dañe.
- Diseño profesional completo del P.C.B. acorde con los elementos utilizados.
- Programación completa del microcontrolador en base a los objetivos finales del proyecto.
- Desarrollo de una inteligencia artificial capaz de controlar el robot de forma autónoma.
- Evaluar el funcionamiento de la suspensión y rediseñarla de ser necesario.
- Analizar las condiciones mínimas necesarias del terreno para una correcta operación del robot.
- Diseñar y fabricar un cargador de baterías funcional a los distintos tipos de invernaderos y automatizar la carga de ser necesario.
- Desarrollar los métodos de fabricación de todos los componentes que lo requieren.
- Recalcular los costos totales, teniendo en cuenta el proceso de fabricación y las modificaciones, una vez realizadas.
- Realizar un análisis de rentabilidad, para verificar si es rentable la producción a escala comercial.

ANEXO I: CÁLCULO DE VOLUMEN DE CAJA

El volumen de la caja se definió en función del peso máximo que se desea transportar. El objetivo principal que persigue este trabajo es el de alivianar el trabajo del operario. Para esto, se dejarán de realizar ciertas tareas para pasar a realizar otras o reducir su tiempo de ejecución. Se destacan el mantenimiento del robot y la carga y descarga de la caja cuando se llene. Teniendo en cuenta la ergonomía del trabajador, se define como carga de trabajo admisible unos 15 kg para carga y descarga. Este valor es apto tanto para trabajadores hombres como para mujeres con o sin entrenamiento [61]. Para el cálculo de volumen de caja, se aproxima el tomate a una esfera con valores detallados en (4.3.1.3) y se opera con dos estimaciones distintas. Una de ellas es un extremo optimista y la otra el caso pesimista en cuanto aprovechamiento de espacio, y se tomará el valor medio para trabajar. Se verá mas adelante que la diferencia entre estos dos valores es tan pequeña que se trabajará directamente con el caso pesimista.

Otra opción pudo haber sido realizar un arreglo 3D en el que se deja caer las esferas y que tomen su lugar natural. Se considera que este caso será un intermedio entre el caso pesimista y el optimista, por lo que se elije calcular de la manera que se describió anteriormente.

- Caso pesimista:

Se estima el volumen total como el de una esfera inscrita en un cubo. Cada tomate se encuentra uno al lado del otro de forma ordenada en filas y columnas.

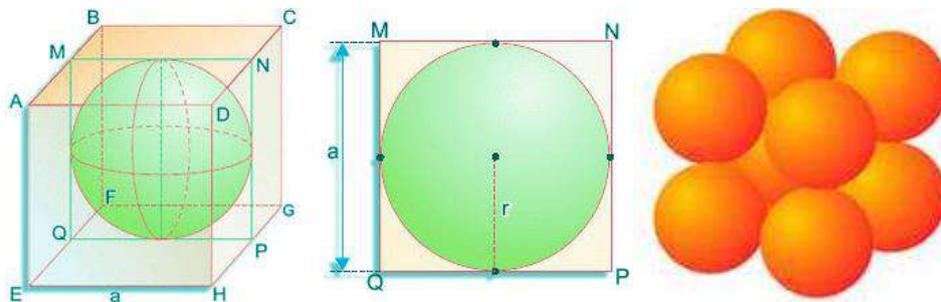


Figura 197. Esfera en un cubo. Fuente: [62].

Se aproxima el volumen del tomate al de una esfera de radio 4cm, y se aproximará el volumen vacío al generado entre la esfera inscrita dentro de un cubo.

$$Volumen_{Tomate} \approx Volumen_{Esfera} = \frac{4}{3} \pi R^3 \quad (11.1.1)$$

$$Volumen_{Cubo} = (2 \cdot R)^3 = 8 \cdot R^3 \quad (11.1.2)$$

$$Volumen_{Total\ de\ caja} = Cantidad\ de\ tomates \cdot Volumen_{Cubo} \quad (11.1.3)$$

Si cada tomate pesa 0.25 kg, se requieren 60 tomates para llenar la caja de 15 kg. El volumen de 60 tomates es de:

$$60 \cdot Volumen_{Cubo} = 60 \cdot 8 \cdot R^3 = 60 \cdot 512 \text{ cm}^3 = 30.720 \text{ cm}^3 \quad (11.1.4)$$

- Caso optimista:

Se propone como arreglo aquel en que los tomates aprovechan al máximo el espacio para acomodarse entre ellos. La estructura queda como la siguiente:

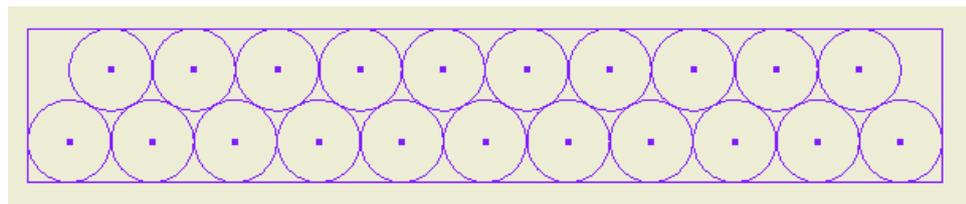


Figura 198. Representación de caso optimista (11.1.6). Fuente: elaboración propia.

El procedimiento de cálculo es similar al anterior. Se utilizaron valores de radio de tomate conocidos y se encontró una relación entre el volumen total y el del tomate, tomando una profundidad de dos veces el radio para representar el espacio de la esfera que simplifica al tomate.

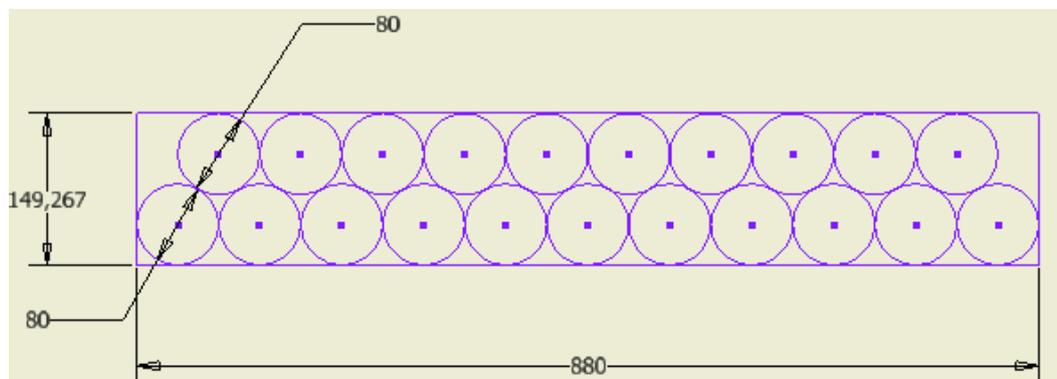


Figura 199. Representación de caso optimista, con dimensiones importantes. Fuente: elaboración propia.

$$Volumen_{Rectángulo} = 2.40 \text{ mm} \cdot 149,267 \text{ mm} \cdot 880 \text{ mm} = 10.508.396,8 \text{ mm}^3 \quad (11.1.5)$$

En el arreglo entran 21 tomates. El volumen ocupado será de:

$$Volumen_{Ocupado} = 21 \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R^3 = 5.629.734,035 \text{ mm}^3 \quad (11.1.6)$$

Finalmente, la relación entre volúmenes es de:

$$\frac{Volumen_{Rectángulo}}{Volumen_{Ocupado}} = 1,86 \text{ veces}$$

(11.1.7)

De donde se concluye que el volumen de la caja resulta:

$$Volumen_{Total \text{ de caja}} = 1,86 \cdot Volumen_{60tomates} = 1,86 \cdot 60 \cdot 268.082,57 \text{ mm}^3$$

$$\approx 29.918.015,16 \text{ mm}^3$$

(11.1.8)

Se puede notar que entre el caso pesimista y optimista no hay una gran diferencia en volumen. Se utiliza el mayor valor para dimensionar la caja ya que se considera más conservador y que, como la diferencia es muy pequeña, no significará un desaprovechamiento de material:

$$Volumen_{caja} = 30.720.000 \text{ mm}^3$$

Como tenemos dos variables limitadas por el arreglo propuesto y espacio disponible en el carro, se calcula la altura a partir del volumen:

$$Volumen_{caja} = 30.720.000 \text{ mm}^3 = L_1 \cdot L_2 \cdot L_3$$

(11.1.9)

Se establecen L_1 y L_2 como múltiplos del diámetro del tomate coherentes con las medidas del carro:

$$L_1 = 400 \text{ mm} ; L_2 = 240 \text{ mm}$$

$$L_3 = \frac{30.720.000 \text{ mm}^3}{400 \text{ mm} \cdot 240 \text{ mm}} = 320 \text{ mm}$$

Para darle un poco de espacio extra al tomate para que tome su posición, se agregan 10 mm tanto a L_1 como a L_2 . Además, para facilitar el agarre, se agregan 50 mm extras a la altura (L_3). Resultando:

$$L_1 = 410 \text{ mm}$$

$$L_2 = 250 \text{ mm}$$

$$L_3 = 370 \text{ mm}$$

ANEXO II: CÁLCULO DE FUERZA NORMAL A LAS RUEDAS

Para el cálculo de las fuerzas normales en las ruedas, se debe plantear un esquema de fuerzas y momentos en el que la cantidad de incógnitas debido a las fuerzas de vínculo, son mayores a las ecuaciones que podamos plantear con la Segunda Ley de Newton. Se dice que el sistema es hiper estático.

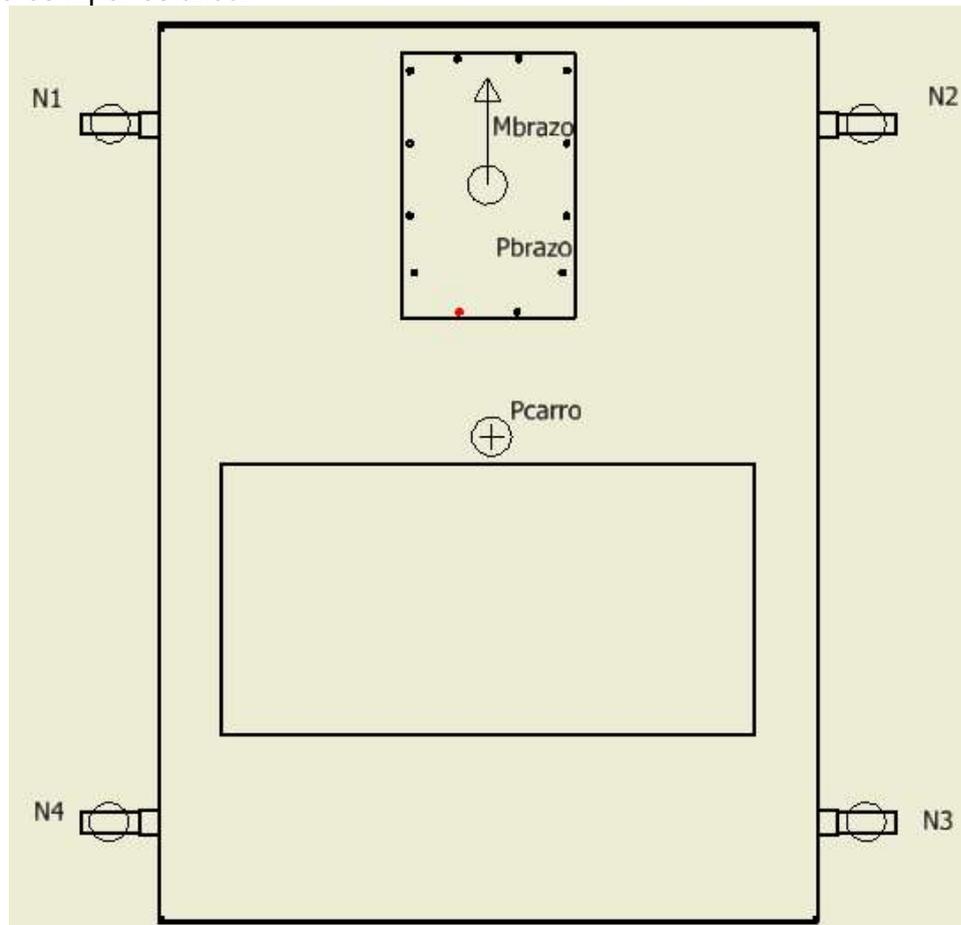


Figura 200. Esquema de carro con fuerzas transmitidas por el brazo, peso propio concentrado en su centro de masas y reacciones en los apoyos. Fuente: elaboración propia.

Para resolver las reacciones en los apoyos se deberán realizar cálculos por modelado computacional. El problema es que en la etapa de diseño en que se requiere conocer estos valores, todavía no es posible realizarlo, porque no se conoce la distribución final ni las propiedades de las piezas a utilizar.

Por este motivo, se realizó una simplificación del problema, asumiéndolo como simétrico respecto del árbol de avance del carro. Esta suposición no está muy alejada de la realidad, ya que la disposición de componentes y piezas del robot cumple con esta condición, a excepción de la tapa lateral de acceso rápido al interior de la cubierta del carro. Esta es la razón por la que el centro de masas del mismo no este sobre el árbol mencionado anteriormente.

Para estar seguros de que, a pesar de asumir esta hipótesis simplificativa, la estructura no quedará subdimensionada, se realizó, en la etapa de análisis estático, el modelado

mediante el software Inventor. Se recolectaron los valores de reacción en apoyos y resultaron menores a los asumidos en esta etapa. Por este motivo, se considera que la estructura fue evaluada desde una perspectiva más conservadora que la real.

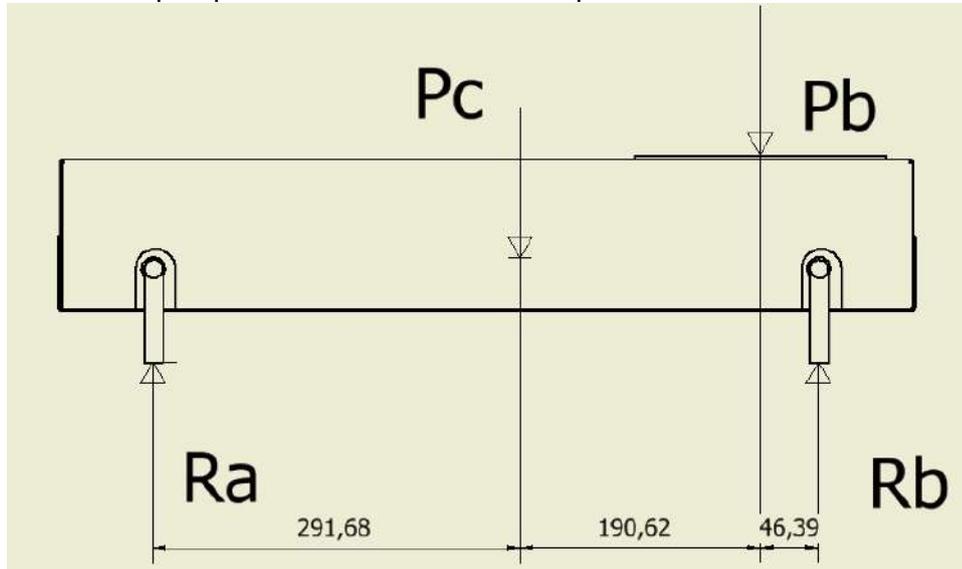


Figura 201. Esquema de fuerzas y reacciones de vínculo en carro. Fuente: elaboración propia.

De la hipótesis simplificativa se concluye que:

$$N_4 = N_3 = \frac{R_a}{2} \quad (11.2.1)$$

$$N_1 = N_2 = \frac{R_b}{2} \quad (11.2.2)$$

Aplicando la Segunda Ley de Newton:

$$\Sigma F_y = R_a + R_b - P_c - P_b = 0 \quad (11.2.3)$$

$$\Sigma M_z^{cm} = -R_a \cdot \frac{291,68}{1000} + R_b \cdot \frac{(190,62 + 46,39)}{1000} - P_b \cdot \frac{190,62}{1000} = 0 \quad (11.2.4)$$

Tomando el peso del brazo sosteniendo el tomate y el peso del carro con los 15 kg de tomates en la caja y los accesorios y piezas que componen a cada uno:

$$P_b = 6,782 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 66,53 \text{ N}$$

$$P_c = 45,19 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 443,32 \text{ N}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se llega a:

$$R_a = 204,6 \text{ N}$$

$$R_b = 305,4 \text{ N}$$

Volviendo a las hipótesis simplificativas:

$$\begin{aligned}N_1 &= N_2 = 152,7 N \\N_3 &= N_4 = 102,3 N\end{aligned}$$

Debido a las condiciones de simplificación del problema, hubiera sido arriesgado tomar como resultado el valor calculado en este apartado. Por ese motivo, se tomó el valor mayor ($N = 152,7 N$) y se sobredimensionó en un 30% ($N_i = 200 N$), debido a la condición de incertidumbre. Por otra parte, se calcularon todos los apoyos con el mismo valor, de forma que todos los rodamientos y árboles serán iguales para las cuatro ruedas.

ANEXO III: CÁLCULO DE REACCIONES EN APOYOS

Para calcular las reacciones en apoyos de forma analítica se plantea la segunda Ley de Newton en equilibrio estático. Para eso, primero se proponen una dirección y sentido para las fuerzas actuantes. En la siguiente imagen se puede identificar para el caso de carga en voladizo.

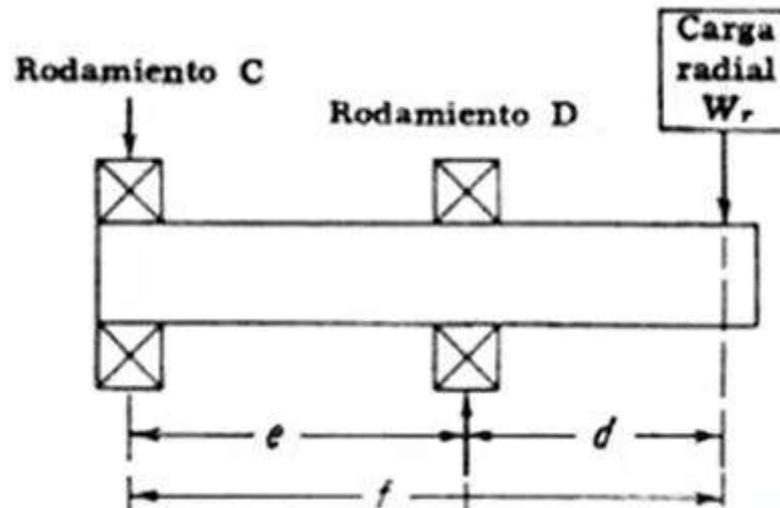


Figura 202. Apuntes de cátedra “Cálculo de Elementos de Máquina - Cálculo de engranajes Rectos”. Facultad de Ingeniería UNMdP.

En nuestro sistema, la carga radial \$W_r\$ se encuentra en el sentido contrario, por lo que las demás cargas también lo estarán.

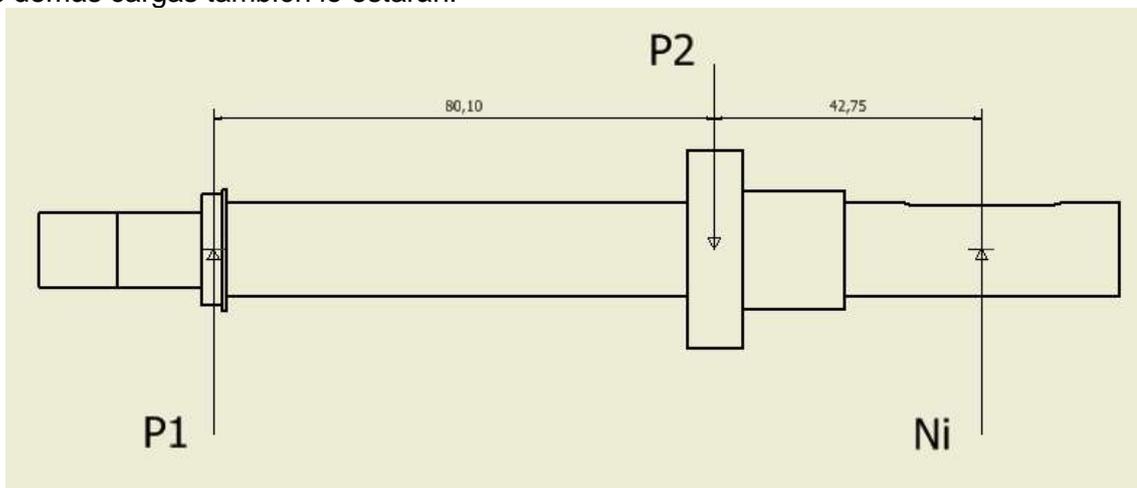


Figura 203. Distancia entre centros de rodamiento y aplicación de la fuerza. Fuente: elaboración propia.

$$\Sigma F_x = 0$$

(11.3.1)

$$\Sigma F_y = P_1 + N_i - P_2 = 0$$

(11.3.2)

$$\Sigma M_z = N_i \cdot \frac{42,75 + 80,10}{1000} - P_2 \cdot \frac{80,10}{1000} = 0 \quad (11.3.3)$$

Se supuso $P_1 = 200 \text{ N}$

$$P_1 = N \cdot \frac{d}{e} = 200 \cdot \frac{42,75}{80,1} = 106,74 \text{ N} = 0,107 \text{ kN} \quad (11.3.4)$$

$$P_2 = N \cdot \frac{f}{e} = 200 \cdot \frac{122,85}{80,1} = 306,74 \text{ N} = 0,307 \text{ kN} \quad (11.3.4)$$

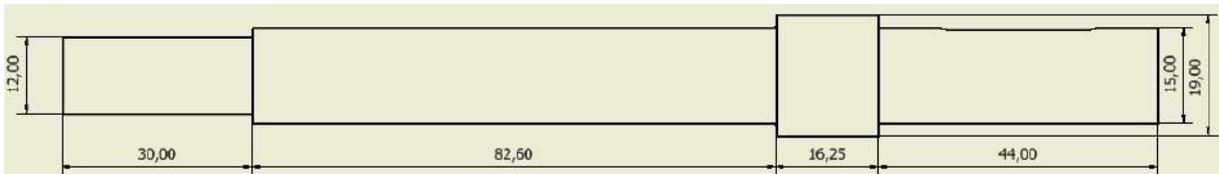


Figura 204. Cotas del árbol. Fuente: elaboración propia.

ANEXO IV: CÁLCULO A LA FATIGA PARA ÁRBOL DE RUEDAS

En esta sección se calculará el árbol frente a las condiciones de fatiga. Para ello se utilizará el criterio de línea recta, bajo las condiciones planteadas por Soderberg.

Para definir la recta que delimita la zona de diseño de Soderberg debemos conocer el límite de fatiga al corte (τ_{wc}) y la tensión de fluencia (τ_f).

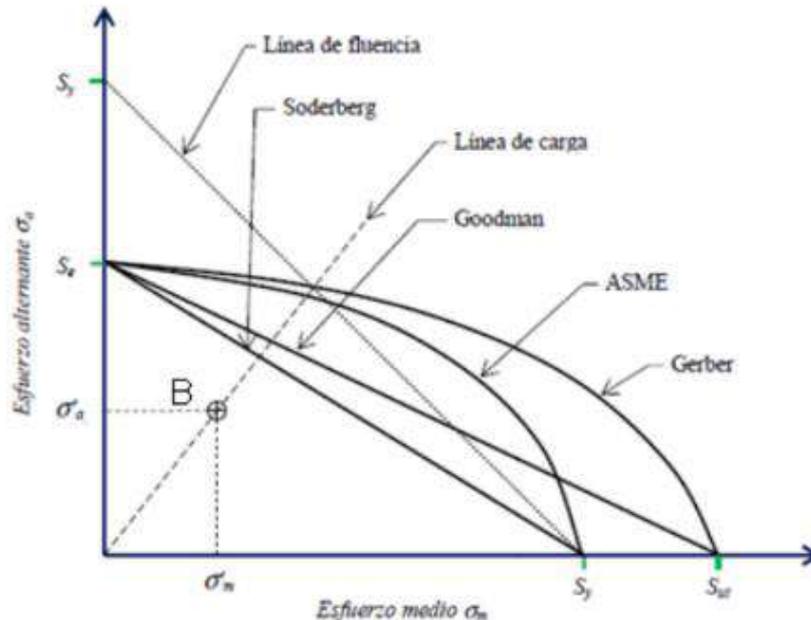


Figura 205. Curva de Soderberg. Facultad de Ingeniería UNMdP - Cátedra “Cálculo de elementos de máquina”. Apunte: “Árboles (Cálculo)” 2022.

El valor de tensión de fluencia y rotura para Acero Inoxidable 304 que proporciona Inventor, por lo que es el utilizado para sus cálculos, es de:

$$\begin{aligned}\tau_f &= 215 \text{ MPa} \\ \tau_{ut} &= 505 \text{ MPa}\end{aligned}$$

El valor de límite de fatiga, en aceros inoxidable puede estimarse como:

$$\tau_{wc} = 0.5 \cdot \tau_{ut} = 252,5 \text{ MPa} \quad (11.4.1)$$

$$S_e' \approx 0.5S_u, \quad \text{si } S_u < 1380 \text{ MPa (200ksi).}$$

$$S_e' \approx 690 \text{ MPa} = 100 \text{ ksi}, \quad \text{si } S_u \geq 1380 \text{ MPa (200ksi).}$$

Figura 206. Curva de Soderberg. Facultad de Ingeniería UNMdP - Cátedra “Cálculo de elementos de máquina”. Apunte: “Árboles (Cálculo)” 2022.

Además, se les aplicará un factor de seguridad “s” a ambas tensiones. En este caso se toma $S = 3$. Se consideró utilizar el valor mínimo de la tabla, pero como no se tomaron en cuenta en detalles de fabricación ya que exceden a este proyecto, se prefirió ser más conservador.

- ❖ $S = 2$ Si la aplicación de la carga es en extremo suave.
- ❖ **$S = 3$** *Condiciones de incertidumbre moderada en relación a las propiedades del material y naturaleza de la carga, con choques suaves. Situación típica en la industria y para elementos de máquinas.*
- ❖ $S = 4$ Cuando existen choques o cargas de impacto moderados (por ejemplo: trituradores).
- ❖ $S > 4$ Piezas solicitadas a cargas con choque o impacto importante (por ejemplo: balancines, prensas a excéntrica).

Figura 207. Factor de seguridad a la fatiga. Facultad de Ingeniería UNMdP - Cátedra “Cálculo de elementos de máquina”. Apunte: “Árboles (Cálculo)” 2022.

Resultando:

$$\frac{\tau_f}{S} = 71,6 \text{ MPa} \quad (11.4.2)$$

$$\frac{\tau_{wc}}{S} = 84,16 \text{ MPa} \quad (11.4.3)$$

Conociendo los límites de la recta que define la zona de trabajo seguro según Soderberg, se procedió a caracterizar el estado de cargas en esta situación.

La situación de trabajo, en el peor de los casos, exigirá al eje a una tensión debida a momento flector y a una debida al momento torsor. Si las analizamos en un punto específico del eje, la primera será de naturaleza variable y la segunda será constante. Esto se debe a que a medida que el árbol rota, el mismo punto experimentará compresión o tracción, según su posición angular, debido al momento flector. Por otra parte, mientras el árbol esté en movimiento, se encontrará sometido a torsión. Así, la carga resultante tendrá un valor medio igual a la tensión máxima originada por la torsión y un valor variable que dependerá de la flexión.

La zona de mayor compromiso se encuentra en donde el momento flector es máximo.

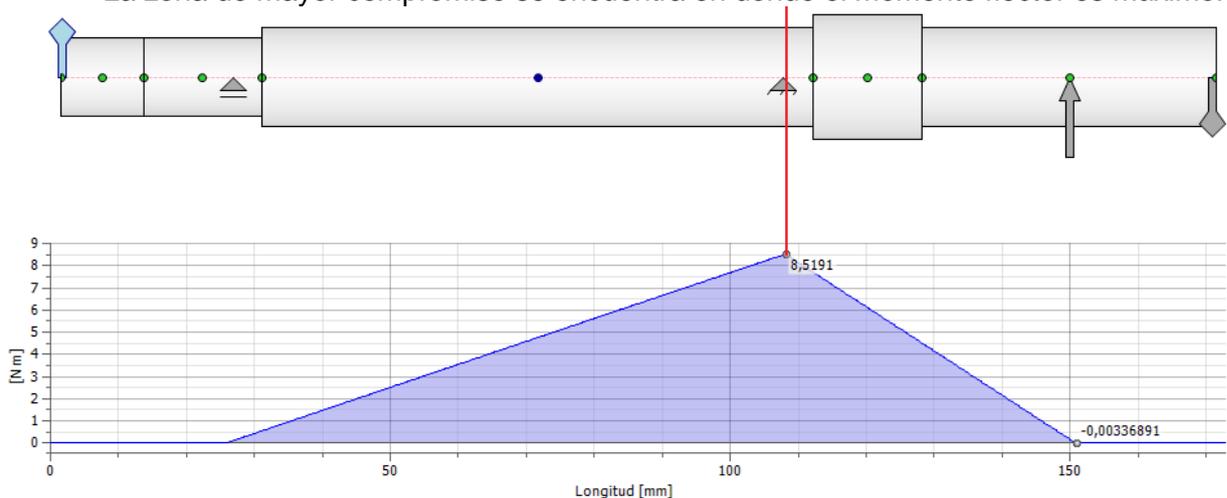


Figura 208. Flexión máxima en el árbol. Fuente: elaboración propia.

La tensión máxima debido a la flexión es:

$$\sigma_{Mf} = M \cdot \frac{y}{I} = M \cdot \frac{32}{\pi \cdot d^3} = 8,52 \cdot \frac{32}{\pi \cdot \left(\frac{15}{1000}\right)^3} = 25,71 \text{ MPa}$$

(11.4.4)

El mismo valor se verifica en el entorno de Inventor.

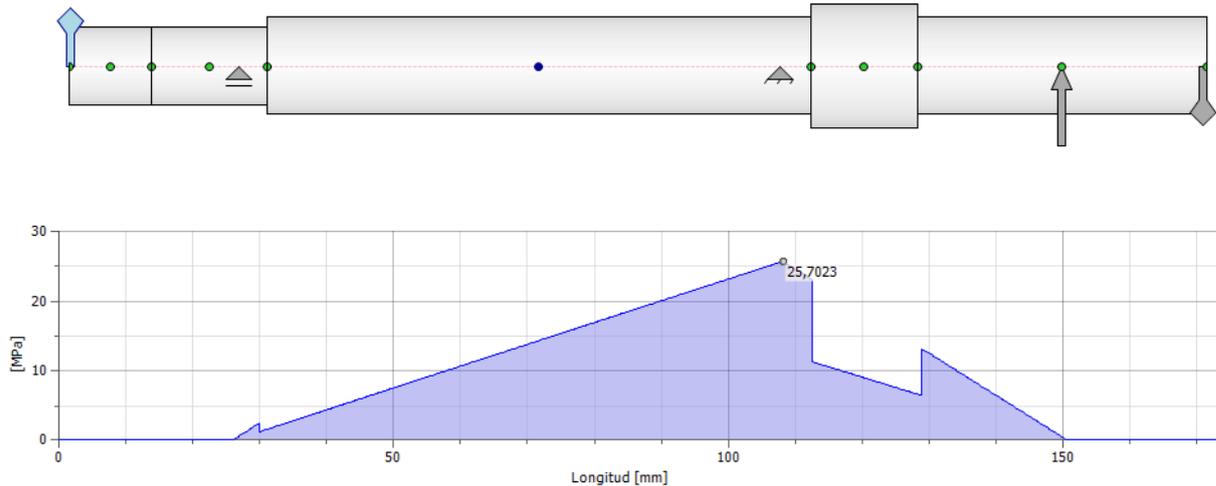


Figura 209. Tensión por flexión máxima en el árbol. Fuente: elaboración propia.

La tensión de torsión en dicha sección es:

$$\sigma_T = 16 \cdot \frac{M_t}{\pi \cdot d^3} = 16 \cdot \frac{2,3}{\pi \cdot \left(\frac{15}{1000}\right)^3} = 3,47 \text{ MPa}$$

(11.4.5)

El mismo valor se verifica en el entorno de Inventor.

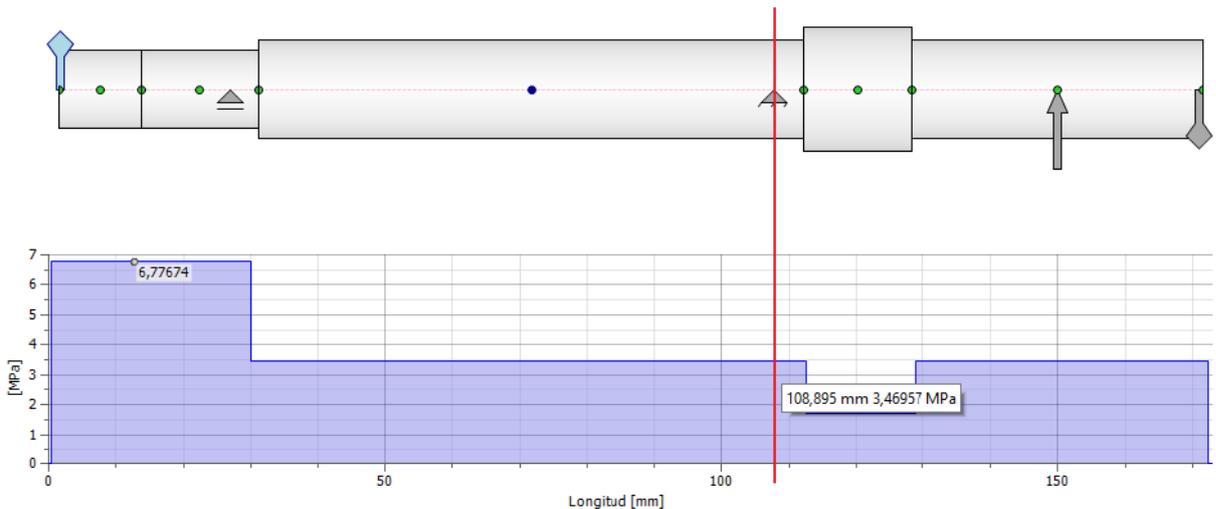


Figura 210. Tensión por torsión en el árbol. Fuente: elaboración propia.

Finalmente, se multiplicó el esfuerzo alternativo y medio por los valores K_f y K_{fs} respectivamente.

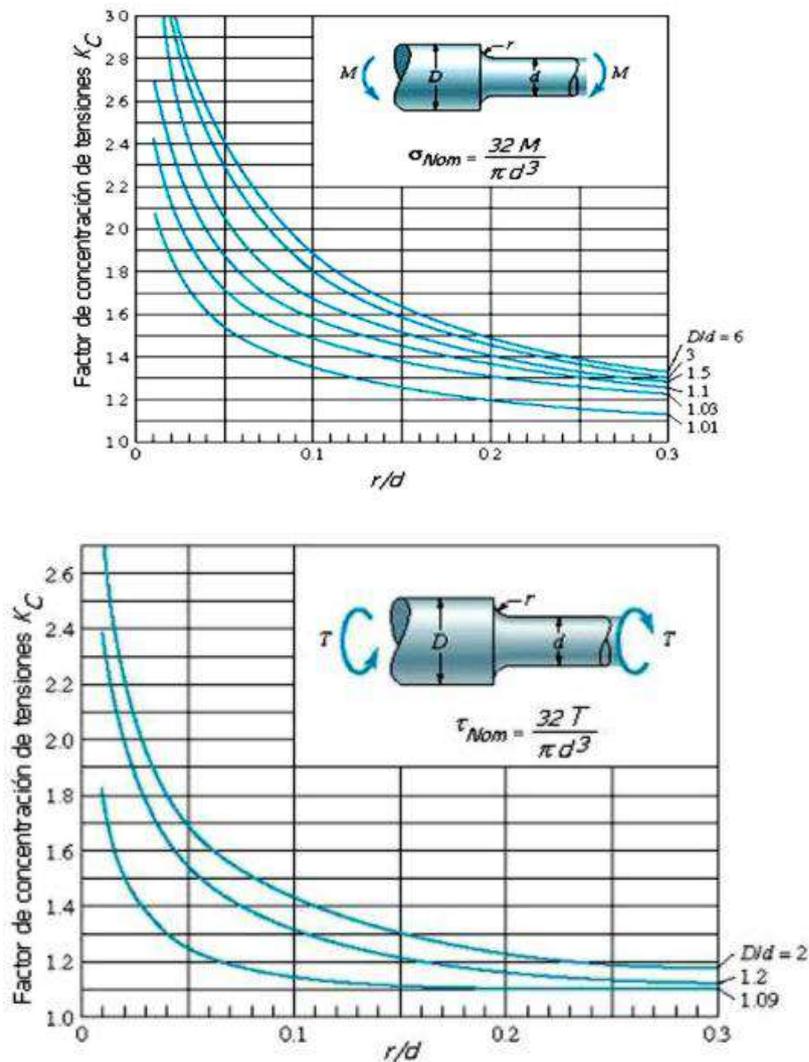


Figura 211. Primero: Gráfico K_f . Segundo: K_{fs} .

Siendo el radio del empalme de $0,3 \text{ mm}$ y el diámetro del árbol de 15 mm . La relación $\frac{r}{d} = \frac{0,3}{15} = 0,02$.

Por otra parte, la relación $\frac{D}{d} = \frac{19}{15} = 1,27$.
(11.4.6)

Por lo que:

$$K_f = 2,4$$

$$K_{fs} = 2$$

En resumen:

$$\frac{\tau_f}{S} = 71,6 \text{ MPa}$$

$$\frac{\tau_{wc}}{S} = 84,16 \text{ MPa}$$

$$K_{fs} \cdot \sigma_T = 3,47 \cdot 2 \text{ MPa} = 6,94 \text{ MPa}$$

(11.4.7)

$$K_f \cdot \sigma_{Mf} = 25,71 \cdot 2,4 \text{ MPa} = 61,704 \text{ MPa}$$

(11.4.8)

Resultando:

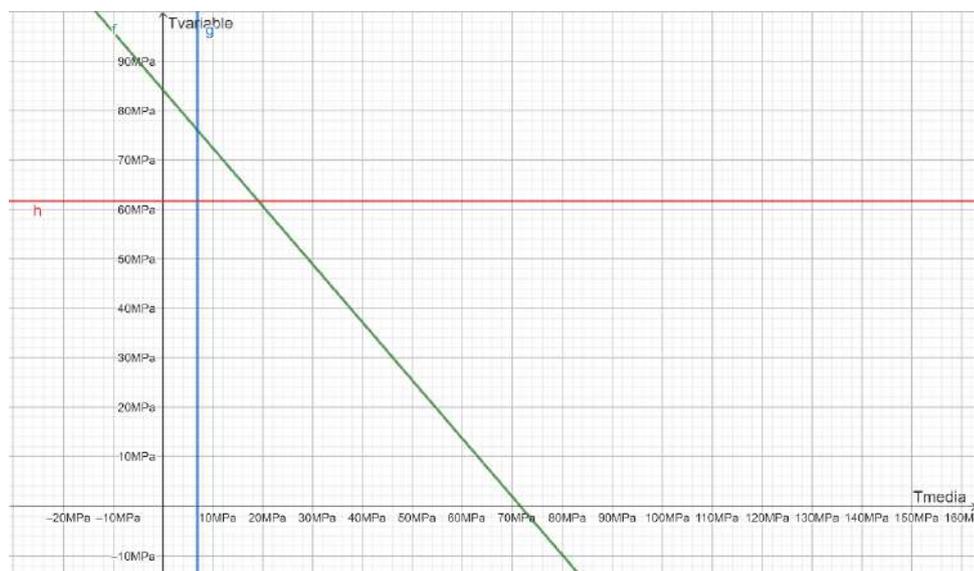


Figura 212. Curva de Soderberg (verde) y características tensionales del sistema (intersección recta roja y celeste). Fuente: elaboración propia.

En la imagen anterior se puede ver que nos encontramos en la condición de trabajo seguro definido por Soderberg. Si trazáramos una recta de carga desde el origen del gráfico hasta el punto de intersección de las tensiones medias y alternas, y otra colineal a la anterior pero que se extienda hasta la intersección con el criterio de Soderberg, podríamos calcular gráficamente el coeficiente de seguridad calculado por el método de recta de carga. En su lugar, lo calcularemos analíticamente.

Si se calcula el coeficiente de seguridad “n” como:

$$\left(\frac{\sigma_a}{Se}\right)^m + \left(\frac{N \cdot \sigma_m}{Sy}\right)^p = \left(\frac{1}{n}\right)^m$$

(11.4.9)

Sy: Tensión de fluencia.

Sut: Tensión de rotura.

Se: Tensión de Wöhler.

σ_a : Tensión alternativa.

σ_m : Tensión media.

n: Coeficiente de seguridad a la fatiga.

N: Factor por consideración de la fluencia o fractura en el criterio de fallo.

Figura 213. Cálculo de coeficiente de seguridad. Facultad de Ingeniería UNMdP - Cátedra “Cálculo de elementos de máquina”. Apunte: “Árboles (Cálculo)” 2022.

Con los valores calculados y afectados por los coeficientes. Teniendo en cuenta que para Soderberg $m = p = N = 1$:

$$n = 1,2$$

Verificación de coeficiente de seguridad:

Casos	Aplicaciones	[n]
Choques pequeños en el arranque	Motores eléctricos, bombas centrífugas.	1,0 - 1,1
Choques de nivel medio	Máquinas y motores alternativos.	1,2 - 1,5
Choques fuertes con frecuencia media de aplicación	Máquinas de punzonado y corte.	1,5 - 2,0
Choques fuertes con frecuencia alta de aplicación	Prensas de martillo, molinos de bolas.	2,0 - 3,0

Figura 214. Valores admisibles de coeficiente de seguridad. Facultad de Ingeniería UNMdP - Cátedra “Cálculo de elementos de máquina”. Apunte: “Árboles (Cálculo)” 2022.

Se observa que, como el robot se diseña para trabajar en condiciones de “Choques pequeños en el arranque”, el factor de seguridad alcanzado es mayor al admisible.

ANEXO V: CÁLCULO DE PARES DE UN TORNILLO DE MOVIMIENTO

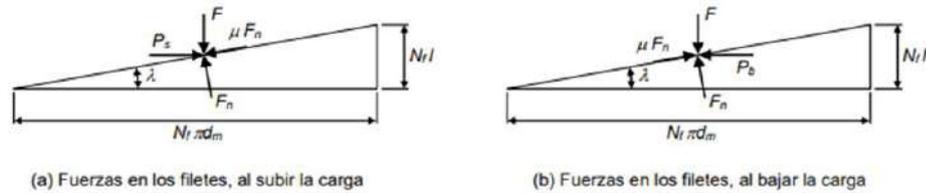


Figura 215. Fuerzas que actúan en el filete de la tuerca de una transmisión de tornillo de potencia.

Si se analizan las fuerzas de la Figura 215. Fuerzas que actúan en el filete de la tuerca de una transmisión de tornillo de potencia. a. se ve que la fuerza F es la fuerza que actúa sobre el tornillo y es vertical; la fuerza P_s es la debida al par de torsión; nótese que al aplicar un par al tornillo, se generan fuerzas a lo largo del flanco del filete, cuya resultante es igual a cero (pero no el par); al analizar el filete "enderezado", la suma de esas fuerzas es P_s . En el flanco aparecen dos reacciones, la fuerza normal F_n y la fuerza de fricción μF_n , la cual se opone al movimiento (se opone a la fuerza P_s). Nótese que la sumatoria de fuerzas de fricción en la tuerca (no enderezada) es igual a cero, quedando un par resultante debido a la fricción. Si el sistema está en equilibrio, es decir si se mueve a velocidad constante (o si la aceleración es despreciable), la sumatoria de fuerzas horizontales y la sumatoria de fuerzas verticales son iguales a cero:

Para elevar la carga

$$+\rightarrow \sum F_H = 0; \quad P_s - \mu F_n \cos \lambda - F_n \operatorname{sen} \lambda = 0,$$

$$+\uparrow \sum F_V = 0; \quad F_n \cos \lambda - F - \mu F_n \operatorname{sen} \lambda = 0.$$

(11.5.1)

Para eliminar la fuerza normal F_n , se despeja de la ecuación 8.63 y se reemplaza en la 8.64:

$$F_n (\operatorname{sen} \lambda + \mu \cos \lambda) = P_s, \quad \text{entonces} \quad F_n = \frac{P_s}{\operatorname{sen} \lambda + \mu \cos \lambda}.$$

$$\frac{P_s}{\operatorname{sen} \lambda + \mu \cos \lambda} [\cos \lambda - \mu \operatorname{sen} \lambda] - F = 0,$$

(11.5.2)

De donde:

$$P_s = F \frac{\operatorname{sen} \lambda + \mu \cos \lambda}{\cos \lambda - \mu \operatorname{sen} \lambda}.$$

(11.5.3)

Dividiendo por $\cos\lambda$ todos los términos del numerador y del denominador se obtiene:

$$P_s = F \frac{\tan\lambda + \mu}{1 - \mu \tan\lambda}.$$

(11.5.4)

La fuerza P_s es la debida al par T_s , entonces:

$$T_s = P_s \times (d_m/2),$$

(11.5.5)

Ya que el radio medio de los flancos que hemos “enderezado” es igual a la mitad del diámetro medio. De las dos últimas ecuaciones se obtiene que:

$$T_s = F \frac{d_m}{2} \frac{\tan\lambda + \mu}{1 - \mu \tan\lambda}.$$

(11.5.6)

También se puede obtener una expresión para el par de torsión para subir, T_s , en función de la fuerza F , el diámetro medio y el avance del tornillo.

$$\tan\lambda = \frac{l}{\pi d_m}.$$

(11.5.7)

Reemplazando ésta en la ecuación (11.5.6):

$$T_s = F \frac{d_m}{2} \frac{\frac{l}{\pi d_m} + \mu}{1 - \mu \frac{l}{\pi d_m}} = F \frac{d_m}{2} \frac{l + \mu \pi d_m}{\pi d_m - \mu l}$$

(11.5.8)

Entonces:

$$T_s = F \frac{d_m}{2} \frac{l + \mu \pi d_m}{\pi d_m - \mu l}.$$

(11.5.9)

Con la ecuación (11.5.8) o la (11.5.9) se determina el par de torsión requerido para subir.

Para descender la carga

Un análisis similar puede hacerse para el caso en el cual la carga se “baja”. Tomando el diagrama de cuerpo libre de la Figura 215. Fuerzas que actúan en el filete de la tuerca de una transmisión de tornillo de potencia. b y planteando las ecuaciones de equilibrio se puede obtener la siguiente expresión. Se propone al estudiante deducir esta ecuación.

$$T_b = F \frac{d_m}{2} \frac{\mu \pi d_m - l}{\pi d_m + \mu l} = \frac{\mu - \tan \lambda}{\mu \tan \lambda + 1}.$$

(11.5.10)

ANEXO VI: LISTA DE MATERIALES

En este anexo se informa la lista de materiales utilizados en el diseño del mecanismo. Son el resultado del estudio de las condiciones de trabajo y las posibles causas de falla definidas, sobre todo las referentes a corrosión. Puede que algunos elementos que se repiten, como árboles de ruedas, hayan sido detallados una sola vez para no extender innecesariamente la tabla.

Base_Base: 1	Plástico ABS
Guías: 1	Acero AISI 1045 390 RT
Guías: 2	Acero AISI 1045 390 RT
Guías: 3	Acero AISI 1045 390 RT
Guías: 4	Acero AISI 1045 390 RT
Clamp de guías: 1	Plástico ABS
Clamp de guías: 2	Plástico ABS
Clamp de guías: 3	Plástico ABS
Clamp de guías: 4	Plástico ABS
Z-axis Top Plate_Z-axis Top Plate: 1	Plástico ABS
Clamp de guías: 5	Plástico ABS
Clamp de guías: 6	Plástico ABS
Clamp de guías: 7	Plástico ABS
Clamp de guías: 8	Plástico ABS
Tornillo: 1	Acero inoxidable AISI 304
Rodamiento de bola: 1	Acero inoxidable AISI 304
Z-axis Mount Platform_Z-axis Mount Platform: 1	Plástico ABS
Linear Bearing 10x19x29mm_Linear Bearing 10x19x29	Acero inoxidable AISI 304
Linear Bearing 10x19x29mm_Linear Bearing 10x19x29	Acero inoxidable AISI 304
Linear Bearing 10x19x29mm_Linear Bearing 10x19x29	Acero inoxidable AISI 304
Linear Bearing 10x19x29mm_Linear Bearing 10x19x29	Acero inoxidable AISI 304
J3 Coupler_J3 Coupler: 1	Acero inoxidable AISI 304
nuez de tornillo de potencia: 1	Bronce
Arm 1 Cover_Arm 1 Cover: 1	Acero inoxidable AISI 304
Top cover_Top cover: 1	Plástico ABS

Figura 216. Lista de materiales parte I. Fuente: elaboración propia.

Brazo1 parte derecha:1	Plástico ABS
Brazo1 parte izquierda:1	Plástico ABS
J2 Coupler _J2 Coupler:1	Plástico ABS
GT2 Pulley - Parametric_GT2 Pulley - Parametric:1	Aluminio
M8 Lock nut_M8 Lock nut:1	Acero inoxidable AISI 304
M8 45mm - Bolts_M8 45mm - Bolts:1	Acero inoxidable AISI 304
Ball Bearing 608 - 8x22x7mm_Ball Bearing 608 - 8x22x	Acero inoxidable AISI 304
GT2 Belt 200mm_GT2 Belt 400mm:1	Plástico ABS
GT2 Pulley - 22 - 80 teeth_GT2 Pulley - Parametric:1	Plástico ABS
GT2 Belt 300mm 2_GT2 Belt 400mm:1	Plástico ABS
GT2 Pulley - 110 teeth - J1_GT2 Pulley - Parametric:1	Plástico ABS
Thrust Bearing - 40x60x13_Thrust Bearing - 40x60x13	Acero inoxidable AISI 304
Ball Bearing 35x47x7mm_Ball Bearing 30x42x7mm:1	Acero inoxidable AISI 304
Thrust Bearing - 40x60x13_Thrust Bearing - 40x60x13	Acero inoxidable AISI 304
M8 Washer_M8 Washer:1	Acero inoxidable AISI 304
Ball Bearing 608 - 8x22x7mm_Ball Bearing 608 - 8x22x	Acero inoxidable AISI 304
J1 coupler _J1 coupler:1	Plástico ABS
Base cover_Base cover:1	Plástico ABS
Z-axis Bottom Plate_Z-axis Bottom Plate:1	Plástico ABS
GT2 Pulley - 23 - 80 teeth_GT2 Pulley - Parametric:1	Plástico ABS
GT2 Pulley - Parametric_GT2 Pulley - Parametric:2	Aluminio
GT2 Belt 400mm_GT2 Belt 400mm:1	Plástico ABS
M8 45mm - Bolts_M8 45mm - Bolts:2	Acero inoxidable AISI 304
M8 Lock nut_M8 Lock nut:2	Acero inoxidable AISI 304
Ball Bearing 608 - 8x22x7mm_Ball Bearing 608 - 8x22x	Acero inoxidable AISI 304
Ball Bearing 608 - 8x22x7mm_Ball Bearing 608 - 8x22x	Acero inoxidable AISI 304
M8 Washer_M8 Washer:2	Acero inoxidable AISI 304
GT2 Belt 300mm_GT2 Belt 400mm:1	Plástico ABS
GT2 Pulley - 92 teeth - J2_GT2 Pulley - Parametric:1	Plástico ABS
Thrust Bearing 35x52x12mm_Thrust Bearing 35x52x1	Acero inoxidable AISI 304
Thrust Bearing 35x52x12mm_Thrust Bearing 35x52x1	Acero inoxidable AISI 304
Thrust Bearing 35x52x12mm_Thrust Bearing 35x52x1	Acero inoxidable AISI 304

Figura 217. Lista de materiales parte II. Fuente: elaboración propia.

GT2 Pulley - Parametric_GT2 Pulley - Parametric:3	Aluminio
GT2 Belt 400mm 2_GT2 Belt 400mm:1	Plástico ABS
GT2 Pulley - 90 teeth - J3_GT2 Pulley - Parametric:1	Plástico ABS
Thrust Bearing 35x52x12mm_Thrust Bearing 35x52x1	Acero inoxidable AISI 304
Ball Bearing 30x42x7mm_Ball Bearing 30x42x7mm:1	Acero inoxidable AISI 304
Thrust Bearing 35x52x12mm_Thrust Bearing 35x52x1	Acero inoxidable AISI 304
M4 Lock nut_M4 Lock nut:5	Acero inoxidable AISI 304
M4 Lock nut_M4 Lock nut:6	Acero inoxidable AISI 304
M4 Lock nut_M4 Lock nut:7	Acero inoxidable AISI 304
M4 Lock nut_M4 Lock nut:8	Acero inoxidable AISI 304
Brazo3 parte de abajo: 1	
Tapa de Brazo3 derecha: 1	Plástico ABS
Tapa de Brazo3 Izquierda: 1	Plástico ABS
Brazo3 parte de arriba: 1	
Brazo3 parte derecha: 1	Plástico ABS
Brazo3 parte izquierda: 1	Plástico ABS
Gripper Mechanism_Gripper Mechanism: 1	
Servo Holder_Servo Holder:2	Plástico ABS
Servo MG996R Horn_Servo MG996R Horn:2	Plástico ABS
Gripper Cover_Gripper Cover:2	Plástico ABS
Gripper Hand Left_Gripper Hand Left:5	Plástico ABS
Gripper rail 6mm_Gripper rail 6mm:3	Acero inoxidable AISI 304
Gripper End_Gripper End:3	Plástico ABS
Gripper rail 6mm_Gripper rail 6mm:4	Acero inoxidable AISI 304
Gripper Mechanism Slider_Gripper Mechanism Slider	Plástico ABS
Gripper Mechanism Slider_Gripper Mechanism Slider	Plástico ABS
Gripper Hand Left_Gripper Hand Left:6	Plástico ABS
Gripper End_Gripper End:4	Plástico ABS
Gripper to J3 connector_Gripper to J3 connector:2	Plástico ABS
Gripper Hand Left_Gripper Hand Left:7	Plástico ABS
Gripper Hand Left_Gripper Hand Left:8	Plástico ABS
engancha de pinza 1: 1	Plástico ABS
engancha de pinza 2: 1	Plástico ABS
engancha de pinza 1:2	Plástico ABS
engancha de pinza 2:2	Plástico ABS
Desviador de tomate:1	Plástico ABS

Figura 218. Lista de materiales parte III. Fuente: elaboración propia.

Chapa de carro:1	Acero inoxidable AISI 304
baterias:1	Baterias
caja:1	Plástico ABS
Tapa inferior:1	Acero inoxidable AISI 304
manija:1	Plástico ABS
Remache roscado M4x0.7:1	Acero inoxidable AISI 304
Remache roscado M4x0.7:2	Acero inoxidable AISI 304
Remache roscado M4x0.7:3	Acero inoxidable AISI 304
Remache roscado M4x0.7:4	Acero inoxidable AISI 304
Remache roscado M4x0.7:5	Acero inoxidable AISI 304
Remache roscado M4x0.7:6	Acero inoxidable AISI 304
Remache roscado M4x0.7:7	Acero inoxidable AISI 304
Remache roscado M4x0.7:8	Acero inoxidable AISI 304
Remache roscado M4x0.7:9	Acero inoxidable AISI 304
Remache roscado M4x0.7:10	Acero inoxidable AISI 304
Bisagras M5:1	
bk38_0152_03005_01:1	Plástico ABS
bk38_0152_03005_02:1	Plástico ABS
bk38_0152_03005_03:1	Plástico ABS
Bisagras M5:2	
bk38_0152_03005_01:1	Plástico ABS
bk38_0152_03005_02:1	Plástico ABS
bk38_0152_03005_03:1	Plástico ABS
Tapa de baterias:1	Plástico ABS
Rueda de D150:1	Plástico ABS
Rueda de D150:2	Plástico ABS
Rueda de D150:3	Plástico ABS
Rueda de D150:4	Plástico ABS
Ensamble de eje con rodamientos y apoyos:1	
Calculo de eje:1	
Eje:1	Acero inoxidable AISI 304
Base de motor de ruedas:1	Acero inoxidable AISI 304

Figura 219. Lista de materiales parte IV. Fuente: elaboración propia.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] M. Kropff, P. Teng, P. Aggarwal, J. Bouma, B. Bouman, J. Jones, H. van Laar, Applications of Systems Approaches at the Field Level, Kluwer, 1997.
- [2] P. BARREIRO, «Robots de Invernadero,» *Hortícolas*, p. 5, 2001.
- [3] Sanchez Martin, F.M, Jiménez Schlegl, P, «Historia de la robótica: de Arquitas de Tarento al Robot da Vinci (Parte I),» *Actas Urol Esp*, vol. 31, nº 2, pp. 69-76, 2007.
- [4] Sanchez Martin, F.M, Jiménez Schlegl, P., «Historia de la robótica: de Arquitas de Tarento al Robot da Vinci (Parte II),» *Actas Urol Esp*, vol. 31, nº 3, pp. 185-196, 2007.
- [5] L. G. Pérez, «NAVEGACIÓN AUTÓNOMA DE ROBOTS EN,» UNIVERSIDAD COMPLUTENSE DE MADRID - Departamento de Arquitectura de Computadores y Automática, Madrid, 2005.
- [6] A. J. -. A. J. -. R. C. -. J. Pons, «Automatic fruit recognition: A survey and new results using,» Instituto Automática Industrial (CSIC), 28500 Arganda del Rey, Madrid. Spain. , Madrid, España, 1999.
- [7] S. S. Balaso, «AGRIBOT-A MULTIPURPOSE AGRICULTURAL,» *International Journal of Creative Research Thoughts (IJCRT)*, p. 4, 4 Abril 2020.
- [8] «Agrobot,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.agrobot.com/e-series>. [Último acceso: 2022 05 15].
- [9] R. AI, «Root AI Our technology,» [En línea]. Available: <https://root-ai.com/#tech>. [Último acceso: 04 08 2022].
- [10] M. G, «¿Qué es Autodesk Inventor y cuáles son sus características principales?,» 3D natives, 13 junio 2022. [En línea]. Available: <https://www.3dnatives.com/es/que-es-autodesk-inventor-13062022/>. [Último acceso: 5 noviembre 2022].
- [11] «Humedad y temperatura del invernadero,» DryGair, 2022. [En línea]. Available: <https://drygair.com/es/blog-es/optimal-humidity-temperature-greenhouse/>. [Último acceso: 2022 06 05].
- [12] Agrotendencia, [En línea]. Available: <https://agrotendencia.tv/agropedia>. [Último acceso: 18 08 2022].
- [13] U. d. Chile, «Tomate (Solanum lycopersicum L. var. lycopersicum),» [En línea]. Available: https://www7.uc.cl/sw_educ/agronomia/manual_poscosecha/archiv/prodc16.html#:~:text=El%20tomate%20m%C3%A1s%20com%C3%BAAn%20presenta,entre%20200%20y%20300%20g.. [Último acceso: 09 08 2022].
- [14] J. L. Lopez Segovia, M. A. Santiago, J. F. Dominguez Vazquez, *ROBOT CARTESIANO: SEGUIMIENTO DE TRAYECTORIAS IRREGULARES ARBITRARIAS MEDIANTE COMPUTADORA*, UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADODE HIDALGO INSTITUTO DE CIENCIAS BÁSICAS E INGENIERÍA, 2007.
- [15] Dejan, «SCARA Robot | How To Build Your Own Arduino Based Robot Your Own Arduino Based Robot,» How to Mechatronics, 2020. [En línea]. Available: <https://howtomechatronics.com/projects/scara-robot-how-to-build-your-own-arduino-based-robot/>. [Último acceso: 06 04 2022].
- [16] Fuentes Flores, C. J. y Zunini Vasquez, H. E. , «DISEÑO DE UN BRAZO ROBÓTICO DE 6 GRADOS DE LIBERTAD PARA EL PINTADO DE ÁLABES EN LA EMPRESA AYNI SAC - LA LIBERTAD,» 2019.
- [17] Alonzo, F. M, Bravo, M. E , «Diseño, construcción y control de un brazo robótico,» 2014.

- [18] Carrillo, N. A, Matiz, Y. E. G, «DISEÑO DE UN BRAZO ROBÓTICO PARA UTILIZAR EN UN LABORATORIO DE AUTOMATIZACIÓN,» 2019.
- [19] NBK (Nabeya Bi-tech Kaisha), «Direct Industry,» [En línea]. Available: <https://www.directindustry.es/prod/nbk-nabeya-bi-tech-kaisha/product-54912-1843943.html>. [Último acceso: 18 7 2023].
- [20] L. V. V. Useche, Diseño de Elementos, UTP, 2018, p. 387.
- [21] HTA3D, «HTA3D,» [En línea]. Available: <https://www.hta3d.com/es/husillo-trapezoidal-diametro-8mm-t8x8-longitud-300mm-350mm-400mm-500mm-600mm-1m-con-tuerca-de-cobre-o-pom>. [Último acceso: 13 05 2023].
- [22] Budynas, R.G, Nisbett, J. K., Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Ciudad de México: McGraw-Hill, 2008.
- [23] norelem, «norelem,» [En línea]. Available: https://www.norelem.mx/xs_db/DOKUMENT_DB/www/NORELEM/DataSheet/es/85/85000_Datasheet_16905_Motores_paso_a_paso--es.pdf. [Último acceso: 18 11 2022].
- [24] P. A. S. G. Encina Julián, «Robot de aplicación de fitosanitarios para,» 2021.
- [25] «6WD Mantis™ Robot Chassis,» ServoCity We have the parts of your ideas, [En línea]. Available: <https://www.servocity.com/6wd-mantis/>. [Último acceso: 12 09 2022].
- [26] «Suspensión de paralelogramo,» [En línea]. Available: <https://helloauto.com/glosario/suspension-de-paralelogramo#:~:text=El%20t%C3%A9rmino%20de%20suspensi%C3%B3n%20de,la%20amortiguaci%C3%B3n%20hace%20su%20efecto..> [Último acceso: 05 09 2022].
- [27] H. R. Galbarro, «ingemecanica,» [En línea]. Available: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut73/anx1tut73.pdf>. [Último acceso: 04 Marzo 2023].
- [28] S. N. E. I. y. J. C. Mikel Abasolo, «OCW - Diseño de máquinas,» [En línea]. Available: https://ocw.ehu.eus/pluginfile.php/50384/mod_resource/content/4/Tema%203%20%20Teorías%20de%20fallo%20estático.pdf. [Último acceso: 04 03 2023].
- [29] SKF, «SKF,» [En línea]. Available: <https://www.skf.com/ar/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-size/requisite-minimum-load>. [Último acceso: 04 03 2023].
- [30] «W 61701 R-2RS1,» SKF, [En línea]. Available: <https://www.skf.com/ar/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-W%2061701%20R-2RS1>. [Último acceso: 08 10 2022].
- [31] «W 6002-2RS1,» SKF, [En línea]. Available: <https://www.skf.com/ar/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-W%206002-2RS1>.
- [32] E. I. S. -. U. d. Litoral, «EIS-UNL,» [En línea]. Available: <http://www.eis.unl.edu.ar/z/adjuntos/239/Chaveta1.pdf>. [Último acceso: 04 03 2023].
- [33] S. TIMOSHENKO, VIBRATION PROBLEMS IN ENGINEERING.
- [34] I. A. Romeo, *Espinas, clavijas o pasadore*, XXII Reunion Foro docente del área mecánica de las ingenierías.
- [35] OPAC, «Cátalogo de chavetas OPAC,» [En línea]. Available: <https://www.opac.net/pdf/DIN%206885%20A.pdf>.
- [36] ELESA, «ELESA,» [En línea]. Available: www.elesa.com.
- [37] FERCOR, «FERCOR,» [En línea]. Available: www.fercor.com.ar. [Último acceso: 05 03 2023].

- [38] demaquinasyherramientas, «demaquinasyherramientas,» [En línea]. Available: <https://www.demaquinasyherramientas.com>. [Último acceso: 05 03 2023].
- [39] INDEXFIX, «INDEXFIX,» [En línea]. Available: <https://www.indexfix.com/docs/ft-tr-es.pdf>. [Último acceso: 05 03 2023].
- [40] COSME, Libro COSME. Capítulo XII: TORNILLOS.
- [41] Motion King, «Motion King,» [En línea]. Available: <https://datasheetspdf.com/pdf-file/928661/MotionKing/17HS4401/1>. [Último acceso: 5 11 2022].
- [42] TRINAMIC, «TRINAMIC,» [En línea]. Available: https://www.trinamic.com/fileadmin/assets/Products/ICs_Documents/TMC2130_datasheet.pdf. [Último acceso: 6 11 2022].
- [43] Motion King, «Motion King,» [En línea]. Available: <https://datasheetspdf.com/pdf-file/1310486/MotionKing/23H2A2430/1>. [Último acceso: 5 11 2022].
- [44] Tower PRO, «electronicoscaldas,» 5 11 2022. [En línea]. Available: https://www.electronicoscaldas.com/datasheet/MG996R_Tower-Pro.pdf.
- [45] Energías Renovables, «Energías Renovables,» 20 11 2022. [En línea]. Available: <https://www.energias-renovables.com/almacenamiento/baterias-renovables-a-tiempo-completo-20210223>.
- [46] C. V. REA, «FORMULACIÓN DE POLIELECTROLITOS A BASE DE DERIVADOS DE POLI(ÓXIDO DE ETILENO) PARA SU IMPLEMENTACIÓN EN BATERÍAS DE LITIO: UNA ALTERNATIVA HACIA LA ELECTRIFICACIÓN DE VEHÍCULOS,» SALTILLO, 2019.
- [47] Daly, «Daly,» [En línea]. Available: <https://dalyelec.en.made-in-china.com/product/UsSjKOrvLKVu/China-Daly-Lithium-Ion-Battery-Li-ion-Smart-10s-36V-BMS-30A-Energy-Storage-Solar-Battery-Management-System-Electric-Scooter-Power-Inverter-Balance.html>. [Último acceso: 5 11 2022].
- [48] LG Chem, «Datasheetspdf,» [En línea]. Available: <https://datasheetspdf.com/pdf-file/1418727/LG/ICR18650-S3/1>. [Último acceso: 6 11 2022].
- [49] Xellex, «Xellex,» [En línea]. Available: <https://www.tiendaxellex.com.ar/>. [Último acceso: 13 05 2023].
- [50] BIGTREETECH, «Github,» [En línea]. Available: <https://github.com/bigtreetech/BIGTREETECH-TMC2130-V1.1/blob/master/TMC2130-V1.1%E4%BD%BF%E7%94%A8%E6%89%8B%E5%86%8C.pdf>. [Último acceso: 05 11 2022].
- [51] FYSETC, «FYSETC WIKI,» [En línea]. Available: https://wiki.fysetc.com/S109_V1.1/. [Último acceso: 6 11 2022].
- [52] TOSHIBA BiCD Integrated Circuit Silicon Monolithic, «toshiba.semicon,» [En línea]. Available: https://toshiba.semicon-storage.com/info/TB67S109AFTG_datasheet_en_20190228.pdf?did=14642&prodName=TB67S109AFTG. [Último acceso: 6 11 2022].
- [53] Espressif Systems, «Espressif,» 2022. [En línea]. Available: https://www.espressif.com/sites/default/files/documentation/esp32-wroom-32d_esp32-wroom-32u_datasheet_en.pdf. [Último acceso: 6 11 2022].
- [54] Amazon, «Amazon,» [En línea]. Available: <https://www.amazon.com/-/es/magn%C3%A9tica-inal%C3%A1mbrica-adaptador-seguridad-videovigilancia/dp/B07MG6ZXCD?th=1>. [Último acceso: 05 11 2023].
- [55] Mouser, «Mouser,» [En línea]. Available: <https://ar.mouser.com/ProductDetail/Espressif-Systems/ESP32-WROOM-32U->

- N4?qs=Li%252BoUPsLEnvC8IZ%252BIN%252BrQA%3D%3D. [Último acceso: 13 05 2023].
- [56] IPCenter, «IPCenter,» [En línea]. Available: https://www.ipcenter.es/domos-ip-x-security.html&numart=60&orden=precio_des&offset=0. [Último acceso: 11 11 2022].
- [57] Aliexpress, «Aliexpress,» [En línea]. Available: <https://es.aliexpress.com/i/4000399388470.html>. [Último acceso: 11 11 2022].
- [58] Texas Instruments, «Texas Instruments,» 2015. [En línea]. Available: <https://www.ti.com/lit/ds/symlink/ina219.pdf>. [Último acceso: 6 11 2022].
- [59] I. S. ISIDRO, «Mercado Libre,» [En línea]. Available: https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-867703581-modulo-fuente-step-down-entrada-5-a-60v-lm2576-lm2576hv-_JM. [Último acceso: 13 05 2023].
- [60] Texas Instruments, «Texas Instruments,» 2021. [En línea]. Available: <https://www.ti.com/lit/ds/symlink/lm2576.pdf>. [Último acceso: 6 11 2022].
- [61] UMA, «<https://www.uma.es/publicadores/prevencion/wwwuma/183.pdf>,» 2022. [En línea]. Available: <https://www.uma.es/publicadores/prevencion/wwwuma/183.pdf>.
- [62] ECURED, «https://www.ecured.cu/Estructura_cristalina_de_los_metales,» [En línea]. Available: https://www.ecured.cu/Estructura_cristalina_de_los_metales.
- [63] M. R. F. S. B. J. P. R. J. R. E. F. E. F. S. V. M. H. Sánchez Martín FM, «Historia de la robótica: de Arquitas de Tarento al robotDa Vinci (Parte I y II),» *ACTAS UROLÓGICAS ESPAÑOLAS*, p. 20, 2007.
- [64] N. H. Castiñeira, «Morfología Básica de un Robot Industrial».
- [65] N. H. Castiñeira, «Morfología Básica de un Robot Industrial».
- [66] A. Makovsky, P. Ilott y J. Taylor, «DESCANSO Design and Performance Summary Series,» California Institute of Technology, Pasadena, California, 2009.
- [67] https://www.ecured.cu/Estructura_cristalina_de_los_metales, «Ecured,» [En línea]. Available: https://www.ecured.cu/Estructura_cristalina_de_los_metales.
- [68] Indexfix, «Indexfix,» 16 12 2021. [En línea]. Available: <https://www.indexfix.com/>.