

FACULTAD DE INGENIERÍA

Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica

Tesis

**Diseño y prototipado de una máquina
cosechadora de ajos autopropulsada de una hilera
para la variedad Chino en el Valle del Mantaro**

Jean Pool Aliaga Gonzales

Para optar el Título Profesional de
Ingeniero Mecánico

Huancayo, 2022

Repositorio Institucional Continental
Tesis digital



Esta obra está bajo una Licencia "Creative Commons Atribución 4.0 Internacional" .

ASESOR

Ma. Ing. Rafael De La Cruz Casaño

AGRADECIMIENTOS

En primera instancia, agradecer a Dios por darme salud y ganas de superación profesional; del mismo modo, a mis formadores profesionales de la facultad de Ingeniería Mecánica, por trasmitirme sus conocimientos, habilidades y principalmente la pasión hacia la mecánica.

De manera especial, al Ma. De la Cruz Casaño Rafael, por el apoyo incondicional que brindó a la facultad y por la exigencia en sus enseñanzas como docente.

De igual manera, a mi compañera, amiga y pareja Ing. Luz María, por su apoyo en la toma de fotografías durante las visitas a los sembríos y manipulación de la máquina para las pruebas de validación.

También, a mi docente de educación primaria Julia Gago Porras por despertar mi lado creativo e ingenioso durante mi formación estudiantil, habilidad que despertó mi pasión por el diseño y creación durante mi formación profesional.

Agradecido por completo a mis compañeros y colegas de la Facultad de Ingeniería Mecánica, con quienes compartí momentos gratos dentro y fuera de la universidad, de quienes aprendí muchas habilidades de manufactura y metalmecánica, habilidades que fueron de gran ayuda durante la fabricación de la máquina propuesta.

Y el agradecimiento principalmente a mi persona, por no rendirme durante mi ciclo universitario, por creer en mí, por haber hecho todo este proyecto sin descansar ni un solo día, pese a las dificultades, obstáculos y el tiempo, por tratar de ser mejor persona y profesional cada día que pasa.

DEDICATORIA

Esta Tesis va dedicada principalmente a mis padres, Dante Aliaga y Betzabeth Gonzales, por el esfuerzo constante y apoyo que me brindaron durante toda mi formación profesional.

También es dirigida a mis hermanos Romel, Katty y Annie por su apoyo, motivación e impulso durante el desarrollo de este trabajo de investigación.

ÍNDICE DEL CONTENIDO

ASESOR.....	II
AGRADECIMIENTOS.....	III
DEDICATORIA	IV
ÍNDICE DEL CONTENIDO	V
ÍNDICE DE FIGURAS.....	IX
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIV
RESUMEN.....	XVI
ABSTRACT.....	XVII
INTRODUCCIÓN.....	XVIII
CAPÍTULO I.....	20
PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO.....	20
1.1 Planteamiento y formulación del problema	20
1.1.1 Planteamiento del problema.....	20
1.1.2 Formulación del problema	24
1.2 Objetivos.....	25
1.2.1 Objetivo general	25
1.2.2 Objetivos específicos	25
1.3 Justificación e importancia.....	25
1.3.1 En lo práctico	25
1.3.2 En lo ambiental	25
1.3.3 En lo económico.....	26
1.3.4 En lo ergonómico	26
1.3.5 En lo metodológico:.....	26
CAPÍTULO II.....	27
MARCO TEÓRICO	27
2.1 Antecedentes del problema	27
2.1.1 Antecedentes internacionales.....	27
2.1.2 Antecedentes nacionales	30

2.2	Bases teóricas	32
2.2.1	Antecedentes teóricos.....	32
2.2.2	Diseño de cadenas.....	39
2.2.3	Diseño de engranajes	45
2.2.4	Selección de bandas de transmisión de potencia.....	48
2.2.5	Selección de rodamientos	52
2.2.6	Diseño de ejes de transmisión.....	57
2.2.7	Soldadura.....	59
2.2.8	Aplicación de tipos de acero.....	61
2.2.9	Motores de combustión interna.	62
2.2.10	Suelos agrícolas	63
2.3	Definición de términos básicos.....	65
CAPÍTULO III.....		67
METODOLOGÍA		67
3.1	Método de Investigación	67
3.2	Tipo de investigación	67
3.3	Técnicas e instrumentos para la recolección de datos	67
3.3.1	Técnicas de recolección de datos	67
3.4	Metodología aplicada para el desarrollo de la solución	68
3.4.1	FASE I: Comprensión de la solicitud	69
3.4.2	FASE II: Análisis de la solución.	70
3.4.3	FASE III: Diseño del proyecto.....	73
3.4.4	FASE IV: Construcción.....	74
CAPÍTULO IV		76
ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN		76
4.1	Identificación de requerimientos.....	76
4.1.1	Inicio del diseño	76
4.1.2	Asumir el problema en forma crítica	76
4.1.3	Estado de la Tecnología.....	77

4.1.4	Lista de Exigencias	80
4.1.5	Planificación del desarrollo del proyecto.....	82
4.2	Análisis de la solución.....	83
4.2.1	Caja negra (black box)	83
4.2.2	Estructura de funciones.....	83
4.2.3	Matriz morfológica	86
4.2.4	Conceptos de solución	88
4.2.5	Evaluación de conceptos de solución.....	90
4.3	Diseño del proyecto	95
4.3.1	Proyecto preliminar	95
4.3.2	Proyecto definitivo	100
4.3.3	Modelo final.....	191
4.3.4	Plan de mantenimiento.....	192
CAPÍTULO V		193
CONSTRUCCIÓN		193
5.1	Construcción del prototipo	193
5.1.1	Construcción de la estructura de la máquina.....	194
5.1.2	Construcción del sistema de trasmisión principal	195
5.1.3	Construcción del sistema de traslación	196
5.1.4	Construcción del sistema de cambio de dirección de potencia	197
5.1.5	Construcción del mecanismo de perforación	198
5.1.6	Construcción del mecanismo de arranque de ajos	199
5.1.7	Fabricación del sistema templador de banda	200
5.1.8	Prototipo final	200
5.2	Pruebas y resultados	201
5.2.1	Pruebas.....	201
5.2.2	Resultados	203
5.2.3	Daños y mermas	205
5.3	Documentación de detalles.....	206

5.3.1	Planos de detalle.....	206
5.3.2	Planos de subensamble	206
5.4	Costo y listado de materiales	206
5.4.1	Costo de materiales para la construcción	206
5.4.2	Costo de manufactura	208
5.4.3	Costo de elementos normalizados	208
5.4.4	Costo total de la fabricación del proyecto	210
5.4.5	Comparación de costos.....	210
	CONCLUSIONES	212
	APORTES DE LA INVESTIGACIÓN.....	214
	IMPLEMENTACIONES FUTURAS	215
	BIBLIOGRAFÍA.....	216

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Comportamiento de la producción de ajos.	21
Figura 2. Producción de ajos por regiones en el Perú.....	21
Figura 3. Exportaciones de ajos frescos.	22
Figura 4. Requerimientos del ajo a lo largo de su ciclo.	34
Figura 5. Modalidades de plantación.	35
Figura 6. Distancia de separación entre plantaciones de ajo	36
Figura 7. Morfología del bulbo del ajo.	37
Figura 8. Fotografías de la raíz del ajo.....	37
Figura 9. Cinemática de una cadena en una rueda dentada.....	41
Figura 10. Variación de la velocidad en cadenas.....	41
Figura 11. Partes de una cadena de rodillos.....	44
Figura 12. Tipos de cadenas de rodillo.	44
Figura 13. Movimiento de una cadena sobre una rueda dentada.....	45
Figura 14. Geometría principal de un par de engranajes cónicos rectos	46
Figura 15. Representación gráfica de esfuerzos en un engrane cónico	47
Figura 16. Geometría básica en una transmisión por bandas.	48
Figura 17. Características de las principales bandas.	51
Figura 18. Secciones de algunos tipos de bandas de transmisión.	52
Figura 19. Rodamiento de bolas con una hilera y ranura profunda.	54
Figura 20. Rodamiento de bolas de doble hilera	54
Figura 21. Rodamiento de bolas y contacto angular.	55
Figura 23. Rodamiento de rodillos esféricos.	56
Figura 24. Soldadura por arco eléctrico SMAW	60
Figura 25. Soldadura por Mig Mag.....	61
Figura 26. Aplicaciones de los tipos de motores de combustión	62
Figura 27. Curva de esfuerzo de corte del suelo.....	64
Figura 28. Fases de diseño, Metodología adaptada.....	68
Figura 29. Modelo de la caja negra (<i>Black box</i>).	70
Figura 30. Modelo de matriz morfológica.	71
Figura 31. Caja negra <i>Black Box</i>	83
Figura 32. Secuencia de operaciones.....	86
Figura 33. Concepto de solución 1.....	89
Figura 34. Concepto de solución 2.....	90
Figura 35. Concepto de solución 3.....	90

Figura 36. Dispersión lineal para elección de solución óptima.	93
Figura 37. Detalle de la solución óptima.	94
Figura 38. Vista lateral del bosquejo de la máquina cosechadora de ajos	95
Figura 39. Vista frontal del bosquejo de la máquina cosechadora de ajos	95
Figura 40. Vista isométrica del bosquejo de la máquina cosechadora de ajos.	96
Figura 41. Distancia de la banda de transporte.....	97
Figura 42. Representación gráfica del eje 1 del sistema de traslación	107
Figura 43. D. C. L. del eje 1 en el plano XY	108
Figura 44. Esfuerzo cortante y momento flector del eje 1 en el plano XY.....	109
Figura 45. Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ del eje 1	109
Figura 46. Esfuerzo cortante y momento flector del eje 1 en el plano XZ.....	110
Figura 47. Esfuerzo a tensión <i>Von-Mises</i> del eje del sistema de transmisión principal	115
Figura 48. Análisis de desplazamiento del eje del sistema de transmisión principal	115
Figura 49. Factor de seguridad del eje del sistema de transmisión principal.....	116
Figura 50. Diseño de la brida para el sistema de freno	117
Figura 51. Fuerza y torque de la cadena desde el motor	123
Figura 52. Representación gráfica del eje 2 del sistema de transmisión principal.....	125
Figura 53. Diagrama de cuerpo libre del eje 2 en el eje XY	126
Figura 54. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector del eje 2 en el plano XY.....	126
Figura 55. Diagrama cuerpo libre eje 2 en el plano XZ	127
Figura 56. Esfuerzo cortante y momento flector del eje 2 en el plano XZ.....	128
Figura 57. Esfuerzo por tensión <i>Von-Mises</i> del eje del sistema de transmisión principal.	133
Figura 58. Análisis de desplazamiento del eje del sistema de transmisión principal	134
Figura 59. Factor de seguridad del eje del sistema de transmisión principal.....	134
Figura 60. Representación gráfica del eje 3 del sistema de transmisión para la cosecha.	140
Figura 61. Diagrama de cuerpo libre del eje 3 en el plano XY.....	141
Figura 62. Diagrama de Esfuerzo cortante y momento flector en el plano XY.....	142
Figura 63. Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ del eje del sistema de cambio de dirección de potencia	142
Figura 64. Momento flector y esfuerzo cortante del eje 3 en el plano XZ.....	143

Figura 65. Análisis del esfuerzo a tensión <i>Von-Mises</i> del eje del sistema de cambio	148
Figura 66. Desplazamiento del eje del sistema de cambio de dirección de potencia	149
Figura 67. Factor de seguridad del eje del sistema de cambio de dirección de potencia	149
Figura 68. Representación gráfica del eje 4 del sistema de transmisión vertical	152
Figura 69. D. C. L. en el plano XY del eje del sistema de transmisión vertical	153
Figura 70. Diagrama del momento flector y esfuerzo cortante del eje 4 en el plano XY	154
Figura 71. Diagrama de cuerpo libre del eje del sistema de transmisión vertical en el plano XZ.....	155
Figura 72. Diagrama de momento flector y esfuerzo cortante del eje 4 en el plano XZ.....	156
Figura 73. Esfuerzo por tensión <i>Von-Mises</i> del eje de transmisión vertical	160
Figura 74. Análisis de desplazamiento del eje de transmisión vertical	161
Figura 75. Análisis del factor de seguridad del eje del sistema de transmisión vertical	161
Figura 76. Diseño del sistema de transmisión vertical.....	163
Figura 77. Ensamble del sistema de arrancado	164
Figura 78. Ensamblaje del sistema templador de banda.....	165
Figura 79. Diseño de la estructura.	166
Figura 80. Fuerzas aplicadas sobre la estructura.....	167
Figura 81. Esfuerzo a tensión <i>Von-Mises</i> de la estructura.	167
Figura 82. Análisis del desplazamiento de la estructura.....	168
Figura 83. Análisis del factor de seguridad de la estructura	169
Figura 84. Analisis de soldadura en la viga de unión	169
Figura 85. Análisis de soldadura en el soporte de viga de pico perforador.....	170
Figura 86. Análisis de soldadura en el soporte de llanta delantera.....	170
Figura 87. Diseño del sistema de perforación	171
Figura 88. Análisis de esfuerzo <i>Von-Mises</i> del pico perforador.....	173
Figura 89. Análisis del desplazamiento del pico perforador.....	174
Figura 90. Análisis del factor de seguridad del pico perforador	175
Figura 91. Diseño de la tolva de acumulación.....	176
Figura 92. Análisis del esfuerzo a tensión <i>Von-Mises</i> de la tolva de acumulación	176
Figura 93. Análisis de desplazamiento de la tolva de acumulación	177

Figura 94. Análisis del factor de seguridad de la tolva de acumulación.....	178
Figura 95. Análisis por esfuerzo tensión <i>Von-Mises</i> de la brida.	178
Figura 96. Análisis de desplazamiento de la brida	179
Figura 97. Análisis del factor de seguridad de la brida	180
Figura 98. Fuerzas aplicadas sobre la plataforma para la simulación estática	180
Figura 99. Análisis de esfuerzo a tensión <i>Von-Mises</i> de la plataforma del sistema de arrancado.....	181
Figura 100. Análisis del desplazamiento de la plataforma del sistema de arrancado	182
Figura 101. Análisis del factor de seguridad de la plataforma del sistema de arrancado	182
Figura 102. Análisis del esfuerzo a tensión <i>Von-Mises</i> de la plataforma del sistema templador de banda.....	183
Figura 103. Análisis de desplazamiento de la plataforma del sistema templador de banda	184
Figura 104. Análisis de factor de seguridad de la plataforma del templador de banda	184
Figura 105. Análisis del esfuerzo a tensión <i>Von-Mises</i> del eje del sistema de arrancado.	185
Figura 106. Análisis de desplazamiento del eje del sistema de arrancado.....	186
Figura 107. Análisis del factor de seguridad del eje del sistema de arrancado ...	186
Figura 108. Análisis de vida total del eje 1	187
Figura 109. Análisis de porcentaje de daño en el eje 1	188
Figura 110. Análisis de porcentaje de daño en la brida de transmisión	188
Figura 111. Análisis de vida total de la brida de transmisión.....	189
Figura 112. Análisis de porcentaje de daño en el pico perforador	189
Figura 113. Análisis de vida total del pico perforador.....	190
Figura 114. Diseño final de la máquina cosechadora de ajos autopropulsada	191
Figura 115. Ensamblaje de sistemas de la máquina cosechadora de ajos.....	191
Figura 116. DOP de la estructura de la máquina	194
Figura 117. Fabricación de la estructura	194
Figura 118. DOP del sistema de transmisión principal.....	195
Figura 119. Construcción y montaje del sistema de transmisión principal.....	195
Figura 120. DOP del sistema de traslación	196
Figura 121. Fabricación y montaje del sistema de traslación.	196
Figura 122. DOP del sistema de cambio de dirección de potencia.....	197
Figura 123. Presentación del mecanismo de transmisión para la cosecha	197

Figura 124. Fabricación del sistema de transmisión vertical	198
Figura 125. DOP del sistema de perforación	198
Figura 126. Fabricación y montaje del sistema de perforación.....	199
Figura 127. DOP del mecanismo de arrancado	199
Figura 128. Construcción del sistema de arrancado.	200
Figura 129. Fabricación y montaje del mecanismo templador de banda	200
Figura 130. Prototipo final de la máquina cosechadora de ajos.	201
Figura 131. Primera prueba de funcionamiento	202
Figura 132. Segunda prueba de funcionamiento.....	202
Figura 133. Tercera prueba de funcionamiento.....	203
Figura 134. Anotación de datos en la tercera prueba.....	204

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Calendario de siembra de ajos en el Perú.....	22
Tabla 2. Jornal de trabajo en la cosecha de ajos	23
Tabla 3. Enfermedades frecuentes en agricultores.	24
Tabla 4. Comparativa de producción de ajos en la última década.....	32
Tabla 5. Superficie cosechada, producción, rendimiento y precio en chacra según región	33
Tabla 6. Profundidad sugerida para la plantación en relación al tamaño de la semilla	36
Tabla 7. Tipo de lubricación según su aplicación	42
Tabla 8. Fórmulas para el diseño de engranajes cónicos rectos	46
Tabla 9. Fórmulas de los esfuerzos y resistencias de un engranaje cónico	47
Tabla 10. Ventajas y desventajas en rodamientos	53
Tabla 11. Modelo de la lista de exigencias.....	69
Tabla 12. Modelo de plan de actividades	70
Tabla 13. Modelo de evaluación técnica.	72
Tabla 14. Modelo de evaluación económica	72
Tabla 15. Estado de la tecnología.....	78
Tabla 16. Lista de exigencias.....	80
Tabla 17. Plan de desarrollo de actividades.....	82
Tabla 18. Matriz morfológica.....	86
Tabla 19. Evaluación de lista de exigencias.....	91
Tabla 20. Evaluación técnica.	92
Tabla 21. Evaluación económica.	92
Tabla 22. Comparación de Evaluación Técnico - económica	93
Tabla 23. Momentos del eje del sistema de traslación.	111
Tabla 24. Parámetros para el análisis estático del eje del sistema de traslación.	115
Tabla 25. Momentos en el eje de trasmisión 2	129
Tabla 26. Parámetros para la simulación del eje 1.....	132
Tabla 27. Resultados del análisis estático del eje de transmisión principal.	133
Tabla 28. Momentos en el eje 3.....	144
Tabla 29. Parámetros para la simulación del eje del sistema de transmisión para la cosecha	147
Tabla 30. Resultados del análisis de esfuerzo <i>Von-Mises</i> del eje del sistema de transmisión para la cosecha	148
Tabla 31. Datos geométricos del engranaje cónico.....	151

Tabla 32. Momentos del eje 4.....	156
Tabla 33. Parámetros para el análisis estático del eje de transmisión para la cosecha.....	160
Tabla 34. Resultados del análisis estático del eje del sistema principal	160
Tabla 35. Fuerzas actuantes sobre la estructura de la máquina	166
Tabla 36. Resultados del análisis de esfuerzo <i>Von-Mises</i> de la estructura	167
Tabla 37. Resultados del análisis de esfuerzo <i>Von-Mises</i> del pico perforador	174
Tabla 38. Resultados del análisis de esfuerzo <i>Von-Mises</i> de la tolva	177
Tabla 39. Resultados del análisis de esfuerzo de <i>Von-Mises</i> de la brida del disco de freno	179
Tabla 40. Parámetros para el análisis estático de la plataforma del sistema de arrancado.....	180
Tabla 41. Resultados del análisis de esfuerzo <i>Von-Mises</i> de la plataforma del sistema de arrancado	181
Tabla 42. Parámetros para el análisis estático de la plataforma del templador de banda.....	183
Tabla 43. Resultados del esfuerzo a tensión <i>Von-Mises</i> de la plataforma del sistema templador de banda.	183
Tabla 44. Parámetros para el análisis estático de los ejes.....	185
Tabla 45. Resultados del análisis de esfuerzo <i>Von-Mises</i> de los ejes.....	185
Tabla 46. Plan de mantenimiento preventivo	192
Tabla 47. Simbologías en el diagrama de operaciones DOP.	193
Tabla 48. Objetivos y resultados.....	204
Tabla 49. Listado de planos.....	206
Tabla 50. Costos de materiales para la construcción.....	206
Tabla 51. Costos de manufactura.....	208
Tabla 52. Costos de elementos normalizados.....	208
Tabla 53. Costo total del proyecto.....	210
Tabla 54. Comparación de costos.....	210

RESUMEN

La producción y exportación del ajo en el valle del Mantaro ha crecido en un aproximado del 6.2 % en la última década y hace poco, después de la pandemia provocada por el COVID 19, la demanda de este producto se incrementó debido a sus propiedades inmunológicas. Los agricultores dedicados a su cultivo en el valle del Mantaro no poseen una tecnología adecuada para la cosecha de ajo, es por ello que optan por la cosecha tradicional, un método poco eficiente, además de estar expuestos a sufrir enfermedades causadas por malas posturas y exposición a los rayos solares durante tiempos prolongados. Es por ello que nace la idea de diseñar y prototipar una máquina cosechadora de ajo, autopropulsada y de una hilera, la cual reducirá el tiempo de cosecha, aumentará la producción y sobre todo reducirá los riesgos de sufrir alguna enfermedad.

Para cumplir con el objetivo del proyecto se usó una metodología adaptada de la norma VDI 22215 a cuatro fases, comenzando por la comprensión de la solicitud, investigando tecnologías relacionadas al tema y detallando un plan de actividades; continuando con el concepto de la solución, esquematizando y definiendo una secuencia de operaciones para luego determinar posibles soluciones, evaluando cada una, tanto económica como técnicamente con el fin de elegir la solución más efectiva; pasando a la fase de elaboración del proyecto, donde se inicia con cálculos preliminares y generales, simulaciones y selección de los componentes de la máquina y, por último, en la fase de elaboración de detalles, validando el proyecto mediante pruebas y resultados del prototipo, indicando costos de diseño y fabricación.

El proyecto funcionará con distintos mecanismos secuenciales los cuales son: sistema de arrastre, sistema de guía, sistema de perforación, sistema de arrancado y sistema de traslado, teniendo como fuente de energía un motor estacionario de 5.5 HP, con el cual se logra cosechar una cantidad promedio de 1894 ajos/h equivalente a una producción de 200 Kg/h, siendo una producción variable de acuerdo a la velocidad de operación de la máquina, que puede variar de acuerdo al ritmo de movimiento del agricultor, comprendido entre 3 K/h a 6 K/h.

Palabras clave: Ajo, cosechadora, prototipo, mecanismo.

ABSTRACT

The production and export of garlic in the Mantaro Valley has grown by approximately 6.2% in the last decade and recently, after the pandemic caused by COVID 19, the demand for garlic increased due to its immunological properties. Garlic farmers in the Mantaro Valley do not have adequate technology for harvesting garlic, which is why they opt for the traditional harvest, an inefficient method, in addition to being exposed to diseases caused by poor posture and exposure to sunlight during the harvest. prolonged times. That is why the idea of designing and prototyping a single-row self-propelled garlic harvesting machine was born, which will reduce harvest time, increase production and, above all, reduce the risk of suffering from any disease.

To meet the objective of the project, a methodology adapted from the VDI 22215 standard was used in four phases, beginning with the understanding of the request, investigating technologies related to the subject and detailing a plan of activities, continuing with the concept of the solution, outlining and defining a sequence of operations to then determine possible solutions evaluating each one both economically and technically in order to choose the most effective solution, then moving on to the project development phase where it begins with preliminary and general calculations, simulations and selection of the component of the machine and finally in the phase of elaboration of details validating the project through tests and results of the prototype indicating the design and manufacturing costs.

The project will work with different sequential mechanisms which are: drag system, guide system, drilling system, starting system and transfer system having a 5.5 HP stationary motor as a source of energy with which an average amount is harvested. of 1894 garlic/h equivalent to a production of 200 Kg/h, being a variable production according to the speed of operation of the machine that can vary according to the rate of movement of the farmer between 3 K/h to 6 K/h.

Keywords: Garlic, Harvester, Prototype, Mechanisms.

INTRODUCCIÓN

El ajo es un producto importante, tanto alimenticio como medicinal, cultivado y aprovechado a nivel mundial, siendo el Perú uno de los países que logra exportar distintas variedades de ajo. Son pocos los departamentos a nivel nacional que se dedican a la producción de este alimento, siendo Junín uno de los partícipes en su producción y exportación, pero con un bajo porcentaje de producción, debido a la falta de capacitación y ausencia de tecnología para el cultivo de ajo, a pesar de ello en los últimos años el valle del Mantaro logró exportar toneladas del producto que ha sido certificado por el Servicio Nacional de Sanidad Agraria (SENASA). Debido a la falta de tecnología para la cosecha del ajo, en el valle del Mantaro se recurre a una cosecha tradicional que consiste en arar la tierra y arrancar el ajo manualmente y en el mejor de los casos, el arado de la tierra se efectúa con un tractor de arado y se recolecta manualmente, siendo un trabajo cansado con consecuencias negativas a largo plazo, debido a la exposición prolongada a los rayos solares y a malas posturas corporales adoptadas durante la actividad. El objetivo de la presente investigación se refiere al diseño y prototipado de una máquina cosechadora de ajo, autopropulsada y de una hilera, la cual será accesible para los agricultores del valle del Mantaro por su bajo costo, constituyéndose en un aporte tecnológico que contribuirá a la mejora en cuanto a la cosecha de este producto tan requerido en la actualidad.

Para llegar al objetivo, se usó una metodología de diseño en Ingeniería Mecánica, adaptada de la norma alemana VDI 2225 que se rige mediante cuatro fases tomando en cuenta ciertos requerimientos, desde la elaboración de conceptos de solución para culminar con la elaboración del diseño e ingeniería de detalles, logrando diseñar y fabricar una máquina que cumpla con todos los requerimientos previamente planteados.

Tomando en cuenta la seguridad, se incluyó guardas protectoras para los elementos de transmisión y un sistema de frenos de emergencia, para la comodidad del operario se diseñó un manillar ajustable a la posición adecuada que contiene los accionamientos de aceleración y shock del motor y, por último, se tomó en cuenta el ambiente de trabajo, para ello se diseñó unos neumáticos delanteros ajustables en altura y separación, de igual manera el pico perforador ajustable a la altura deseada de acuerdo a la profundidad de la hilera. Logrando así una máquina cosechadora

autopropulsada que alcanza una producción media de 200kg/h, que varía según la velocidad de accionamiento del operario que puede ser de entre 3 a 6 km/h.

El primer capítulo de este informe se refiere al planteamiento del problema, investigando la problemática que nos guió al desarrollo de este proyecto, también se plantea el objetivo general y aquellos específicos de la investigación, culminando con la justificación y el desarrollo de este estudio.

El segundo capítulo trata sobre el marco teórico, donde se menciona a investigaciones realizadas acordes a la problemática y que aportaron el conocimiento y la metodología que se usó durante la elaboración del proyecto, también se detalla y documenta conocimientos referidos al tema de investigación.

El tercer capítulo proporciona una explicación acerca del tipo de investigación que se desarrolló, también detalla la metodología usada para el diseño, en la cual se realizó una adaptación de la metodología generalizada VDI 2225, la cual contiene cuatro fases que inician con la identificación de requerimientos, el estudio de posibles conceptos de solución, para luego elegir a una solución óptima y se finaliza con la elaboración de detalles del diseño terminado.

En el cuarto capítulo se muestra la comprensión y desarrollo de la solicitud, teniendo en cuenta la secuencia de la metodología usada en el capítulo 3 e iniciando con la identificación de requerimientos, estudiando el estado de tecnología usada para luego considerar ciertas limitaciones del diseño a través de un listado de exigencias que nos permitirá elaborar una matriz morfología y evaluar posibles conceptos que dan solución a la problemática. Después de ello se selecciona la solución óptima para dar inicio al diseño, elaborando cálculos preliminares, bosquejos y memoria de cálculos que permitirán fabricar, seleccionar y adquirir materiales y componentes adecuados para su fabricación, pero antes de ello se realiza un diseño que se analiza estáticamente mediante un software con la finalidad de validar la geometría y material elegido para el componente, tomando en cuenta las condiciones y ambiente de trabajo.

En el quinto capítulo se detalla del proceso de fabricación de cada componente que constituirá la máquina, tomando en cuenta restricciones, materiales, acabados y soldadura, detallados en los planos elaborados previamente en el capítulo 4. También se elabora el costo total de fabricación de la máquina, especificando los materiales, procesos, equipos y elementos normalizados para finalmente dar validación a la máquina mediante pruebas de funcionamiento.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO

1.1 Planteamiento y formulación del problema

1.1.1 Planteamiento del problema

El ajo es considerado uno de los granos de cultivo más importantes y necesarios para la sociedad, que no solo se usa como condimento para darle un sabor especial a la comida, sino que también posee muchas propiedades encargadas de que el organismo humano se mantenga sano, nutrido y prevenido de enfermedades respiratorias, digestivas y renales gracias a sus compuestos sulfúricos y los múltiples fitonutrientes que lo caracterizan como un producto sumamente importante.

El valle del Mantaro cuenta con cuatro provincias: Huancayo, Chupaca, Jauja y Concepción. Entre ellos se encuentran los distritos de El tambo, Chupuro, Ahuac, Pilcomayo, San Agustín de Cajas, y Sicaya, que cuentan con la mayor expansión, con un aproximado de 5400 hectáreas de terreno apto para el cultivo de ajo, siendo el último de los distritos mencionados el que cuenta con más áreas apropiadas para su siembra y que además reúne agricultores con conocimiento apropiado para este cultivo. En el año 2016, Sicaya exportó más de tres bloques de 76 toneladas de ajo a Brasil, el equivalente a un 18.79 % del total producido en la región Junín, que en dicho periodo produjo 1618.8 toneladas. Estos cargamentos exportados por el país anualmente son certificados por el servicio nacional de sanidad agraria SENASA-Junín. Los tipos de ajos exportados son el napuri y el chino, productos que fueron cultivados en un aproximado de 12 hectáreas. (1)

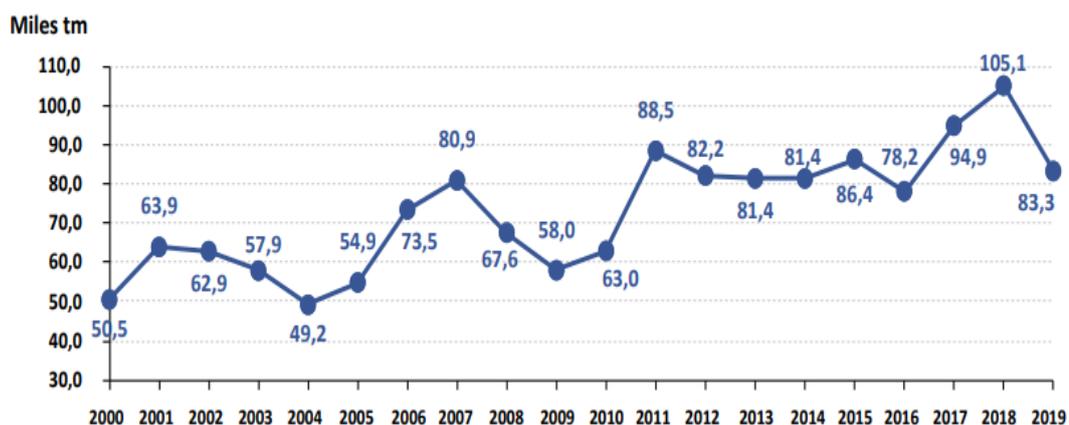


Figura 1. Comportamiento de la producción de ajo
Fuente: Información adaptada de «Ajos en el contexto mundial», por el Ministerio de Agricultura (MINAGRI), 2018, p. 7

Tal como muestra la Figura 1, la producción de ajo en el Perú tuvo puntos de declive entre los años 2016 y 2019, pero posteriormente la cantidad en toneladas se incrementó aún más en relación a los años anteriores, alcanzando su máxima producción en el 2018.

En la siguiente figura podemos observar los porcentajes de producción en diversos departamentos del Perú.

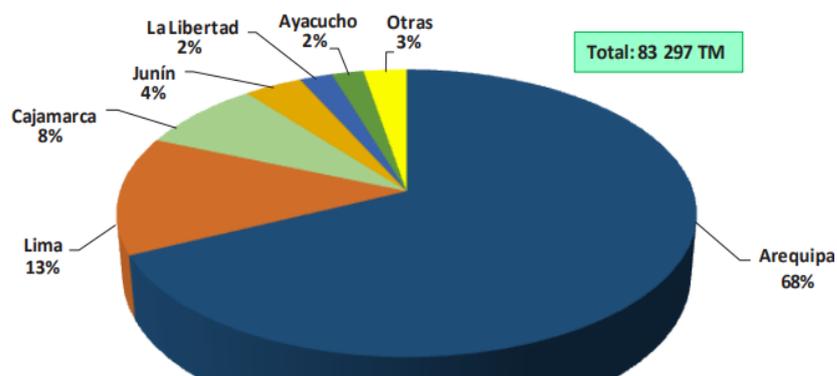


Figura 2. Producción de ajos por regiones en el Perú
Fuente: Información adaptada de «Ajos en el contexto mundial», Ministerio de Agricultura (MINAGRI), 2018, p. 5

Durante el año 2019, la producción de ajo fue de 83,297 toneladas, y Arequipa fue el máximo productor, con 68 % del total, seguida por Lima, con 13 %; Cajamarca, con 8 %; Junín (4 %), Ayacucho (2 %) y entre Otras regiones con 3 %. De igual manera, en un estudio reciente, realizado por la Dirección General de Políticas Agrarias, se menciona que el comportamiento de exportación de ajo en el Perú declinó, lo cual se detalla en el siguiente gráfico.

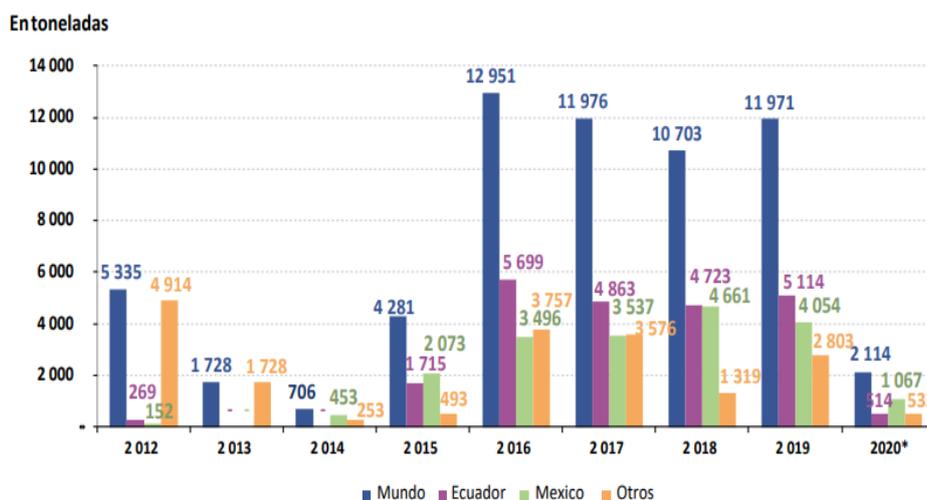


Figura 3. Exportaciones de ajo fresco
Fuente: Información adaptada de «Ajos en el contexto mundial»,
Ministerio de Agricultura (MINAGRI), 2018, p. 6

En la Figura 3, se muestra que el volumen de exportación se mantuvo elevado entre los años 2016 y 2019, sufriendo un declive en el 2020 a causa de la crisis económica provocada por el Coronavirus que hasta ahora no fue reflejada en las exportaciones nacionales.

La región Junín no es el máximo productor de ajo en el Perú, debido a un menor aprovechamiento de tierras aptas para el cultivo como también a la casi nula tecnología usada tanto para la siembra, cosecha, post cosecha y tratamiento del área de terreno a cultivar; pese a ello esta región en ciertas épocas del año produce mayor cantidad en comparación a las demás regiones del país, como se muestra a continuación en la Tabla 1. Aun así, Junín podría llegar a ser una de las dos mayores regiones productoras y exportadoras de ajo de la nación, si tuviera la tecnología requerida para su cultivo. (1)

Tabla 1. Calendario de siembra de ajo en el Perú

Regiones	Ago	Set	Oct	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul
Nacional	5.3 5 %	4.7 4 %	9.7 9 %	11. 11 %	6.6 6 %	3.9 7 %	5.5 3 %	5.8 5 %	7.6 6 %	10.4 5 %	17.4 1 %	11.4 9 %
Arequipa	5.3 7 %	3.7 2 %	3.8 3 %	2.8 3 %	2.1 4 %	4.0 2 %	5.9 5 %	7.4 8 %	9.3 4 %	12.3 7 %	27.5 5 %	15.0 3 %
Cajamarca	1.5 5 %	5.4 9 %	13. 56 %	16. 77 %	10. 94 %	4.3 8 %	11. 04 %	8.9 6 %	10. 94 %	10.9 7 %	4.69 %	0.71 %
Lima	10. 47 %	4.3 3 %	3.0 1 %	1.4 7 %	0.6 6 %	0.8 7 %	0.5 8 %	1.2 9 %	4.5 6 %	15.3 8 %	28.8 1 %	28.5 6 %
La Libertad	6.6 6 %	6.8 5 %	18. 84 %	11. 22 %	7.1 4 %	6.8 0 %	3.6 1 %	7.9 6 %	6.1 1 %	6.57 %	7.50 %	10.7 4 %

Ayacucho	9.0	9.6	9.8	11.	9.9	9.7	8.4	6.5	5.6	5.29	6.27	8.02
	1 %	4 %	3 %	57 %	5 %	9 %	0 %	7 %	6 %	%	%	%
Junín	0.5	0.5	25.	43.	20.	6.0	1.4	0.4	0.4	0.84	0.70	%
	6 %	6 %	53 %	48 %	06 %	3 %	0 %	2 %	2 %	%	%	
Huánuco	0.2	6.7	58.	25.	3.8	0.4	0.6	0.6	0.2	1.76	0.44	1.54
	2 %	2 %	04 %	44 %	5 %	4 %	6 %	6 %	2 %	%	%	%

Fuente: Información adaptada de «Situación actual de producción de ajo», Ministerio de Agricultura (MINAGRI), 2008, p. 6

Como se puede observar en la Tabla 1, Junín tiene un alto porcentaje de siembra de ajo en los meses de octubre, noviembre, diciembre y enero, pero a partir de los meses de marzo, abril y mayo este índice se sitúa por debajo del 1 %, esto se debe a que en tal periodo, en Junín se dedica más tiempo al proceso de cosecha, en razón a que este trabajo se realiza de manera tradicional, con cierta cantidad de trabajadores que arrancan el bulbo manualmente para posteriormente pasar al secado y selección para su adecuada exportación.

La cosecha de ajo se realiza en cinco etapas secuenciales, que inician con la «palanca» de la tierra para descubrir el ajo de su plantación y proceder con el arranque del bulbo, deshaciéndose de los residuos de tierra y agrupándolos en manojos para finalmente trasladarlos a la zona de secado, todo este proceso demanda un tiempo determinado. En la Tabla 2, se muestra la comparación de las horas de trabajo que se requiere para cosechar el producto de manera tradicional y con el uso de una máquina arrancadora de acuerdo a las hectáreas de sembrío. (2)

Tabla 2. *Jornal de trabajo en la cosecha de ajo*

Maquinaria	Tipo de arrancado	Producto final	Operaciones durante la cosecha	Mano de obra requerida
Cultivador	Recolección tradicional	Ajo arrancado	Palanca de suelo, arrancar, sacudir, agrupar y carga manual	1 – 17 j/ha
Máquina arrancadora atadora	Por tracción y empuje	Ajo atado en el suelo	Recolección de ajo y atado en manojos	2 j/ha
Máquina arrancadora hileradora	Por tracción y empuje	Ajo ordenado en el surco	Recoger ajo, atar y cargar.	12 j/ha
Máquina arrancadora cargadora	Por tracción y empuje	Plantas en palots	Recolección de ajo arrancado con ayuda de personas para el levantamiento.	3 j/ha

Fuente: Tomada de «Post recolección de hortalizas», 2015 (2)

Debido a la inexistencia de maquinaria para el proceso de cosecha de ajos, se opta por el trabajo tradicional, en el cual tanto agricultores y obreros laboran en posturas inadecuadas y forzadas, con movimientos repetitivos durante cortas distancias, en ciertos casos manipulando picotas o herramienta de arado, siendo un punto negativo para los agricultores que, a largo plazo, padecerán de enfermedades y trastornos musculoesqueléticos, como molestias en la zona lumbar, dolor de espalda o inclusive lesiones en las articulaciones, debido a la superficie de sembrío, siendo enfermedades crónicas que se consideran síntomas iniciales de una discapacidad permanente. (3)

Tabla 3. *Enfermedades frecuentes en agricultores*

Posición corporal	Efectos sobre la salud
Sobre carga de tendones, estiramiento y fuerza excesiva	Trastornos, tendinosos (tendinitis, termosinovitis)
Movimientos repetitivos, postura forzada de la muñeca	Síndrome de túnel carpiano
Vibración de las manos
Repetición, fuerza intensa, postura forzada, vibración de cuerpo entero	Cambios degenerativos, dolor lumbar, hernia de disco, lesiones en el sistema nervioso periférico, vascular y gastrointestinal

Fuente: Tomada de «Enfermedades profesionales de los agricultores», pag.11 (3)

Debido a esta problemática, nace la idea de poder implementar una máquina que reduzca el tiempo que toma cosechar o arrancar el bulbo de ajo que se encuentra debajo de la superficie de la tierra, esta máquina será operada manualmente al ritmo del campesino o cultivador, siendo capaz de arrancar el ajo incluso en dos hileras de sembrío, reduciendo así el tiempo de cosecha, trabajo físico y sobre todo a un costo accesible por los campesinos; de esta manera se logrará reducir gastos, tiempo y lo más importante: evitar las enfermedades mencionadas en la Tabla 3.

1.1.2 Formulación del problema

1.1.2.1 Problema general

- ¿Cómo diseñar y prototipar una máquina cosechadora de ajo autopropulsada de una hilera para la variedad *chino* en el valle del Mantaro?

1.1.2.2 Problemas específicos

- ¿Cuál es el estado de tecnología que se usa actualmente para la cosecha de ajo en el valle del Mantaro?

- ¿Cómo diseñar una máquina cosechadora de ajo autopropulsada, de una hilera para la variedad *chino* en el valle del Mantaro?
- ¿Cómo fabricar el prototipo de la cosechadora de ajo autopropulsada, de una hilera para la variedad *chino* en el valle del Mantaro?
- ¿Cómo probar y validar el funcionamiento del prototipo de la máquina cosechadora de ajo autopropulsada, de una hilera para la variedad *chino* en el valle del Mantaro?

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

- Diseñar y prototipar una máquina cosechadora de ajo autopropulsada, de una hilera para la variedad *chino* en el Valle del Mantaro.

1.2.2 Objetivos específicos

- Investigar el estado de la tecnología que se usa actualmente para cosechar ajo en el valle del Mantaro.
- Diseñar una máquina cosechadora de ajo autopropulsada, de una hilera para la variedad *chino* en el valle del Mantaro.
- Fabricar el prototipo de la máquina cosechadora de ajo autopropulsada, de una hilera para la variedad *chino* en el valle del Mantaro.
- Probar y validar el prototipo de la máquina cosechadora de ajo autopropulsada, de una hilera para la variedad *chino* en el valle del Mantaro.

1.3 Justificación e importancia

1.3.1 En lo Práctico

La máquina cosechadora de ajo será capaz de arar, arrancar, limpiar de residuos de tierra y depositar el producto en una tolva, para posteriormente acumularlo al final de la hilera de cosecha. Todo este proceso reemplazará la mano de obra del agricultor, logrando beneficiar su salud, economía y tiempo dedicado al proceso de cosecha de ajo.

1.3.2 En lo Ambiental

El diseño de una máquina manual arrancadora de ajo reducirá la contaminación generada por la emisión de CO₂ de su motor de combustión interna, en comparación a otras máquinas cosechadoras que existen en el mercado agricultor que incluso son acopladas a tractores agrícolas que tienen un nivel alto en emisión de gases. Adicionalmente, estará compuesta de rodamientos y equipos lubricantes que

protegerán de desgastes a los elementos internos de la máquina lo cual evitará que el área de cosecha sea contaminada y perjudicada a largo plazo.

1.3.3 En lo Económico

En el mercado agricultor existen muchas variedades de máquinas cosechadoras de ajo con un precio que oscila entre los 4500 y 32000 soles, debido al tamaño, funcionalidad, tecnología y apariencia que presentan. Además, estas requieren de un tractor agrícola para ser impulsadas, ya que no cuentan con sistema de traslado independiente. Por lo contrario, el desarrollo de esta máquina aproxima un costo de entre 3500 y 4200 soles, lo cual hace que sea accesible para pequeños y medianos agricultores que se dedican al cultivo de productos hipogeos como el ajo.

1.3.4 En lo Ergonómico

El desarrollo de esta máquina colaborará de manera directa con los pequeños y medianos agricultores, tanto económicamente como también en su estilo de vida, ya que permitirá cosechar ajo fácilmente, en una óptima postura y sin riesgos de sufrir a largo plazo una enfermedad en la columna. La máquina poseerá una estructura ergonómica para su fácil manipulación de parte del operario.

1.3.5 En lo Metodológico

Se evaluará la metodología adecuada para el desarrollo del diseño de una máquina cosechadora de ajo autopropulsada, de una hilera, tomando en cuenta el método de cosechar o arrancar el ajo, analizando la profundidad de sembrío, el diámetro de las cabezas de los ajos, el ancho del tallo por donde se producirá el arranque, la distancia que separa entre cultivos de ajo y también la distancia entre hileras de sembrío.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes del problema

2.1.1 Antecedentes internacionales

En un artículo publicado en Redalyc, página online, titulado «Siembra mecanizada de ajo: Métodos y equipos» se menciona que una de las dificultades en el cultivo de ajo es la disposición de mano de obra y elevado costo para el proceso de sembrío; pese a esto, es necesario aumentar su producción alrededor del mundo, por ello nace la necesidad de buscar una alternativa de solución que reemplace la mano de obra y por lo tanto reducir los costos y tiempo de trabajo. Para ello se realizó un análisis y comparación de distinta maquinaria y operaciones usadas en la siembra de ajo alrededor del mundo, a partir de lo cual se obtuvieron resultados de eficiencia en la siembra manual y mecanizada, siendo el objetivo de comparación la cantidad de plantaciones de ajo. Los resultados finales arrojaron que el sembrío mecanizado automático fue mejor que el de tipo manual e incluso que las otras máquinas no automáticas, tanto en calidad como en cantidad de brotes de ajo, resultado similar al que se obtuvo con la máquina sembradora de ajo, neumática de precisión diseñada por los autores, que aún está atravesando por un proceso de mejoramiento para obtener una eficiencia óptima. Esta investigación brindará información sobre el crecimiento de ajo ante una siembra adecuada, además de la morfología y profundidad del bulbo en cuestión. (4)

En la tesis titulada «Diseño y construcción de un apero para cosechar papas en campos agrícolas», publicada en Ambato, Ecuador en 2017, se diseña y construye una máquina para la cosecha de papa con el objetivo de aumentar las alternativas de mecanizar la cosecha de papas para favorecer la labor de medianos y pequeños productores. Se trabajó en un mecanismo de apero de tipo disco para poder arar la tierra que trabajará con la transmisión del tractor agrícola al que será acoplado mediante un cardan, el cual transmitirá la potencia por correas hacia los discos de 26 pulgadas. Después de revisar su funcionamiento, se demostró que la cosecha de papas se realiza con mayor rapidez y con menor personal, reduciendo así un 50 % del tiempo de cosecha con mayor eficiencia. Esta investigación aporta con información basada en una metodología de cálculo que corresponde a las fuerzas de impacto y fuerza normal que se producen cuando la cuchilla de arado penetra la superficie de siembra, tomando en cuenta datos evaluados y analizados por los tipos de suelos agrícolas mostrados y medidos por un estudio geológico. (5)

En una patente de invención publicada en España, la ES 1079164 «Máquina cosechadora de ajo autoguiada», se tiene como objetivo principal efectuar de manera automática la cosecha de ajo con la capacidad de adaptarse a las condiciones del suelo, clima y condiciones en las que se sembró. La máquina no requiere de operarios para realizar su función, gracias a un sistema de controles óptimos que la caracterizan como una máquina automática. Se emplea para cualquier variedad de ajo, ya que cuenta con un sistema de pinzas que remueve el suelo para facilitar el trabajo de arrancamiento de los bulbos, posteriormente se desplaza por medio de correas hacia un extremo de la hilera, la máquina es autoguiada por un tractor agrícola que se encarga de desplazarla por todo el terreno de sembrío, resultando ser una máquina eficiente en cuanto a cosecha, ya que reduce el tiempo de extracción y limpieza de ajo hasta en un 65 % gracias a la versatilidad y rapidez de la máquina, esta invención aporta conocimientos e ideas a nuestra investigación sobre el mecanismo de arranque de bulbos de ajo, siendo sincronizado con el movimiento de la máquina. (6)

Otra patente de invención publicada en España, ES10459557U, «Máquina arrancadora y atadora de ajos», con el objetivo de disminuir el tiempo de arado, arrancado, limpieza y atado en manojos, todos estos procesos se realizarán en tan solo una pasada de la máquina por el sembrío, gracias a un sistema continuo automático que consta de un movimiento desplazado por sujeción de un tractor agrícola que guiará su paso por las hileras donde se producirá la cosecha. Se cuenta con dos pares de picos que levantarán los bulbos del interior del suelo,

seguidamente, un sistema de poleas y correas arrancará el ajo mediante su tallo, es ahí donde se desplazará por medio de las correas, mientras se le hace sacudir para desprender los residuos de tierra, para finalmente acumular entre 15 a 20 ajos y formar con estos un manojo que será atado y almacenado al costado de la hilera ya cosechada. Con este proceso de cosecha completa, la máquina es capaz de cosechar hasta 1Ha/8h y 2ha/8h, dependiendo del uso de hileras dobles para la cosecha con una velocidad nominal de trabajo máximo de 6km/h. Esta patente aportará una metodología sobre el diseño de los mecanismos para el sacudimiento que se realizará al ajo después de haber sido extraído del suelo. (7)

En una patente de invención publicada en España, conocida como patente ES 2 569 860 T3 «Máquina cosechadora para patatas, remolachas o tubérculos similares» que tiene como objetivo desarrollar una máquina cosechadora para distintas variedades de tubérculos, implementando un depósito para facilitar la recogida técnica de productos cosechados y evitando el daño y pérdida al momento de realizar la descarga. La patente consiste en una máquina remolcada por un tractor agrícola que posee un depósito que se encarga de recoger los tubérculos para poder limpiarlos mediante rodillos giratorios y posteriormente pasar por un sistema de transporte con guía, apoyado en una estructura ubicada paralelamente al desplazamiento de la máquina, para finalmente depositarlos en la tolva de una máquina externa de recojo. Esta invención resulta en una maquinaria a gran escala con un sistema de cosecha y limpieza de tubérculos en grandes cantidades, reemplazando por completo la mano de obra, ya que sus mecanismos actúan simultáneamente con la finalidad de cosechar sin merma hacia el producto. Esta patente brinda el concepto de diseño de un mecanismo óptimo para poder desplazar y limpiar remolachas o tubérculos durante una sola pasada, lo cual constituye un gran aporte para el proceso de transporte en una máquina cosechadora de ajos a partir de una cosechadora para patatas, remolachas o tubérculos similares. (8)

Una patente de invención con examen previo, publicada en España: «Sistema automático de corte de tallo y raíces de cabezas de ajos», tiene como objetivo el desarrollo de una máquina automática que retire el tallo y raíces para dejar descubierto y totalmente limpio el bulbo para un rápido proceso de envase, logrando así reducir el tiempo de producción en comparación al método tradicional empleado, consiste en sujetarlo manualmente y cortarlo con la ayuda de una tijera, mejorando así el sistema productivo y envase de ajos para su comercialización local e internacional. El mecanismo de corte inicia mediante un sistema de transporte por banda donde se colocan manualmente los manojos de ajo, para que después un

sistema de sujeción compuesto por correas y poleas recoja los manojos del tallo, pasando por un movimiento vibratorio que acomoda y alinea las cabezas para finalmente pasar por unas cuchillas giratorias que cortaran primero las raíces y después el tallo, efectuando un trabajo práctico. Los mecanismos descritos aportan con una secuencia de funcionamiento en cuanto al sistema de sujeción que brindará apoyo en el desarrollo de un sistema de cosecha de ajo, compuesto por transporte y limpieza. (9)

Un artículo de investigación completo, publicado en la Academia Nacional de Ciencias Agrícolas en el 2018 titulado «Diseño y desarrollo de cosechadora de ajos autopropulsada» tiene como objetivo la mejora en el proceso de cultivo de ajo en China, relacionado con los problemas que se suscitan frecuentemente, como la intensa mano de obra y poca efectividad de cosecha. Para ello, lograron diseñar una máquina completa con un sistema secuencial iniciando con excavación, extracción, eliminación de polvo, sujeción, transporte, corte de tallo y recolección. Resultando una máquina completa a pequeña escala, logrando reemplazar la cosecha manual por una cosecha mecanizada con una eficiencia de 453.33/ h a una tasa de daño de 0.43 % provocada durante el corte de tallo. Esta investigación aporta información en cuanto a la maniobrabilidad de una máquina cosechadora autopropulsada, ya sea de una hasta dos hileras. (10)

2.1.2 Antecedentes nacionales

Un artículo científico publicado en la Universidad Nacional del Centro del Perú titulado «Diseño de una máquina cosechadora de zanahoria» tiene como objetivo diseñar una máquina que facilite el proceso de cosecha de zanahoria, aumentando producción y reduciendo costos de operario, ya que, como todo producto hortaliza, el tallo presenta poca resistencia al ser sometido a una fuerza de extracción, es por ello que requiere ser excavado alrededor del producto para facilitar la extracción y más aún con la dificultad de que la zanahoria no crece de manera ordenada o en surcos como otros productos agrícolas, logrando así obtener un diseño funcional y económico en cuanto a su fabricación, ya que está compuesto por materiales accesibles en el mercado local, la máquina requiere de un mantenimiento de fácil ejecución con pocos componentes móviles, lo que hace que requiera poca lubricación. Esta investigación aporta ideas en cuanto a un sistema de arado para cultivos de hortalizas, ya que son productos delicados en cuanto a la extracción y están expuestos a ser dañados mediante la excavación. (11)

En una tesis titulada «Diseño y simulación de una máquina cosechadora para disminuir el ennegrecimiento del anillo vascular de la papa en la comunidad de Lastay – Concepción», publicada por la Universidad Continental, el objetivo principal fue de mejorar la mecanización en la cosecha de papa, ya que esta se realiza con máquinas ya existentes en el mercado, las cuales producen golpes y enmendaduras al producto que a corto plazo generan pequeñas pérdidas por mermas y menorías en ventas. Para eso, la máquina será capaz de reducir cierto problema hasta en un 7 % en la cosecha con un sistema compuesto por cadenas que transportan el producto a 204.2 rpm mediante una rueda motriz. La investigación se apoyó en la metodología alemana VDI que consta de cuatro etapas para el desarrollo del producto, pasando por la evaluación de posibles conceptos de solución, para finalmente determinar y diseñar la solución más óptima para la problemática descrita. La presente investigación aporta una metodología para la secuencia en memoria de cálculo para máquinas cosechadoras que mantienen un impacto cortante con el suelo en constante movimiento, además de seleccionar un material adecuado a los componentes que trabajarán en ambientes de superficie húmeda en constante fricción. (12)

En una investigación elaborada por el Ministerio de Agricultura, juntamente con la Dirección General de Información Agraria, «Situación actual de la producción de ajos en el Perú», se menciona que el Perú es el principal productor y exportador dentro del grupo MERCOSUR conformado por países latinoamericanos como Brasil, Argentina, Uruguay y Paraguay. Además, sostienen que la producción de ajo aumentó hasta tres veces en los últimos 10 años, puesto que en el año 2004 la producción llegó al punto máximo de 24.056 t anuales en comparación al año 2007, que alcanzó un nivel máximo de 80.896 t anual. También aclaran que el cultivo de ajo genera una empleabilidad temporal capaz de producir ingresos a pequeños productores. Esta investigación apoya a nuestro proyecto con ciertos datos estadísticos sobre la exportación de ajo en distintas regiones del Perú, además de los calendarios de siembra y cosecha. (13)

En otra investigación realizada por el Ministerio de Agricultura y Riego «El ajo en el contexto mundial y nacional» se menciona que China, que es el máximo productor de ajo en todas sus variedades, está sufriendo una caída en la exportación de este producto, debido a la COVID – 19, enfermedad notificada por primera vez en Wuhan (China), ya que muchos países a nivel mundial, incluido Perú, desconfían en importar productos de este país, incluido el ajo. También mencionan que es una buena oportunidad para que el Perú logre que la exportación de ajos crezca aún más en

estos próximos tres años. Esta investigación aporta información sobre los principales países productores de ajo, también nos detalla sobre el comercio y exportación de este producto a nivel nacional, siendo Junín una de las principales regiones productoras de ajo con un 4 % del total. (14)

2.2 Bases teóricas

2.2.1 Antecedentes teóricos

2.2.1.1 Producción de ajos en el Perú

Para beneficio de pequeños y grandes productores de ajo, el Perú debería aprovechar la gran parte de ventajas competitivas que posee, siendo la sierra central la región donde hay un mayor provecho en el cultivo de este alimento, pero es muy importante y necesario mejorar la tecnología usada, para que el país pueda ubicarse en los primeros lugares de producción de ajo en América latina, también conocer estadísticas de los países que son competidores directos, como también sus ofertas en los mercados extranjeros. (13)

En el Perú, durante la última década, la producción nacional de ajo se ha triplicado: en los años 1994 se mantenía en 24056t mientras que en los años 2008 al 2010 se incrementó a 80896t. Esta tendencia al alza en la producción acontece debido a las mejoras continuas que realizan los agricultores tanto en expansión de superficie para el cultivo como en el uso de tecnología en ciertas regiones del país. (13)

Tabla 4. Comparativa de producción de ajos en la última década

Año	Superficie cosechada	Producción t	Rendimiento Kg/ha	Precio en chacra t
1994	6512	24056	6 512	2.00
1995	6994	32122	6 994	1.80
1996	6809	41 826	6 809	1.39
1997	6242	41 701	6 242	1.79
1998	5834	29 960	5 834	3.70
1999	6503	39 784	6 503	2.52
2000	6773	50 526	6 773	1.71
2001	7426	63 934	7 426	1.19
2002	7605	62 875	7 605	1.11
2003	7864	57 898	7 864	1.31
2004	7834	49 184	7 834	1.45
2005	8509	54 896	8 509	1.28
2006	9319	73 442	9 319	1.26

2007	10146	80 896	10 146	1.06
2008	5119	50 404	9 846	1.64

Fuente: Tomada de «Estado de producción de ajo en el Perú» por MINAGRI 2008. (13)

En el Perú, las principales regiones productoras de ajo son: Arequipa, que cuenta con la mayor cantidad (75 %) del volumen total que se produce en todo el Perú, debido a que en esta región se usa tecnología óptima para el cultivo, cosecha y post cosecha; seguida por Cajamarca, La libertad, Lima, Ayacucho y Junín. Es preocupante que la región Áncash haya dejado de producir ajo a fines del año 2007. (13)

Tabla 5. Superficie cosechada, producción, rendimiento y precio en chacra según región

Región	Superficie cosechada (he)	Producción kg	Rendimiento	Precio en chacra
Arequipa	4501	60001	13331	0.8
Cajamarca	1200	5692	4745	2.32
La libertad	539	4774	8857	1.89
Lima	627	4557	7268	1.35
Ayacucho	426	1914	4493	1.45
Junín	214	1638	7655	1.61
Huánuco	127	592	4680	1.88
Huancavelica	110	566	5145	1.6
Tacna	50	463	9260	1.7
Piura	109	289	2651	2.23
Amazonas	30	180	6012	1.52
Apurímac	24	115	4900	1.56
Moquegua	18	115	6378	1.89
Total	7974	80896	10146	1.06

Fuente: Tomada de «Estado de producción de ajo en el Perú» por MINAGRI, 2008. (13)

El Perú tiene una gran oportunidad de mejorar la producción y venta de ajo en los próximos años, debido a la coyuntura provocada por la pandemia del coronavirus. Gracias a sus propiedades inmunológicas este producto ha alcanzado gran demanda en todo los mercados a nivel mundial, y nuestro país posee y cultiva ocho variedades de ajo, entre ellas el tipo que se adaptó a la salinidad de la costa: Napuri (Junín y Arequipa), huaralino (Huaral, Cañete y Lima), barranquino (Barranca y Lima), chino y chino blanco (Majes, Junín y Arequipa), arequipeño (Arequipa), aricota (Tacna), chino de sierra (Arequipa) y pata de perro (Cajamarca y costa norte). (15)

El ajo *Allium sativum*, de variedad chino, se produce en dos variedades características por su color, las cuales son de bulbo de color rosa y bulbo de color blanco, este último es cultivado en mayor cantidad en el Perú, debido al gran tamaño de los dientes y por su color blanco, a diferencia del ajo chino rosa cuyo tamaño es más pequeño, pero posee mayor cantidad de dientes, siendo este un ingrediente indispensable en la cocina mediterránea. (16)

Aparte del ajo chino también se mencionó el ajo de variedad napuri o criollo, que es un ajo comúnmente llamado ajo violeta por el color que resalta en la anchura del bulbo, esta variedad de ajo se produce mayormente en las regiones de Arequipa y Junín. Ambos son los tipos de ajo más demandado en los mercados del Perú debido a su morfología, sabor y sobre todo al costo, que es el más barato en comparación con las otras siete variedades cultivadas en el Perú. (16)

Para la siembra de ajos se debe tener en cuenta muchos puntos importantes como: el ambiente es una influencia muy importante sobre el diente de ajo para poder transformarse en una planta integra, así como también el brote, maduración, crecimiento, bulbificación, senescencia y dormición, que son etapas del desarrollo de la planta de ajo. Los dientes de ajos separados del bulbo de la planta recién cosechados tienen la incapacidad de poder brotar bajo ciertas condiciones ambientales, ya que se encontrarán en una época de humedad en ambiente y tierra. (17)

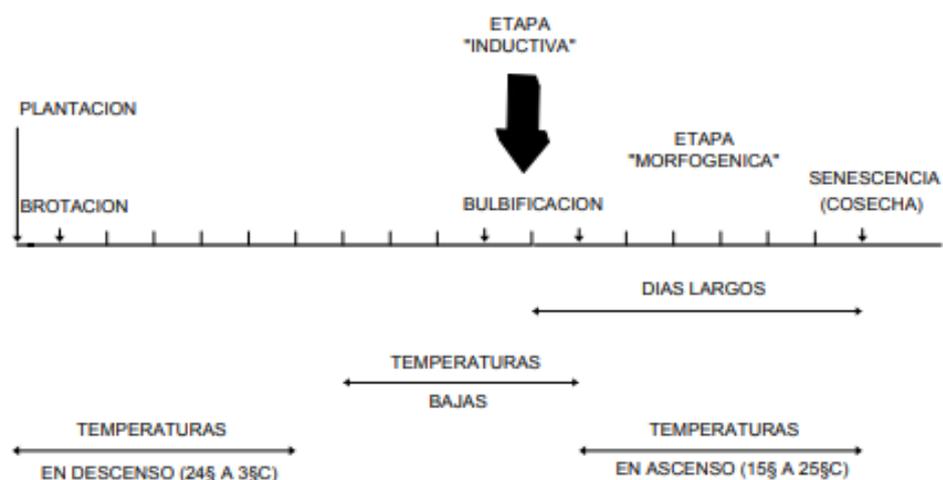


Figura 4. Requerimientos del ajo a lo largo de su ciclo.

Fuente: Tomada de «Producción de ajo por estación nacional agropecuaria», p.10

2.2.1.2 Método de plantación

La plantación de semillas de ajo se realiza de dos maneras, siendo una más efectiva que la otra: primero está la plantación manual, generada solamente con una fila, y la segunda es la plantación mecanizada asistida por maquinaria, que es capaz de plantar hasta en más de cuatro filas o hileras de sembrío. El proceso de sembrío o plantación de línea simple se realiza rayando o destapando el terreno con ayuda de un cincel en punta y se termina con una herramienta de pala para cubrir la semilla colocada en el orificio. (17)

Los de plantación en varias líneas se realizan creando una especie de cama, espacio suficiente para tres a más plantaciones con su respectiva distancia de separación y finalmente se realiza el tapado o cubrimiento. (17)

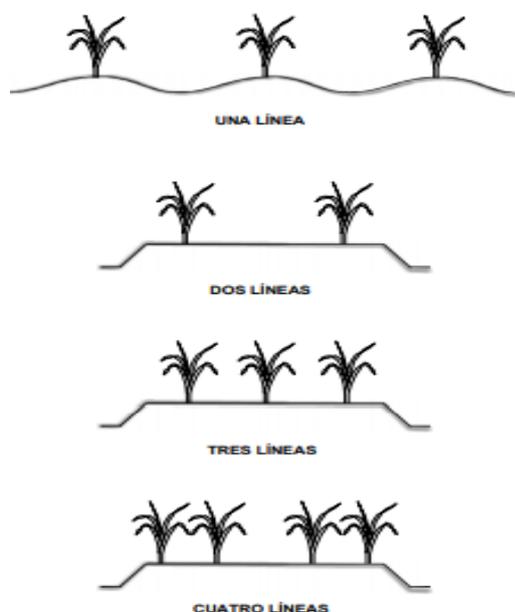


Figura 5. Modalidades de plantación

Fuente: Tomada de «Producción de ajo por estación nacional agropecuaria», p. 20

La profundidad y posición para la plantación de semillas son variables de acuerdo al tamaño y al tiempo de dormición de la semilla, ya sea tardía o temprana.

Por otra parte, la temperatura del suelo y el estado de reposo son determinantes a la hora de decidir la profundidad de plantación, ya que el suelo está caliente en épocas de plantación temprana debido a la decadencia de humedad en el ambiente, lo cual significa que la profundidad para la plantación será de mayor profundidad. (17)

Tabla 6. Profundidad sugerida para la plantación en relación al tamaño de la semilla

		Diente semilla		
		Grande	mediano	chico
Época	Tardía	6 cm	4 cm	2 cm
	Temprana	8 cm	6 cm	4 cm

Fuente: Tomada de «Producción de ajo por estación nacional agropecuaria», p.19

- **Plantaciones en hileras**

Las plantaciones entre hileras se pueden dar hasta en cuatro hileras juntas paralelas tal y como se observa en la figura 5, pero sea el caso de una hilera lo más óptimo es mantener una separación de 35 a 45 centímetros entre camellones, dejando espacio suficiente para el arado y cuidado del suelo durante el crecimiento de la planta.

- **Distancia entre plantaciones por hilera**

Sea el número de hileras unidas de acuerdo al agricultor, se recomienda sembrar el ajo con una distancia de separación entre semillas de 10 a 18 cm, la cual depende de la población floral que requiera el cultivador para su fácil cosecha solo si cuenta con un método fácil y cómodo para realizarla.



Figura 6. Distancia de separación entre plantaciones de ajo

Fuente: Tomada de «Prospección del ajo»

2.2.1.3 Morfología del ajo

- **Bulbos del ajo**

Es la única característica que es variable de acuerdo al tipo de ajo. Como ya se mencionó, existen muchas variedades de ajo, entre las cuales unas presentan dientes más grandes y otras más pequeños, unas con mayor cantidad de dientes y otras con menos. En lo particular hablemos del ajo de la variedad *chino*, la cual se caracteriza principalmente por el color del bulbo blanco con la parte inferior manchosa, de color morado, la cual

presenta dientes ensanchados en unión circular, haciendo un bulbo de gran volumen.

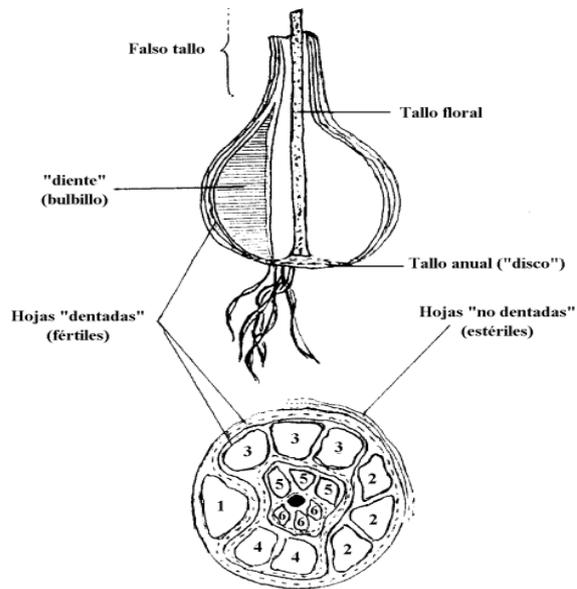


Figura 7. Morfología del bulbo del ajo
Fuente: Tomada de «Producción de ajos» INTA

- **Tallo del ajo**

El tallo de los ajos presenta una morfología circular que inicia en aproximadamente 2 cm debajo del suelo hasta una altura aproximada entre 40 a 50 cm. En el caso del diámetro, varía durante su crecimiento, cuando el ajo está listo para su cosecha el tallo alcanza un diámetro de entre 15 a 30 mm, siendo el mayor en etapa de madurez; se comprobó ciertos diámetros en una observación a campos de cultivo, lo cual se detalla en el Anexo 19.

- **Raíces del ajo**

El ajo es el tipo de hortaliza que posee raíces fibrosas durante su crecimiento, las cuales suelen llegar a los 10 cm de extensión; en otro lugar, cuando llegan a su punto de madurez, suelen alcanzar una extensión de entre 15 a 20 cm.



Figura 8. Fotografías de la raíz del ajo

2.2.1.4 Descanutado y cosecha

En cuanto al ajo de tipo chino o napuri, hay casos donde produce o emite una vara floral, la cual, por medio del pellizco o tracción se le retira y elimina, a este proceso se le conoce como descanutación, esta tarea se realiza luego de una previa visualización del cultivo, unos 30 a 20 días antes de la cosecha. El proceso de cosecha no está determinado por ningún parámetro, así que no hay un tiempo exacto para proceder a cosechar. Pero si se puede anticipar cuando se observa que las hojas y tallos estén totalmente de un color verde oscuro y ostenten una cantidad de hojas de entre 3 a 4, también se debe tomar en cuenta que el espesor de las hojas debe de medir de 2 a 3 mm. En cuanto el follaje del tallo pase al proceso de amarillado y las hojas adelgacen de espesor significa que estarían en su tiempo óptimo de cosecha. (17)

El proceso de cosecha se realiza de dos maneras, tanto manual o mediante máquinas arrancadoras, vibradoras e incluso con un proceso de atado. Ambos procesos necesitan de una cuchilla que pasa horizontalmente debajo del bulbo sumergido en el suelo para posteriormente levantarlo, limpiar los restos de tierra e impurezas y finalmente atarlo en grupos de 30 o 20 ajos, de acuerdo al tamaño, para finalmente proceder con el secado y curado. Es importante que el ajo recién cosechado no quede expuesto a los rayos del sol por mucho tiempo ya que podría provocar encogimiento o arrugas en los bulbos, dañándolo y prácticamente convirtiéndolo en inservible para la venta o en semillas para siembra. Es por ello que se requiere un rápido proceso de cosecha para luego trasladarlo a un lugar con ambiente natural y sobre todo evitando su exposición a los rayos de sol. (17)

2.2.1.5 Mecanización en la cosecha de ajos

En el mercado agricultor, específicamente en el cultivo de ajos, existen diferentes máquinas que cumplen la tarea de cosechar. En algunos casos se cuenta con maquinarias multifuncionales completas, desde una a cuatro hileras como también las básicas, que se emplean solo para cosechar; al ser máquinas de gran tamaño requieren de la guía y enganche de un tractor agrícolas para desplazarse. A continuación, se describe las maquinarias cosechadoras de ajos más demandadas y funcionales en la producción de ajos u otros productos hortícolas.

- **Máquina arrancadora y cortadora de ajos**

Son maquinarias guiadas por tractores agrícolas que presentan una función adicional a la cosecha y es el proceso de corte de tallos, que consiste en entregar solo bulbos de ajo a los agricultores, facilitando el trabajo y disminuyendo el tiempo de cosecha.

- **Máquinas arrancadoras de ajo**

Maquinarias con alto rendimiento y eficacia, conformadas por actuadores hidráulicos en sus distintos sistemas para la cosecha, requieren de la energía y fuerza proporcionada por un tractor agrícola para el funcionamiento y movimiento de la máquina. En cuanto a su funcionamiento son maquinarias que extraen los bulbos del suelo, desprendiendo gran parte de tierra, manteniendo las hojas y tallo intactas, finalmente agrupando y atando entre manojos para una fácil recolección.

- **Arrancadora y atadora de ajos**

Es aquella maquinaria que tiene el mismo mecanismo que las demás cosechadoras de una o varias hileras, pero con un mecanismo adicional que brinda el atado de ajos sobre el tallo y entregando manojos de ajo al agricultor para su rápido almacenamiento durante el proceso de secado en caso de exportación.

- **Máquinas agrícolas autopropulsadas**

Existen las maquinarias autopropulsadas que funcionan con un movimiento independiente, mayormente con un motor estacionario sobre ellas y con la guía de un operario. Se usan mayormente en plantaciones con terrenos poco extensos; también son máquinas dirigidas a agricultores con poca posibilidad de adquirir una maquinaria más completa.

2.2.2 Diseño de cadenas

El movimiento o sistema de transmisión mediante cadena es empleado en sistemas mecánicos que requieren transmitir velocidades altas y bajas, también potencia con una pérdida mínima de esta, está sujeto mediante eslabones y pernos que se unen entre dos ejes paralelos, separados a cierta distancia, conocido también como *paso de la cadena*. Se ubica también de forma tangente a dos ejes paralelos que sirven como guía hacia un movimiento giratorio de la cadena. La transmisión por cadena se caracteriza principalmente por su sistema de arrastre constante con mínimo

deslizamiento, necesitando solamente una fuente de potencia para poder proporcionar potencia y velocidad a varios ejes en secuencia.

2.2.2.1 Selección de cadenas

Existen distintos tipos de cadenas, caracterizados por su tamaño de paso, longitud y espesor de sus eslabones, siendo cada una requerida para resistir fuertes cargas a las que serán sometidas.

El Instituto Nacional Estadounidense de Estándares (ANSI), justamente, clasificó y estandarizó las cadenas de rodillo de acuerdo al tamaño de paso, longitud del rodillo y espesor de eslabones. (18)

- **Ventajas de la transmisión de cadenas de rodillo**

- ✓ Requiere poca mantenibilidad
- ✓ La transmisión por cadena tiene la capacidad de calibrar la distancia de separación entre ejes, ya que es flexible.
- ✓ Tiene un mayor rendimiento en cuanto a la transmisión de potencia de hasta un 98 % juntamente con la velocidad sin pérdida alguna.
- ✓ Capacidad de transmitir secuencialmente potencia sin deslizamiento a varios ejes.
- ✓ Poseen una vida útil aproximada de 15000 horas de trabajo, siempre y cuando cuente con una óptima lubricación y engrase.
- ✓ Tienen la capacidad de aumentar el trabajo de transmisión de potencia agregando más hileras a la cadena.
- ✓ Capacidad de alta gama en entrega de potencia de hasta 1100KW en cadenas múltiples.

- **Desventajas de transmisión por cadena de rodillo**

- ✓ Se requiere de una supervisión constante después de las horas de trabajo en sus componentes conductores, como son las catarinas o piñones, para evitar separaciones o atascamiento debido a dientes desgastados.
- ✓ Tiene un alto costo en cuanto a fabricación de eslabones especiales o tratamientos térmicos para mejorar la resistencia en caso de trabajos de alta potencia de entrega, que evita el desgaste y rotura en los rodillos.
- ✓ Es importante el conocimiento de montaje, ajuste y lubricación, debido a su compleja instalación.

- **Velocidad máxima de salida**

$$V_{max} = \frac{\pi \cdot D \cdot \Pi}{12} = \frac{\pi \cdot n \cdot p}{12 \cdot \text{sen}\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \quad (2.2.1)$$

n: velocidad de la Catarina(rad/s)

P: paso de la cadena en pulgadas

γ : arco formado por los dos eslabones consecutivos

D: diámetro de paso en pulg.

- **Velocidad mínima de salida**

Para el cálculo de la velocidad mínima de salida se multiplica el diámetro **P** por el número de revoluciones «n» sobre 12, tal y como indica la siguiente ecuación:

$$v_{min} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12} = \frac{\Pi \cdot n \cdot p \cdot \cos\left(\frac{\gamma}{2}\right)}{12 \text{Sen}\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \quad (2.2.2)$$

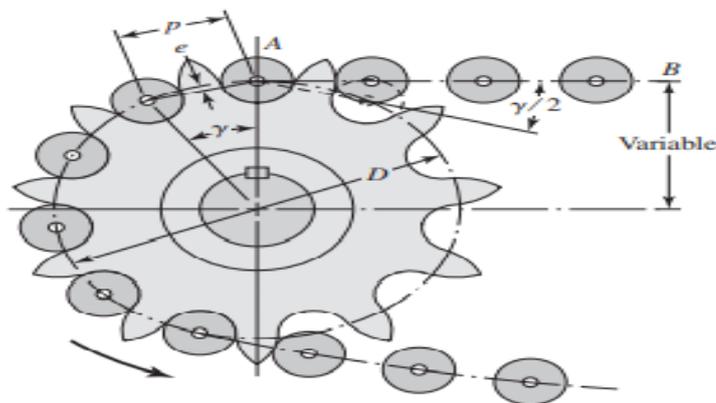


Figura 9. Cinemática de una cadena en una rueda dentada
Fuente: Tomada de «Diseño en Ingeniería Mecánica de Sigley»

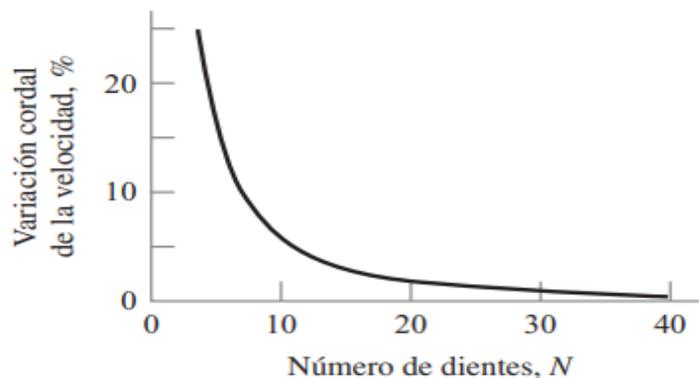


Figura 10. Variación de la velocidad en cadenas
Fuente: Tomada de «Diseño en Ingeniería Mecánica de Sigley», p. 877

- **Variación de velocidad en una cadena**

$$\frac{\Delta_v}{v} = \frac{V_{max} - V_{min}}{v} = \frac{\pi}{N} \left[\frac{1}{\text{Sen}\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} - \frac{1}{\text{tan}\left(180^\circ/N\right)} \right] \quad (2.2.3)$$

- **Parámetros para la selección de cadena**

Para poder seleccionar una adecuada cadena es necesario seguir un óptimo orden de cálculo, tomando en cuenta los parámetros a los que estará sometido el sistema de transmisión por cadena durante el funcionamiento.

- ✓ Potencia del motor
- ✓ Numero de dientes del piñón o catarina de accionamiento
- ✓ Velocidad de giro o revoluciones del eje conductor
- ✓ Distancia entre centros
- ✓ La importancia de poder definir y seleccionar el tipo de lubricante para cada tipo de sprocket o catarinas

Tabla 7. Tipo de lubricación según su aplicación

Tipo de lubricación	Aplicación
TIPO A	Lubricación por goteo o manual
TIPO B	Lubricación asistida o disco
TIPO C	Lubricación intensa por chorro

Fuente: Tomada de «Guía para el diseño de máquinas accionadas»

- **Ángulos de contacto de cadenas y catarinas**

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right) \quad (2.2.4)$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \sin^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right) \quad (2.2.5)$$

donde:

θ_1 : Ángulo de contacto con catarina pequeña

θ_2 : Ángulo de contacto con catarina grande

D_2 : Diámetro de paso de catarina pequeña

D_1 : Diámetro de paso de catarina grande

C : Distancia teórica entre centros

- **Distancia teórica entre centros**

$$C = \frac{1}{4} \left(L - \frac{N_2 - N_1}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right)^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right) \quad (2.2.6)$$

Donde:

L : Longitud necesaria en pasos

N_2 : Velocidad esperada de salida en RPM

N_1 : Velocidad de entrada en RPM

- **Longitud necesaria entre pasos**

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} \quad (2.2.7)$$

C : Distancia teórica entre centros

- **Cálculo de diámetros de paso en catarinas**

$$D_1 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{N_1}\right)} \quad (2.2.8)$$

Donde:

P : Paso de la cadena

- **Potencia de diseño**

$$P_D = F_S * P_N \quad (2.2.9)$$

P_D : Potencia de diseño.

F_S : Factor de servicio.

P_N : Potencia nominal.

2.2.2.2 Tipos de cadenas

Dentro de la clasificación de cadenas usadas para la transmisión de velocidad y potencia, tenemos los siguientes tipos:

- **Cadena de rodillo**

La cadena por rodillo es el tipo de cadena más común y más usada, se caracteriza por la baja fricción entre sus ejes debido a la presencia de rodillos y juntamente a ello, mantiene una distancia de separación entre centros unidos mediante eslabón que es de gran importancia en cuanto a la tracción a que se somete. (19)

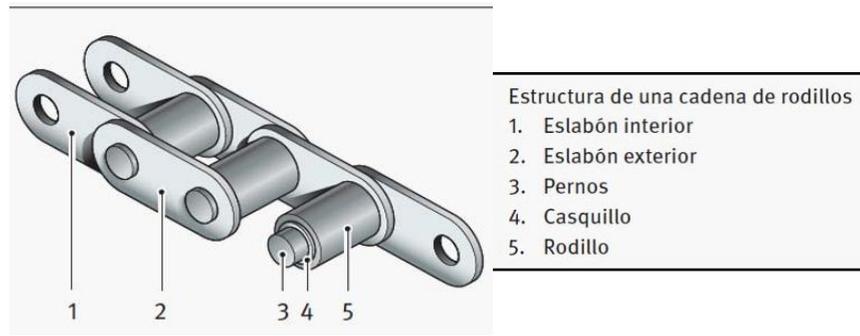


Figura 11. Partes de una cadena de rodillos
Fuente: Tomada de «Blog del taller mecanico.com»

- **Cadena de rodillo estándar de una hilera**

Es un tipo de cadena flexible que se acomoda al uso adecuado en maquinaria industrial y agrícola por su acomodación a cualquier distancia entre ejes, con una menor pérdida de potencia al tener poco deslizamiento. (20)



Figura 12. Tipos de cadenas de rodillo
Fuente: Tomada de «Esteban Arriagada: Cadenas 2»

2.2.2.3 Cinemática de una cadena

Toda cadena sufre un efecto de deslizamiento llamado efecto poligonal, el cual se presenta cuando la cadena se engrana al diente del *sprocket* o catarina y el encajamiento produce una variación tanto en la trayectoria como en la velocidad del eslabón.

Para la determinación de la velocidad lineal (v_l) de un *sprocket* o rueda dentada se necesita conocer la velocidad angular de giro (ω) y el diámetro primitivo (D_p) de aquella rueda.

$$v_l = \frac{D_p * \omega}{2} \quad (2.2.10)$$

La cinemática de la cadena en contacto con la rueda dentada, produce distintos contactos, pero el más notorio e importante es el de la zona tensa (ver Figura 13), donde el punto B indica el contacto entre la cadena y la rueda dentada en la zona más tensa, formando un ángulo de depresión entre la velocidad tangencial y la velocidad en b. (21)

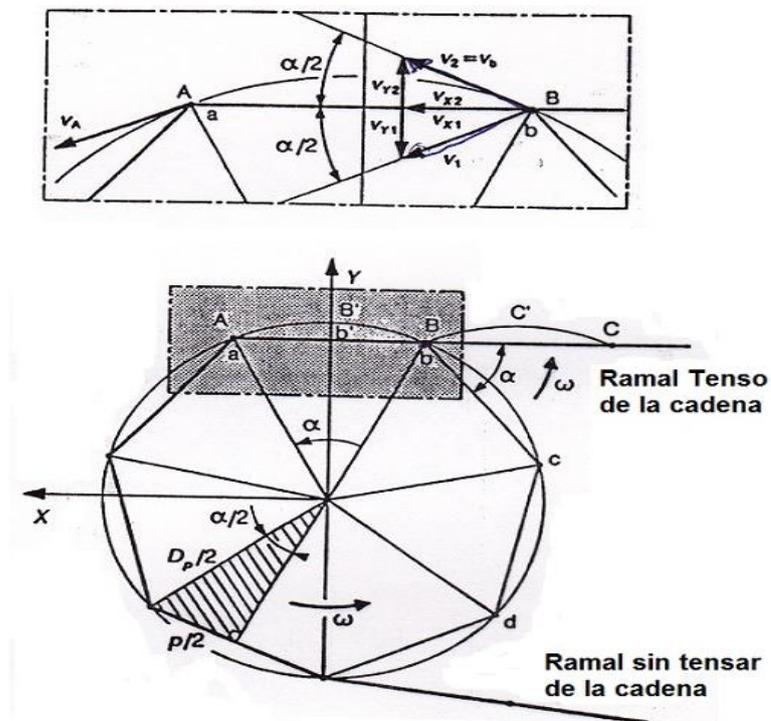


Figura 13. Movimiento de una cadena sobre una rueda dentada.
Fuente: Tomada de «Porras Soriano: Selección de cadenas»

2.2.3 Diseño de engranajes

2.2.3.1 Engranajes cónicos rectos

La característica principal de los engranajes cónicos es la forma de cono de su árbol que sostiene los dientes, pues estos son idénticos a los engranajes rectos que operan una transmisión entre ejes que forman 90° entre sí, aunque también hay ciertos casos donde los engranajes rectos no necesariamente trabajan en ángulos rectos de 90° . (19)

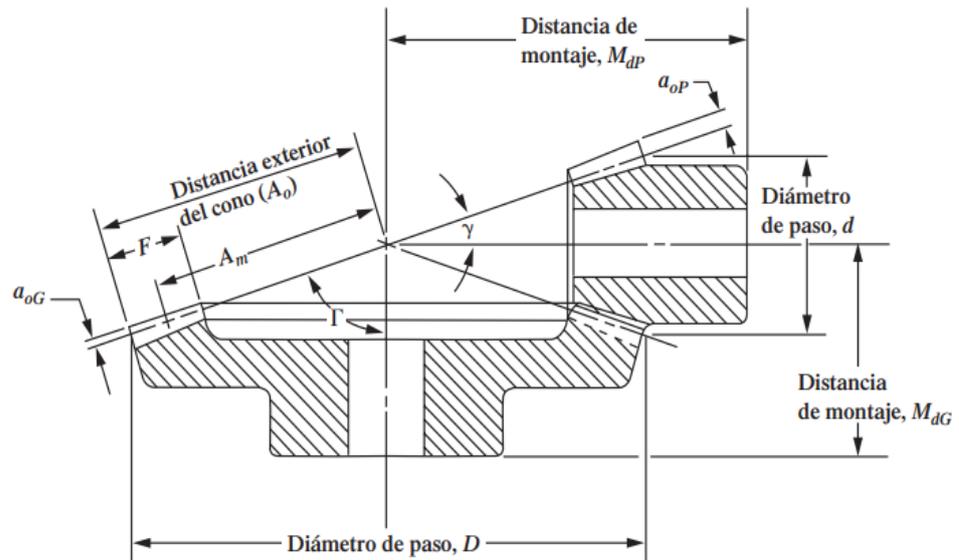


Figura 14. Geometría principal de un par de engranajes cónicos rectos
Fuente: Tomada de Robert Mott 2006

Para el óptimo diseño de un engranaje cónico de dientes rectos se debe tomar en cuenta ciertas propiedades geométricas que nos proporcionarán unas adecuadas dimensiones, mencionadas a continuación.

Tabla 8. Fórmulas para el diseño de engranajes cónicos rectos

Geometría	Símbolo	Fórmula
Diámetro primitivo	D_p	$D_p = M(N)$
Diámetro exterior mayor	Dem	$Dem = D_p + (2(M) \cos \alpha)$
Diámetro interior mayor	Dim	$Dim = D_p - ((1.157)(2)(M)(\cos \alpha))$
Longitud de la generatriz sobre el cono primitivo	G	$G = D_p / (2(\sin \alpha))$
Ángulo correspondiente al módulo	$\tan \beta$	$\tan \beta = M/G$
Ángulo correspondiente al fondo del juego del dentado	$\tan \beta'$	$\tan \beta' = 0.157 \left(\frac{M}{G} \right)$
Ángulo de inclinación del divisor	κ	$\kappa = \alpha - (\beta + \beta')$
Semiángulo del cono exterior	Δ	$\Delta = \alpha + \beta$
Altura del diente en el diámetro exterior	H	$H = 2.167M$
Diámetro exterior menor	de	$de = Dem(G - L)/G$

Fuente: Tomada de *Blog del taller del ingeniero mecanico.com*

- **Análisis de fuerzas del engranaje cónico**

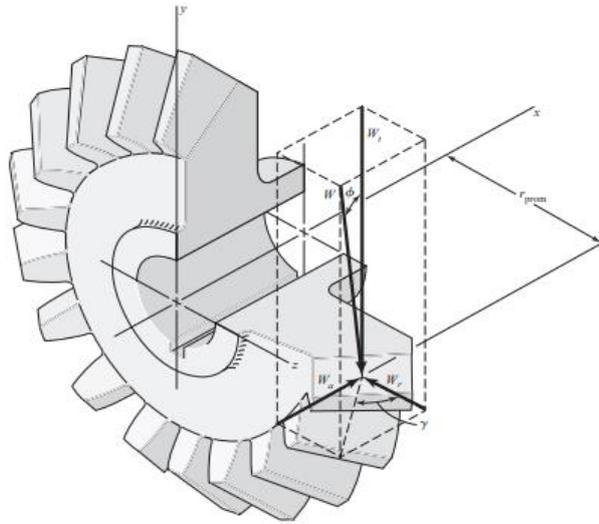


Figura 15. Representación gráfica de esfuerzos en un engranaje cónico

Fuente: Tomada de «Richard G. Budynas», p. 682

- **Esfuerzos en un engranaje**

Tabla 9. Fórmulas de los esfuerzos y resistencias de un engranaje cónico

Descripción	Simbología	Fórmula
Esfuerzo por contacto del engrane	S_c	$s_c = \sigma_c = c_p \left(\frac{w^t}{F d_p l} * K_0 K_V K_m c_s c_{xs} \right)$
Resistencia al contacto del engrane	S_{wc}	$s_{wc} = (\sigma_c)_{perm} = \frac{S_{ac} C_l C_h}{S_H K_T C_R}$
Factor de seguridad por desgaste	S_H n_W	$S_H = \left(\frac{\sigma_c perm}{\sigma_c} \right)^2$ $n_W = \left(\frac{\sigma_c perm}{\sigma_c} \right)$

Fuente: Tomada de «Richar. G. Budynas», p. 271

DONDE:

c_p : Coeficiente elástico a la resistencia por picadura

w^t : Análisis de fuerza en el extremo del diente

$F d_p$: Factor geométrico

K_V : Factor dinámico

K_0 : Factor de sobrecarga

K_m : Factor de distribución de carga

c_s : Factor de tamaño por resistencia a picadura

c_{xs} : Factor de coronamiento por picadura

σ_c : Resistencia

S_{ac} : Contacto permisible por engranes de acero

C_i : Factor de ciclos de esfuerzo por picadura

C_h : Factor de relación de dureza

K_T : Factor de temperatura

C_R : Factor de confiabilidad

2.2.4 Selección de bandas de transmisión de potencia

La transmisión de potencia por bandas es muy utilizada en el campo de la industria, puesto que es uno de los principales elementos flexibles de transmisión que trabaja a altas revoluciones, pero con un par torsional moderado. Las bandas brindan y reciben transmisión por medio de un par poleas acanaladas. (19)

La transmisión por bandas produce efectos de vibraciones, centrifugas, chicoteo, etc. Cuando la revolución es baja, por el contrario, trabaja ligeramente con fuerzas de tensión bajas cuando la revolución es alta. (19)

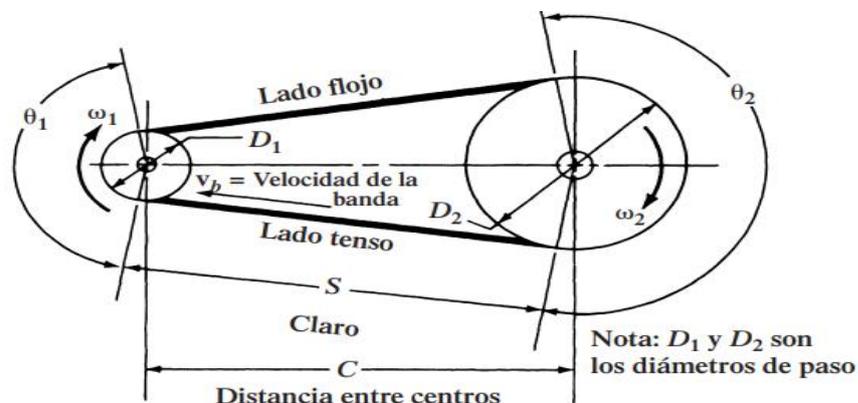


Figura 16. Geometría básica en una transmisión por bandas
Fuente: «Diseño de elementos de máquinas», por Robert Mott, p. 278

Para la selección de la banda y medida adecuada, se aplicarán las siguientes fórmulas consecutivamente:

- **Potencia de diseño**

$$P_D = fs \cdot P_N \quad (2.2.11)$$

Donde:

fs : Factor de servicio

P_N : Potencia nominal (hp)

- **Relación de velocidades**

$$R = \frac{V_e}{V_s} \quad (2.2.12)$$

Donde:

V_e : Velocidad de entrada (rpm).

V_s : Velocidad de salida (rpm).

- **Diámetros primitivos de poleas**

$$\frac{D_{e1}}{D_{e2}} = \frac{W_2}{W_1} \quad (2.2.13)$$

Donde:

D_{e1} : Diámetro exterior de polea 1 (pulg)

D_{e2} : Diámetro exterior de polea 2 (pulg)

W_1 : Velocidad angular requerida (rpm)

W_2 : Velocidad angular de entrada (rpm)

- **Distancia tentativa entre centros**

$$D_2 < C < (D_2 + D_1) \quad (2.2.14)$$

Donde:

C : Distancia entre centros en pasos

D_1 : Diámetro primitivo de polea 1(pulg)

D_2 : Diámetro primitivo de polea 2(pulg)

- **Longitud primitiva de la banda**

$$L = 2C + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad (2.2.15)$$

Donde:

C : Distancia entre centros

D_1 : Diámetro primitivo de polea 1(pulg)

D_2 : Diámetro primitivo de polea 2(pulg)

- **Distancia real entre centros**

$$B = 4L - 6.28(D_2 - D_1) \quad (2.2.16)$$

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16} \quad (2.2.17)$$

Donde:

L : Longitud primitiva de la correa (pulg).

B : Ángulo de contacto de banda y polea

- **Ángulo de banda**

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right) \quad (2.2.18)$$

- **Factores de corrección de potencia**

$$P_C = C_\theta \cdot C_L \cdot P \quad (2.2.19)$$

Donde:

C_θ : Factor de corrección por ángulo de contacto.

C_L : Factor de corrección por longitud de banda.

P : Potencia (HP)

- **Numero de bandas en paralelo**

$$N_B = \frac{P_D}{P_C} \quad (2.2.20)$$

Donde:

P_D : Potencia de diseño (hp).

P_C : Potencia corregida (hp).

2.2.4.1 Tipos de bandas

Existen muchos tipos de bandas para transmisión de potencia, de las cuales solo se detallará los cuatro principales presentados a continuación.

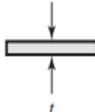
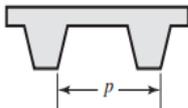
Tipo de banda	Figura	Unión	Intervalo de tamaños	Distancia entre centros
Plana		Sí	$t = \begin{cases} 0.03 \text{ a } 0.20 \text{ pulg} \\ 0.75 \text{ a } 5 \text{ mm} \end{cases}$	No hay límite superior
Redonda		Sí	$d = \frac{1}{8} \text{ a } \frac{3}{4} \text{ pulg}$	No hay límite superior
Tipo V		Ninguna	$b = \begin{cases} 0.31 \text{ a } 0.91 \text{ pulg} \\ 8 \text{ a } 19 \text{ mm} \end{cases}$	Limitada
De sincronización		Ninguna	$p = 2 \text{ mm y mayor}$	Limitada

Figura 17. Características de las principales bandas

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica», por Richard G. Budynas, p. 848

- **Bandas planas**

Las bandas planas, en su mayoría, están fabricadas en cuero con una superficie lisa, debido a que son bandas que trabajarán altos valores de par torsional, puesto que tal superficie se deslizará fácilmente evitando dañar la máquina. (19)

- **Bandas redondas**

Son bandas de superficie áspera con una gran capacidad para trabajar en zonas húmedas y aceitosas, son de gran resistencia a productos químicos, además presentan flexibilidad debido al material con que son fabricadas, es por ello que normalmente se usan en la industria alimenticia, gráfica, cerámica y más. (22)

- **Bandas tipo V**

Son bandas que poseen una superficie dentada como también con superficie lisa, estas bandas presentan una sección en forma de V, encajando perfectamente en la ranura de la polea con la finalidad de brindar rozamiento que se encarga de soportar altos pares torsionales sin someterse a deslizamientos. Es un tipo de banda muy utilizado en maquinaria industrial e industria automotriz. (19)

- **Bandas de sincronización**

Conocidas como bandas sincrónicas que, debido a la presencia de dientes en su superficie, requieren de poleas también dentadas, sus dientes evitan el desplazamiento en altas revoluciones para así evitar pérdida de potencia transmitida. (19)

A continuación, se presenta las secciones de algunas bandas de transmisión ya mencionadas.

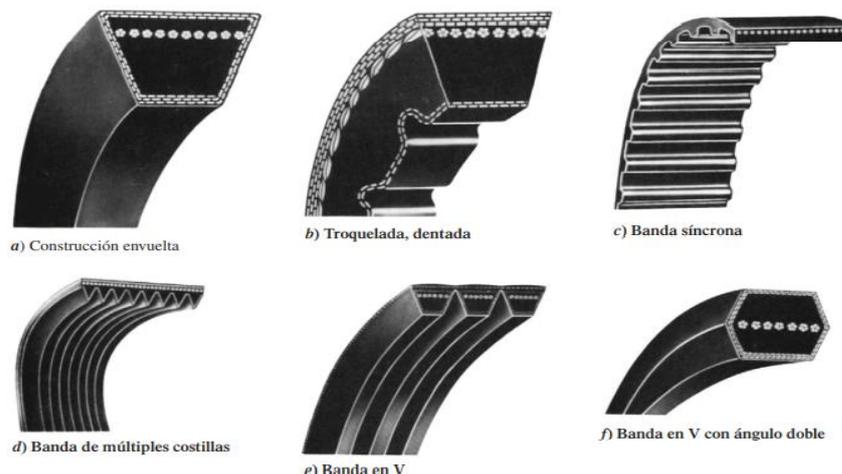


Figura 18. Secciones de algunos tipos de bandas de transmisión
Fuente: «Diseño de elementos de máquinas», por Robert Mott, p. 269

2.2.5 Selección de rodamientos

Rodamientos o cojinetes de rodamiento son los términos empleados para describir a este elemento mecánico encargado de recibir la carga transferida por ciertos elementos que actúan mediante un movimiento giratorio. El rodamiento pasa por dos

fases de rozamiento juntamente con el eje de transmisión, siendo el primero la fricción inicial que es encargada de duplicar a la fricción de operación la cual requiere lubricación para reducir el desgaste provocado por la fricción. (18)

Para la selección de un adecuado rodamiento se debe conocer las principales diferencias entre los dos cojinetes rodantes y los cojinetes deslizantes. (23)

Tabla 10. *Ventajas y desventajas en rodamientos*

	Ventajas	Desventajas
Rodamiento deslizante	Su costo es más accesible	Presenta mucha sensibilidad a razón de la lubricación interrumpida.
	Son silenciosas	Presenta estado de estabilidad autoexitada.
	Provocan una fricción moderada	Requiere un mayor espacio para direcciones axiales.
	Requieren poco espacio en direcciones radiales	A temperaturas bajas presenta un mal arranque.
	Brindan una moderada capacidad de amortiguamiento	Su costo de lubricación es elevado.
Rodamiento rodante	Excelente fricción inicial y en marcha	Provoca mayor daño debido a la fricción.
	Capaces de tolerar cargas radiales y fuerzas combinadas de empuje	Requiere de una severa y precisa alineación.
	Apto para trabajar a bajas temperaturas	Brinda una baja capacidad de amortiguación.
	Eficaz al momento de mantener el lubricante en el interior del cojinete	Provoca un nivel de ruido muy elevado.

Fuente: «Tomada del libro diseño de elementos mecánicos», por Robert Mott, p. 676

2.2.5.1 Tipos de rodamientos en rodadura

Existen diferentes tipos de rodamiento para trabajos por rodadura, rodamientos complejos, diseñados adecuadamente para una función en particular, a continuación se detallará y definirá los más comunes en trabajos de industria y maquinaria.

- **Rodamientos de una hilera, bolas y ranura profunda**

Son aquellos rodamientos que mantienen una cierta distancia entre las bolas y el eje mediante retenes o también conocidos como jaulas, las

bolas de ubican en una ranura profunda y se requiere una fuerza de empuje para el ingreso del eje, asegurando su permanencia. La presencia de bolas y una sola hilera hace que sean óptimas para soportar cargas radiales y la presencia de ranura profunda permite soportar una moderada fuerza de empuje. (19)



Figura 19. Rodamiento de bolas con una hilera y ranura profunda
Fuente: Tomada de *NSKAméricas.com*

- **Rodamiento de doble hilera**

Son rodamientos que presentan dos hileras de bolas en paralelo, que permite soportar mayor carga por el hecho de presentar mayor número de esferas en un mismo espacio. Por la presencia de dos hileras suele tener un mayor ancho, lo cual afecta de manera negativa a un posible desalineamiento. (19)



Figura 20. Rodamiento de bolas de doble hilera
Fuente: Tomada de *NSKAméricas.com*

- **Rodamiento de bola y contacto angular**

Los rodamientos de contacto angular tienen la capacidad de poder adaptar mayores cargas en comparación a los demás rodamientos,

debido a que la fuerza resultante que actúa por las cargas presenta un ángulo preferido de salida de 15° o 40° en rodamientos comerciales. (19)



Figura 21. Rodamiento de bolas y contacto angular
Fuente: NSKamericas.com

- **Rodamiento de rodillo cilíndrico**

Son rodamientos que presentan rodillo en lugar de bolas, por lo cual no se deben aplicar para cargas de empuje, debido a que la carga presentada se alojará por los costados de los rodillos y provocará fricción, además de un mal movimiento, por la presencia de rodillos. Estos rodamientos tienen una geometría bastante ancha, por ello los desalineamientos angulares son difíciles de adaptarse. (19)



Figura 22. Rodamiento de rodillos cilíndrico
Fuente: NSKamericas.com

- **Rodamiento de rodillo esférico**

En un tipo de rodamiento de vista robusta y capacidad autolineable que, ante un desalineamiento angular, tiene la alta capacidad de adaptarse a la pista interior y exterior, debido a la geometría esférica de sus cilindros, provocando una buena capacidad de delineamiento, además son buenos antes una carga radial y axiales moderados. (19)



Figura 23. Rodamiento de rodillos esféricos
Fuente: NSKamericas.com

2.2.5.2 Capacidad de carga en rodamientos

Para seleccionar un rodamiento adecuado, se debe tomar en cuenta el tipo de carga a soportar, ya que cada tipo de rodamiento presenta características y geometrías para una determinada aplicación. (24)

- **Carga dinámica**

Según el catálogo de rodamientos SKF 2015 (24), a la capacidad de carga de un rodamiento se le conoce también como una carga con magnitud constante que actúa de manera axial o radial en los rodamientos que, comparando con la vida útil, resulta ser la misma que tales cargas reales a las que se somete un rodamiento, la carga dinámica se puede calcular mediante la siguiente fórmula:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (2.2.21)$$

Donde:

P : Carga dinámica equivalente (KN)

F_r : Real carga axial del rodamiento (KN)

X : Factor de carga radial del rodamiento

Y : Factor de carga axial del rodamiento

2.2.5.3 Vida útil del rodamiento

Según el catálogo SKF2015 (24), la duración de los rodamientos se determina o se mide por el número de revoluciones u horas de servicio durante la actividad que realizan, justamente antes de dar los primeros

avisos de falla o fatiga, mientras soportan las cargas de los elementos montados sobre ellos.

- **Duración nominal**

Está basado en la carga dinámica con la que trabaja el rodamiento con la confiabilidad constante de 90 %. La duración nominal se refiere, en pocas palabras, a la relación que tiene con la carga aplicada al rodamiento y la carga dinámica equivalente. (24)

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a \quad (2.2.22)$$

Donde:

L: Duración nominal, en millones de revoluciones

C: Capacidad de carga dinámica del rodamiento (N)

P: Carga equivalente sobre el rodamiento N

a: Constante para rodamientos (3 para bolas, 10/3 para rodillos)

- **Duración en horas de servicio**

La duración también se expresa en horas de servicio de actividad del rodamiento, según las aplicaciones que se les brinda, incluso para aquellos rodamientos que trabajan de manera constante y se determina mediante la siguiente ecuación establecida por el libro de apuntes de diseño mecánico. (25)

$$L_H = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P}\right)^a \quad (2.2.23)$$

Donde:

L_H : Vida nominal en horas de servicio

n: Velocidad de giro en RPM

2.2.6 Diseño de ejes de transmisión

Un eje es un dispositivo mecánico encargado de transmitir potencia y giro rotacional desde una fuente que genera movimiento giratorio como un motor de combustión o también eléctrico. También es encargado de transmitir o brindar par torsional a ciertos componentes mecánicos, tales como: poleas, sprockets, engranajes, etc. que se ubiquen sobre el mismo eje para transmitir potencia a otros sistemas mecánicos, es necesario que los ejes contengan apoyos en algunos puntos a lo largo de su

dimensión con la finalidad de evitar flexiones debido a las cargas torsionales y axiales a las que estarán sometidos. (19)

El diseño de ejes de transmisión se basa principalmente en determinar el diámetro del eje con la finalidad de prevenir tensiones durante la transmisión de potencia, también de asegurar una resistencia evitando flexiones violentas que provocaran daños a los cojinetes donde se apoyará el eje. Se realiza un análisis estático para determinar la medida mínima que tomará el diámetro del eje según el libro diseño en ingeniería mecánica. (18)

$$\frac{S_y}{f \cdot s} = \left[\left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16T}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.2.24)$$

Donde:

S_y : Resistencia de fluencia (Mpa)

$f \cdot s$: Factor de diseño

M : Momento flexionante

T : Par torsional

d : Diámetro (mm)

Para determinar el diámetro aproximado se requiere un análisis por fatiga, tomando en cuenta el criterio por ASME ELÍPTICA, según el libro «Diseño en ingeniería mecánica». (18)

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f * M}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} T}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (2.2.25)$$

Donde:

d : Diámetro (m)

M : Momento flector (N.m)

T : Par torsional (N.m)

K_f : Coeficiente de esfuerzos varios

k_{fs} : Coeficiente de esfuerzos varios

S_e : Esfuerzo por resistencia a fatiga (Mpa)

S_y : Esfuerzo ultimo (Mpa)

N: Factor de seguridad

El valor de k_{fs} y K_f se determina mediante el uso de ciertos datos.

$$Kfs = 1 + q_c(K_{ts} - 1) \quad (2.2.26)$$

Donde:

Kfs : Coeficiente de esfuerzos varios

q_c : Índice de sensibilidad a la muestra

K_t : Factor de concentración de esfuerzo

$$Kf = 1 + q(K_t - 1) \quad (2.2.27)$$

Donde:

Kf : Coeficiente de esfuerzos varios

q : Índice de sensibilidad a la muestra

K_t : Factor de concentración de esfuerzo

El valor de la resistencia a la fatiga real estimada se determina teniendo en cuenta los factores de tamaño K_a y K_b .

$$S_e = k_a k_b S'_e \quad (2.2.28)$$

Donde:

S_e : Resistencia de fatiga

$k_a k_b$: Factor de tamaño

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga (Mpa)

2.2.7 Soldadura

En términos generales, la soldadura es el proceso de unión de dos materiales tanto por presión o presión con calentamiento.

El Manual del soldador, *West Arco*, define a la soldadura como el proceso de unión de dos o más materiales con el aporte de una temperatura adecuada, la aplicación de una fuerza de presión y el uso de un material consumible. (26)

2.2.7.1 Soldadura por Arco eléctrico (SMAW)

Es el proceso de soldadura más utilizado en el mundo industrial mecánico, consistente en la unión por calor generado por un arco eléctrico, puede aplicarse con o sin material de aporte. (27)

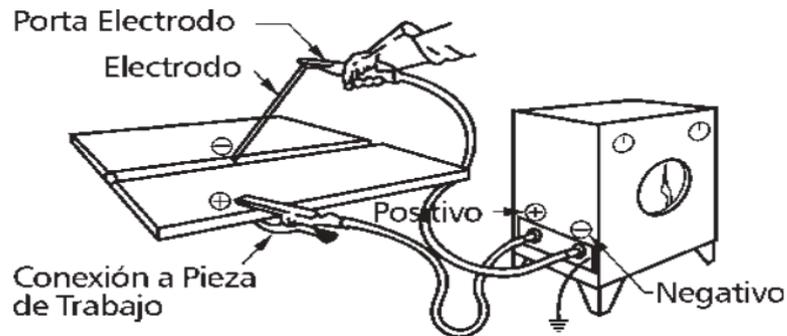


Figura 24. Soldadura por ARCO ELECTRICO SMAW
Fuente: «Manual de soldadura», por OERLIKON, p. 26

2.2.7.2 Soldadura por Mig Mag (GMAW)

Compuesto por sus siglas en inglés como «soldadura por arco protegido por gas y electrodo consumible». La fusión comienza desde un extremo del alambre, que es alimentado continuamente junto al gas protector. (27)

Se trabaja con dos tipos de acuerdo al gas protector suministrado.

- **MIG**

Se usa para la soldadura en materiales no ferrosos, en la cual se emplea un gas puro e inerte (argón, helio, etc).

- **MAG**

Su uso es para material ferroso, empleando dióxido de carbono CO₂ como gas protector.

- **Ventajas:**

- ✓ Excelente calidad de soldadura en la mayoría de materiales metálicos y aleaciones existentes en la industria.
- ✓ Requiere de poca limpieza después de soldar.
- ✓ Arco y baño claros a la visión del soldador.
- ✓ Fácil trabajo en cualquier posición y ángulo de aplicación.
- ✓ Rápido proceso de soldadura.

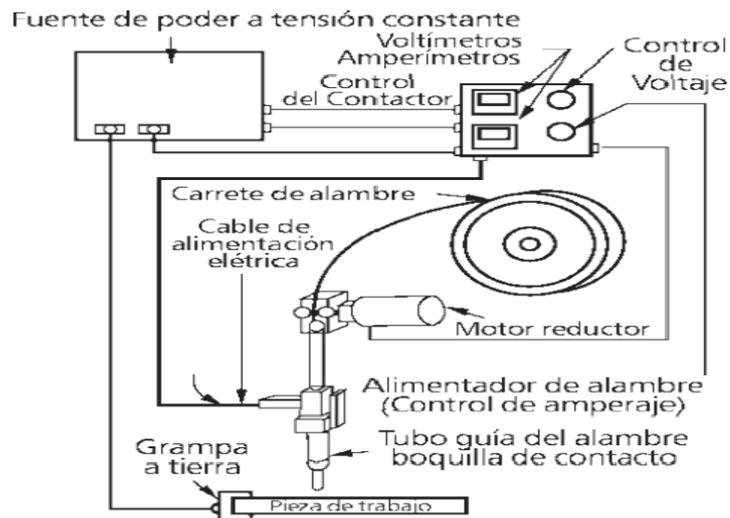


Figura 25. Soldadura por Mig Mag
Fuente: «Manual de soldadura», por OERLIKON, p. 34

2.2.8 Aplicación de tipos de acero

2.2.8.1 Aceros al carbono estructurales ASTM A36

El acero estructural A36 (norma ASTM A36) considera que el acero más utilizado en el campo de la industria metalmecánica es el acero estructural al carbono. Pese a su contenido máximo de carbono de 0.29 % es considerado como un acero suave o liviano. Por ello, se comercializa en distintas presentaciones o secciones tales como: platinas, vigas, canales, ángulos, tubos redondos, tubos cuadrados, tubos rectangulares, etc. (29)

2.2.8.2 Aceros AISI 1020

Forma parte de los aceros aleados. La enumeración AISI considera que está conformado por 0.2 % de carbono en su estructura, se puede usar en varios estados de tratamiento. Por su contenido de carbono, las aplicaciones más frecuentes que se le brinda a este acero están en la industria mecánica, estructural o maquinaria de mediana resistencia, ya que su composición le permite una soldabilidad bastante buena. (29)

2.2.8.3 Aceros inoxidables AISI 304

Es el más común de los aceros inoxidables, debido a la presencia de 8 % de níquel y un 18 % de cromo, se le conoce como un acero 18/8 inoxidable. Es aplicable para la industria alimentaria, agrícola y médica y presenta buena resistencia a la corrosión gracias a la presencia de níquel, resistencia a altas temperaturas y sobre todo tiene buena soldabilidad. (29)

2.2.9 Motores de combustión interna

Los motores de combustión interna tienen como propósito de brindar trabajo gracias a una energía química que contiene el combustible a partir de la quema u oxidación del combustible y del aire, ambos ingresados al interior del motor.

En el mercado mundial existen distintas variedades de motores de combustión interna, cada uno preparado y diseñado con la potencia necesaria para su actividad requerida y una geometría adecuada para su ambiente. (31)

Aplicación	En automóviles, camiones, locomotoras, avión ligero, marino, sistema de potencia portátil y generación de energía
Diseño básico del motor	Motores reciprocantes (subdivididos por el arreglo de los cilindros: En línea, en V, etc.), motores rotatorios (Wankel y otras geometrías)
Ciclos de funcionamiento	Ciclo de cuatro tiempos: Aspirado naturalmente (admitiendo el aire atmosférico), sobrealimentado (admite previamente comprimida la mezcla fresca) y turbocargado (admitiendo la mezcla fresca comprimida en un compresor conducido por una turbina de extractor), ciclo de dos tiempos: Sobrealimentado y turbocargado
Válvula o diseño del puerto y localización	Válvulas en la cabeza, válvulas debajo de la cabeza, válvulas rotatorias, etc.
Combustible	Gasolina, Diesel, gas natural, gas líquido, alcoholes (metanol, etanol), hidrógeno, combustible dual
Método de preparación de la mezcla	Carburación, inyección del combustible en los puertos, inyección del combustible en el cilindro del motor
Método de encendido	Encendido por chispa, encendido por compresión
Diseño de la cámara de combustión	Cámara abierta, Cámara dividida
Método de control de carga	La estrangulación de la mezcla del flujo del combustible y de aire junto permanece sin cambio, control del flujo del combustible solamente, una combinación de éstos
Método de enfriamiento	Enfriados por agua, enfriados por aire, sin enfriar (por convección y radiación naturales)

Figura 26. Aplicaciones de los tipos de motores de combustión

Fuente: Tomada de «Caracterización de un motor de combustión interna», por IMT, p. 4

2.2.9.1 Motores estacionarios de combustión interna

Son motores cuya finalidad no es desplazarse, sino brindar potencia y movilidad a un sistema fijo o en ciertos casos desplazar a pequeños mecanismos a baja velocidad. Posee un diseño compacto con la finalidad de ser adaptado a cualquier espacio durante un ensamble, existen muchas variedades de potencias de acuerdo a la necesidad de trabajo. (32)

Existen, además, muchas variedades de motores estacionarios. A continuación, se detallarán algunos de los más accesibles en el mercado.

- **Motor estacionario a gasolina**

Son motores que funcionan a gasolina, pueden ser de dos o cuatro tiempos, son empleados para trabajos de pequeña a mediana potencia.

- **Motor estacionario Diesel**

Son motores que por el hecho de funcionar con *Diesel* son mucho más pesados en comparación a los de gasolina, tienen un diseño más robusto y son más económicos, ya que brindan una mejor relación de compresión entre combustible y aire.

- **Motor estacionario pequeño**

Son motores que, gracias a su reducido tamaño, son empleados para el sector agro, pues son de fácil montaje ante un sistema manipulable y desplazable, además de que el nivel de consumo de gasolina es relativamente bajo y la emisión de gases contaminantes es poca.

- **Motor estacionario grandes**

Debido a su tamaño y potencia son empleados para brindar potencia y movilidad a maquinarias industriales de gran tamaño, es un motor con el que se debe tomar ciertas consideraciones antes de poder ensamblar o montar ya que generan muchas emisiones contaminantes, emiten un sonido fuerte y producen vibraciones muy altas.

2.2.10 Suelos agrícolas

El suelo agrícola se caracteriza por la gran composición de materia orgánica debido al alto cuidado y manejo que realizan los agricultores para el buen aprovechamiento y crecimiento de los sembríos.

Según Earth Observing System (33) el suelo es de gran importancia y principal elemento en la agricultura y ganadería, pues depende de los nutrientes que contenga para brindar alimentos saludables tanto a los animales como para los humanos, también menciona que los suelos se dividen en distintos tipos de acuerdo a la necesidad agraria que se requiera, los cuales se detallan a continuación:

Suelo tipo 1: Son aquellos suelos que son aptos para la siembra masiva durante gran parte del año, requieren de poco cuidado, generalmente son suelos con gran área superficial y profunda, con textura franca o limosa.

Suelo tipo 2: Son suelos que siempre están aptos para cultivo forestal y a la vez para el pastoreo, pero requieren de reposo y nutrición para obtener buenos resultados en el cultivo, presentan poca pendiente y generalmente son de arcilla suelta.

Suelo tipo 3: Se conocen como tierras marginadas de uso inadecuado para el sector agropecuario, generalmente son suelos con pendientes o empinados, que no

permite un buen cultivo, y se usa en sembríos de poca recurrencia o para ganar espacios de superficie para el pastoreo.

Suelo tipo 4: Son aquellas tierras que no son aptas para el aprovechamiento agropecuario y forestal, debido al ambiente en que se ubican ya que son inaccesibles para agricultores y ganaderos, presentan propiedades con falta de nutrientes hacia un sembrío, por ello es que son inadecuados para el cultivo.

2.2.10.1 Resistencia del suelo

La resistencia que ofrece un suelo depende directamente de su tipo y del máximo esfuerzo de corte que pueda resistir, el cual está relacionado al esfuerzo normal que se le brinda y a la magnitud de esfuerzo de la superficie. Las curvas de esfuerzo y de corte se muestran en la siguiente figura.

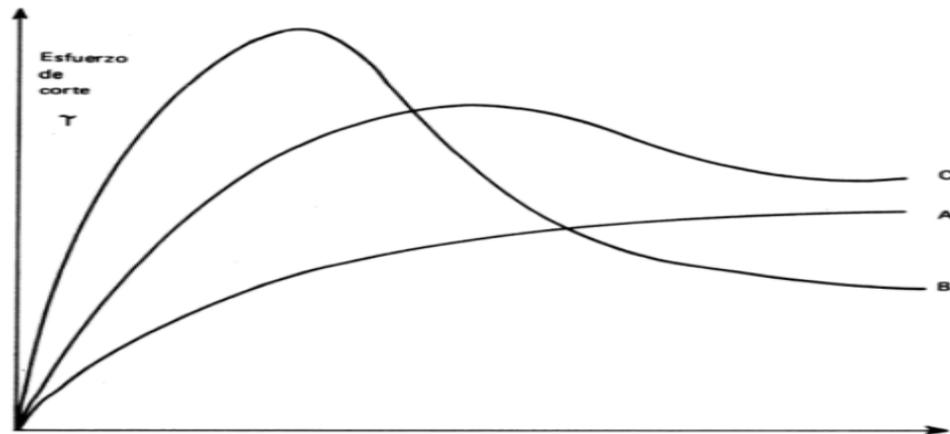


Figura 27. Curva de esfuerzo de corte del suelo

Fuente: Tomada de «Diseño de elementos», por Ashburner, p. 14.

Donde:

- **Curva A:** Se refiere a un tipo de suelo con baja fricción, que podría ser un suelo arenoso, seco o un suelo suelto.
- **Curva B:** Se refiere a un suelo sólido, en condición compacta coherente, por ejemplo, un suelo arcilloso en estado seco sin labranza o arado.
- **Curva C:** Se refiere a un suelo en condiciones intermedias, como ejemplo, un suelo agrícola de textura franca con labranza frecuente.

Para determinar la resistencia que ofrece un determinado tipo de suelo, se calcula con la siguiente ecuación. (33)

(2.2.29)

$$\tau_{max} = C + \sigma \cdot \tan \phi$$

ϕ : Ángulo de fricción de suelo

C: Adhesión

σ : Esfuerzo normal

Donde el esfuerzo normal también se calcula mediante la ecuación:

(2.2.30)

$$\sigma = \gamma \cdot \rho$$

σ : Esfuerzo normal

γ : Peso unitario del suelo

ρ : Profundidad de trabajo

C: Cohesión del suelo

2.3 Definición de términos básicos

- **Allium Sativum**

Nombre científico del ajo que proviene de dos palabras griegas, *Allium* (ardiente) y *sativum* (plantación), plantación de tipo hortícola bianual y con cultivo anual, presentando la mayoría de propiedades beneficiosas en el bulbo compuesto por entre 8 a 14 dientes, dependiendo del tipo de ajo, con pesos que varían entre 80 a 200g. (2)

- **VDI 2225**

La Asociación Alemana de Ingenieros (verein deutscher ingenieure) propone una metodología de diseño que se rige por ciertas fases y etapas, esta se caracteriza porque facilita el estudio de costes, con lo cual se da la valorización a futuras posibles soluciones. Este método es usado por diseñadores con o sin experiencia, también se caracteriza por no ser una norma concretizada, sino que es un conjunto de ideas o metas del diseñador que se enmarcan y dan forma a este método. (35)

- **Diseño**

La palabra diseño es de definición polisémica, pero hablando en lo particular, se refiere a la creación de materiales y objetos bidimensionales hasta tridimensionales, todo a partir de la imaginación con algún objetivo en específico, siguiendo ciertos pasos dados propiamente por el diseñador. (38)

- **Cosechar**

Se define como el acto de recoger, obtener o levantar un resultado o fin de un proceso de trabajo, particularmente en la agricultura se refiere a recoger productos o cultivos en la etapa de maduración aptos para ser comercializados o consumidos.

- **Arar**

Es el acto de remover o descubrir la superficie terrestre, mayormente en trabajos de agricultura se aplica a abrir surcos para sembrar cosechar y regar.

- **Autopropulsada**

Estado de movilidad y desplazamiento autónomo e independiente, generado por una fuerza motriz natural o artificial.

- **Hilera**

Es la formación en línea recta ordenada consecutivamente siguiendo un patrón de separación.

- **AWS**

Organización encargada de formar tecnologías avanzadas en la soldadura (AMERICAN WELDING SOCIETY), la cual ofrece certificaciones en los diferentes tipos de soldaduras existentes actualmente. (27)

- **AISI**

Instituto Americano del Hierro y Acero, organización encargada de clasificar aleaciones de materiales no ferrosos y aceros, con la finalidad de manejar una sola nomenclatura en temas de materiales ya mencionados. (19)

- **Sprocket**

También conocido como Catarina o ruedas de cadenas, se utilizan para transmisiones de potencia por cadenas, suelen ser de acer sometidos a tratamientos térmicos especiales para una mayor dureza y durabilidad. (19)

- **Cohesión**

Se refiere a la unión de las partículas de un suelo que se define como suelo duro, suelo, blando o suelo suelto. Generalmente se considera como la fuerza de atracción que mantiene unidas dos moléculas de un mismo cuerpo.

- **Adhesión**

Se refiere al contacto superficial que presenta el suelo debido a la humedad y partículas de agua. También definido como la fuerza de atracción con la que se mantienen unidas dos sustancias con diferente composición química.

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1 Método de Investigación

El método de enfoque sistémico recomienda ser usado para contextos complejos e innovadores, ya que para llegar a una conclusión final se requiere interactuar con todos los componentes dentro de un sistema, logrando así observar el problema mediante la dinámica de los componentes y los aportes que resultan entre las interacciones de estos en su totalidad. (37)

Para esta investigación se usó el método sistémico, ya que para el diseño de una máquina cosechadora de ajo es necesario conocer cada proceso de cosecha y cómo será el trabajo de cada componente desde la fuente de potencia hasta el almacenamiento del producto, y por último conocer la interacción de los diferentes componentes que funcionan consecutivamente.

3.2 Tipo de investigación

El tipo de investigación que se utiliza es la Investigación tecnológica, ya que inicia investigando el estado de tecnología en la cosecha del ajo, además sobre la dificultad de trabajar en dicho proceso sin un equipo óptimo, con el fin de crear e innovar con una máquina encargada de arar la tierra y extraer los ajos, siendo autopropulsada por el propio agricultor con el objetivo de reducir el tiempo de cosecha y principalmente de facilitar el trabajo; reduciendo así las probabilidades de padecer de enfermedades relacionadas a la mala postura en la agricultura. (35)

3.3 Técnicas e instrumentos para la recolección de datos

3.3.1 Técnicas de recolección de datos

Para la recolección de datos se usó dos técnicas, la técnica documental y la técnica empírica, pues según Espinoza Montes, la técnica documental requiere de artículos, revistas, investigaciones previas y libros que certifiquen algún proceso o

funcionamiento del objeto de estudio, por otra parte, también menciona que la técnica empírica necesita estar en contacto directo con el objeto de estudio, observando la naturalidad y corroborando la teoría. (37)

En el caso de la presente investigación se requiere conocer el proceso de cosecha, entablando una conversación directa con agricultores y comercializadores para conocer el método y tecnología que usan para la cosecha de ajos, también sobre los gastos y precio de venta.

3.4 Metodología aplicada para el desarrollo de la solución

La metodología usada para diseño de la presente investigación es una adaptación de la metodología generalizada de la VDI 2225 (Verein Deutscher Ingenieure), utilizada específicamente para el desarrollo de productos, pero esencialmente para mejorar productos o rediseñarlos considerando puntos técnicos y económicos. (35)

La metodología que se adaptó esencialmente para el desarrollo de una máquina cosechadora de ajo posee cuatro etapas principales, las cuales se dividen en subetapas siguiendo una secuencia jerárquica con la necesidad de no requerir una experiencia en diseño, ya que solo se basa en seguir una idea y buscar ciertos criterios de evaluación que permitan optimizar recursos para después proceder con los cálculos de ciertos componentes y validarlos mediante simulaciones y pruebas realizadas en campo con el prototipo fabricado. En el siguiente gráfico se observa el proceso de la metodología adaptada.

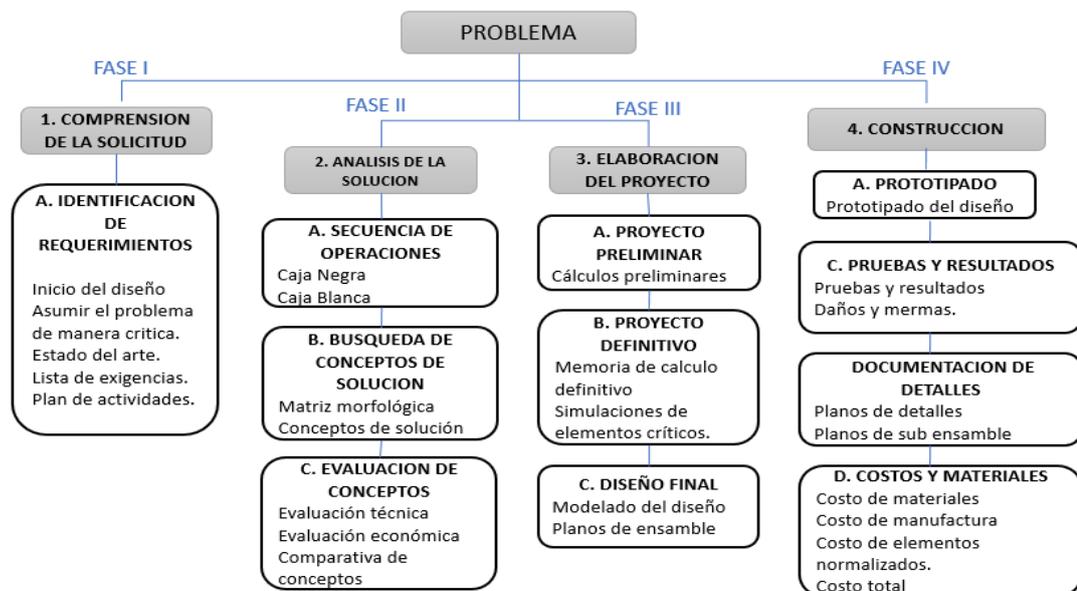


Figura 28. Fases de diseño, Metodología adaptada

3.4.1 FASE I: Comprensión de la solicitud

Es la fase donde se describe y deduce adecuadamente el problema encontrado, comprendido desde el planteamiento de posibles soluciones a la presente problemática hasta culminar en un plan de trabajo durante el desarrollo de la investigación.

A. Identificación de requerimientos

- **Inicio del diseño**

Se inicia mediante el aclaramiento y detalle del problema, realizando las especificaciones y necesidades que exige la población a quien va dirigida la investigación.

- **Asumir el problema en forma crítica**

Parte de tomar en cuenta las afirmaciones negativas, informaciones falsas, retrasos en el plan de trabajo, malinterpretaciones, etc., con la finalidad de evadir efectos legales, técnicos y económicos.

- **Estado del Arte (Tecnología)**

Consiste en indagar cualquier tipo de información que brindará apoyo durante el desarrollo del proyecto, ya sean libros, patentes, revistas, artículos, tesis, etc., relacionados al desarrollo y fabricación de equipos, máquinas o instrumentos para el uso tecnológico.

- **Lista de exigencias**

Se basa en redactar información que será requerida durante el desarrollo del proyecto y ordenarlo en la lista mencionada (Lista de exigencias).

Los requerimientos se obtienen por parte de los clientes, respondiendo preguntas relacionadas a la necesidad que se espera satisfacer con el desarrollo del proyecto, qué características debe poseer y por último saber sus deseos y exigencias acopladas a la máquina, equipo o instrumento.

Tabla 11. Modelo de la lista de exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS		EDICIÓN	Pág. De_
PROYECTO		CLIENTES	Fecha:
Características	Deseo o exigencia	Descripción	Autor:
.	.	.	.
.	.	.	.
.	.	.	.

Fuente: Tomada de Barriga Gamarra, 2016 (34)

- **Plan de desarrollo del proyecto**

Tabla 12. Modelo de plan de actividades

ACTIVIDAD	SEMANAS								TIEMPO
	1	2	3	4	5	
1. Lista de exigencias									
2. Estructura de funciones									
3.									
.....									
TOTAL									

Fuente: Barriga Gamarra, 2016 (34)

3.4.2 FASE II: Análisis de la solución

Fase que permite obtener una idea del producto a través de un bosquejo realizado por el diseñador, con el propósito de determinar la secuencia de trabajo del producto, determinar los materiales a usar y las dimensiones aproximadas. (36)

A. Secuencia De Operaciones

- **Caja negra (Black Box)**

Es una etapa abstracta donde se determina la representación secuencial de la máquina como un orden de funciones, incorporada en una caja negra (Black Box), detallando las magnitudes que ingresarán y saldrán durante la operación del proyecto.

Materia: material, insumos, etc.

Energía: Energía mecánica, energía eléctrica, energía química, etc.

Señales: movimiento, parada, actuadores, control, etc.

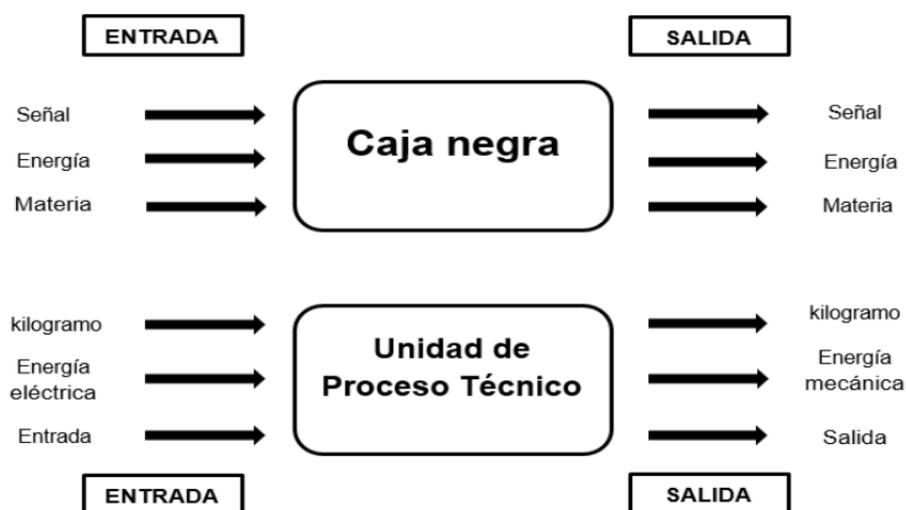


Figura 29. Modelo de la caja negra (Black box).

Fuente: Tomada de Taype, 2015

Concluyendo con el detalle de las funciones esenciales e importantes de la máquina, se procede a mencionar las funciones arbitrarias llamadas también «Caja Blanca», donde se explica las magnitudes de entrada y salida, se representa mediante una serie ordenada de funciones y procesos técnicos secuenciales que se realizan durante el funcionamiento del producto.

- **Estructura y secuencia de operaciones (Caja blanca)**

Es la etapa donde se realiza una secuencia de los procesos principales que se realizará durante la actividad a la que será sometida la máquina. En este punto se detallará cada proceso y se esquematizará señalando el orden y secuencia de operaciones de dichos procesos.

B. Búsqueda de conceptos de solución

- **Matriz Morfológica**

En esta etapa se realiza el diagrama conocido como *Matriz Morfológica* que nos permite representar y detallar una serie de máquinas, instrumentos o procesos que ayudarán a cumplir con cada actividad requerida por la máquina, reuniendo distintas posibles soluciones que cumplirán con las exigencias y magnitudes mencionadas en la Caja Blanca, para finalmente dar elección a solo una solución mediante una evaluación económica y técnica.

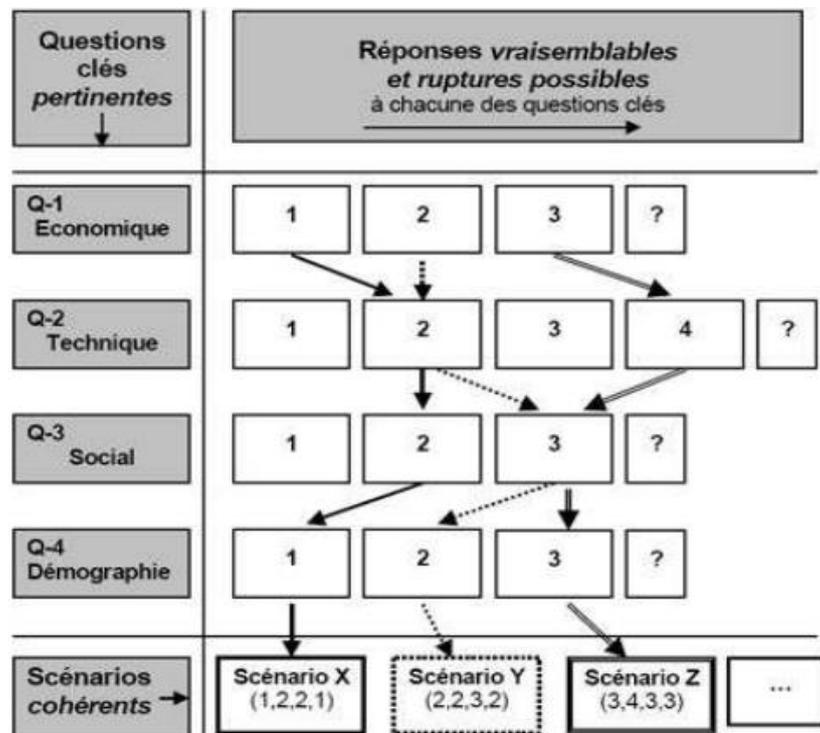


Figura 30: Modelo de matriz morfológica.

Fuente: Tomada de «Análisis morfológico», por Pedro Reyes, 2010, p. 10

- **Conceptos de solución**

El concepto de solución óptima se determina mediante una evaluación técnica y económica de los conceptos de solución que se obtuvo en la matriz morfológica. Después de ello, se evalúan las exigencias por parte de la población, ya mencionada en la lista de exigencias.

C. Evaluación de conceptos

- **Evaluación técnica**

Trata sobre evaluar cada concepto con diferentes ítems, asignando un determinado puntaje de acuerdo al valor que toma cada criterio con respecto al buen desarrollo del proyecto, los criterios más usados son la versatilidad de la máquina, la ergonomía, la calidad de trabajo, el consumo de energía, seguridad, mantenibilidad, etc. Eligiendo el concepto con mayor puntaje.

Tabla 13. Modelo de evaluación técnica

Variantes de concepto/proyecto		Solución 1			Solución 2		Solución 3		Sol. Ideal	
		S 1			S 2		S 3		S ideal	
n.º	Criterios de evaluación	g	p	Gp	p	Gp	p	gp	p	Gp
1									4	
2									4	
3									4	
.
N									4	
PUNTAJE TOTAL										
VALOR TECNICO										

Fuente: Barriga Gamarra, 2016 (34)

- **Evaluación Económica**

Se basa en la evaluación de costos de cada material y equipo al momento de la fabricación, cantidad de componentes, montaje, diseño, fabricación etc.

Tabla 14: Modelo de evaluación económica

Variantes de concepto/proyecto		Solución 1			Solución 2		Solución 3		Sol. Ideal	
		S 1			S 2		S 3		S ideal	
n.º	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	P	gp	p	Gp
1									4	
2									4	
3									4	
.
.
.
N									4	

PUNTAJE TOTAL				
VALOR ECONOMICO				

Fuente: Barriga Gamarra, 2016 (34)

- **Comparación de evaluaciones**

Es el resultado final de las evaluaciones técnicas y económicas de cada concepto de solución. Concluyendo en una solución óptima que cumple con las exigencias requeridas por la población, es necesario explicar la secuencia de operación del concepto elegido para proceder con el desarrollo del proyecto.

- **Selección de la solución óptima**

Es la etapa donde después de comparar las tres soluciones se opta por la más adecuada en cumplir todo lo requerido en la lista de exigencias, a través de un diagrama de globos se determina cuál de las soluciones será la elegida.

- **Detalle de solución óptima**

Después de conocer a detalle el concepto óptimo, se requiere bosquejar el producto para así detallar cada proceso, componente y secuencia de operación de la máquina para posteriormente continuar con las siguientes etapas de cálculo y diseño asistido.

3.4.3 FASE III: Diseño del proyecto

En esta fase, el objetivo principal es enfocarse en el desarrollo del proyecto que se definió anteriormente, se toman las secuencias definidas para su diseño adecuado, para lo cual se divide en dos partes: proyecto preliminar y definitivo.

A. Proyecto preliminar

Es el proceso donde se realiza un bosquejo a mano alzada de la geometría de la solución óptima, optando por dimensiones aproximadas para tomar en cuenta durante el proceso de cálculos. También se deberá de tomar en cuenta ciertas restricciones en cuanto a la manufactura, la accesibilidad de los materiales en el mercado local.

- **Memoria de cálculos preliminares**

Es la etapa donde se realizan ciertos cálculos preliminares que nos dan enfoque hacia la actividad que realizará la máquina, para luego efectuar cálculos de los elementos que conforman la máquina.

B. Proyecto definitivo

- **Memoria de cálculo definitivo**

Después de pasar del proyecto preliminar, se corrobora mediante un análisis de elementos finitos asistido por computadora CAE, para restablecer las dimensiones, materiales óptimos y toleración al momento del montaje.

- **Simulación y análisis de elementos críticos**

Consiste en elaborar una simulación de elementos finitos con ayuda de un SOTWARE CAE para verificar ciertos cálculos realizados con dichos materiales seleccionados con una geometría establecida.

C. Modelo final

- **Modelado del diseño**

Se obtiene el modelo y diseño final del proyecto.

- **Planos de Ensamble**

Etaa donde ya se tiene un diseño asistido por computadora CAD, se detallan todos los planos de los elementos que conforman la máquina, tales como planos de detalle, planos de explosión, planos de despiece, planos de montaje, etc.

3.4.4 FASE IV: Construcción

Es el termino de las fases de la metodología adaptada que consiste en el inicio de la fabricación del prototipo, detallando el proceso de fabricación mediante un diagrama de operaciones DOP y finalizando con el listado de piezas y costo de materiales.

A. Prototipado

Para llegar a una conclusión y ver los resultados de la investigación se requiere construir un prototipo para poner a prueba y validar el estudio. Se construye la máquina usando materiales alternativos, es decir no necesariamente cumplir con los elementos y materiales descritos durante la fase de diseño.

B. Pruebas y resultados

Para validar el correcto funcionamiento y cosecha de ajo por parte de la máquina, se requiere de ciertas pruebas, analizando el funcionamiento de cada mecanismo, corrigiendo fallas o aumentando ciertos criterios de acuerdo a lo requerido.

- **Pruebas**

Se realiza más de una prueba, con el objetivo de corregir ciertas observaciones fuera de lo requerido y mejorando para una próxima prueba.

- **Resultados**

Consiste en la medición, observación y síntesis del trabajo realizado por el prototipo, para finalmente detallar si cumple con los objetivos de la investigación.

- **Daños y mermas**

Son los daños que se producen en cada componente de la máquina y también el daño que provoca la máquina al producto durante su trabajo.

C. Documentación de detalles

- **Planos de detalles**

Es la etapa que consiste en el detalle de todos los componentes que conforman los distintos sistemas de la máquina, mencionando el tipo de material, geometría y ciertos datos de manufactura para su fabricación.

- **Planos de subensamble**

Consiste en detallar la composición de todos los sistemas integrados al proyecto.

D. Costos y materiales

- **Costo y listado de materiales**

Se requiere documentar un listado de materiales que serán usados para la fabricación completa de la máquina, para ello se enumerara un listado de los materiales requeridos y seleccionados, detallando el costo unitario y costo total con el objetivo de obtener un presupuesto de materiales y componentes que serán usados en la fabricación de la máquina.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN

Considerando la metodología adaptada a la presente investigación, se inicia con el proceso de diseño, tomando en cuenta todas las fases y etapas ya detalladas en el Capítulo 3.

4.1 Identificación de requerimientos

4.1.1 Inicio del diseño

En la presente etapa se logró recolectar información referente al cultivo de ajo, principalmente al proceso de cosecha donde se dedujo que la cosecha de ajo influye negativamente a los productores en cuanto a su economía, tiempo y principalmente su salud.

La cosecha de ajo en el valle del Mantaro se realiza de una manera tradicional, contratando mano de obra y maquinaria agrícola, lo cual genera un gasto para los productores por hectárea, detallado en la Tabla 2, además de que siendo una actividad prolongada y cansada produce enfermedades a largo plazo en la columna debido a la mala postura en que se labora durante la cosecha (Enfermedades profesionales en Agricultores) (3), por otro lado, el tiempo en que se demora al arrancar, sacudir y agrupar el producto requiere de varias horas de trabajo detallado en la Tabla 2. Para ello, el inicio del diseño de la máquina tiene como finalidad mejorar todas las problemáticas ya mencionadas, ayudando de manera directa a los productores, comercializadores y consumidores de ajo.

4.1.2 Asumir el problema en forma crítica

Conforme a lo investigado e interrogado a agricultores que se dedican a la producción de ajo, se determinó que la cosecha que se realiza manualmente ante el previo arado de un tractor agrícola, se logra recoger el ajo en un intervalo de 6 a 10

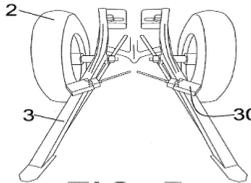
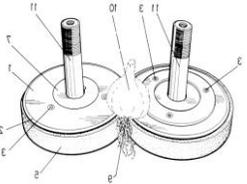
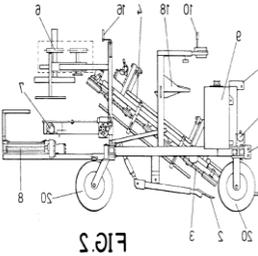
segundos, esto debido a su búsqueda sobre la tierra removida; por otra parte, es necesario contar con la mano de obra de al menos 4 operarios u obreros, dependiendo del tamaño del terreno de sembrío y la cantidad de ajos listo a cosechar. En un aproximado de un jornal cada obrero logra cosechar entre tres a cinco sacos de ajos, equivalente a 180 Kg de producción y aun así logrando cosechar el 90 % de ajo en un lapso de una semana. Hablando en tema de costos, se requiere pagar la mano de obra de los obreros durante el periodo de cosecha, incluyendo el alquiler o consumo de combustible de un tractor agrícola para el arado del terreno. Es por ello que una máquina cosechadora de ajo a pequeña escala se debe implementar para reducir el tiempo de cosecha, además del costo invertido en obreros y otros.

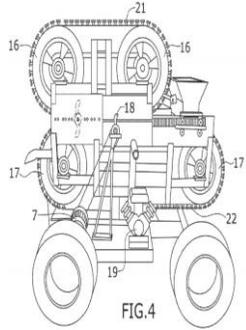
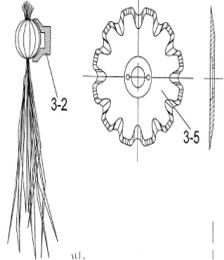
4.1.3 Estado de la Tecnología

También llamado estado del arte, etapa donde la investigación se apoya en tecnologías existentes para los distintos procesos con que trabajará la máquina cosechadora de ajos.

En la siguiente tabla se mencionan investigaciones realizadas involucradas al proceso de producción de ajo.

Tabla 15. Estado de la tecnología

n.º	Descripción	Resumen	Información de apoyo	Gráfico
1.º	<p>Título: Máquina cosechadora de ajos autoguiada</p> <p>Autor: Picazo Tejero, Enrique (Año 2013)</p>	<p>El presente diseño consta de una máquina cosechadora de ajos autoguiada, totalmente autónoma y capaz de adaptarse a distintos tipos de terreno, clima u otros.</p>	<p>Posee un mecanismo de arado o perforación de suelo que consiste en dos pinzas ubicadas en la parte delantera de la máquina las cuales se accionan mediante resorte.</p>	
2.º	<p>Título: Mecanismo de corte de una Máquina herramienta para cortar las raíces de los ajos.</p> <p>Autor: Mira Hernández Francisco (Año 2000)</p>	<p>Se refiere al mecanismo de corte de una máquina herramienta para cortar raíces de ajo, cuya finalidad es seccionar las raíces de los bulbos para que estas se puedan comercializar totalmente limpias.</p>	<p>Entre todos sus mecanismos de sujeción de ajo, se analizó el sistema de transporte mediante correas a través de un par de poleas que giran en sentidos contrarios.</p>	
3.º	<p>Título: máquina arrancadora y atadora de ajo.</p> <p>Autor: Parra Izquierdo Manuel (Año 2000).</p>	<p>El presente invento trata sobre una máquina arrancadora y atadora de ajo, cuyo interés fundamental reside en proporcionar un elemento con el que desarrollar en la misma pasada con la que se desarrolle el picado, arranque y atado de manojos de ajos, reduciendo los tiempos de manipulación de este producto.</p>	<p>La máquina cuenta con un proceso de descarga de ajo que consiste en arrojarlo hacia una banda transportadora que depositará los manojos de ajo a un costado de la hilera ya cosechada.</p>	

4.º	<p>Título: Análisis del método de elementos discretos de las fuerzas de impacto sobre un bulbo de ajo por el rodillo de una cosechadora de ajo (Año 2019)</p>	<p>Consiste en un artículo que analiza las fuerzas de contacto entre los componentes de perforación y sujeción de una cosechadora de ajos durante su operación para posteriormente realizar un análisis de elementos finitos y determinar un material adecuado.</p>	<p>En la investigación resaltan los tipos de suelo aptos para la siembra de ajo en la cual mencionan las características y datos tomados en muestra mediante un estudio geológico.</p>	
5.º	<p>Título: Máquina para retirar el tallo y raíces de la planta de ajo. Autor: Danut Florin Bidirel (Año 2017)</p>	<p>Consiste en una máquina que limpia los ajos una vez se les haya retirado las hojas o la parte final de la planta, consiste en la retirada de raíces o barbas, por un lado, y por otro lado el tallo con la unión del bulbo, realizando las operaciones de manera automatizada y continua, siendo necesaria solamente la alimentación de los ajos hacia una tolva receptora.</p>	<p>La máquina posee un sistema de cadenas de sujeción de los ajos mediante su tallo por donde también los desplaza hasta el lugar de corte de raíces.</p>	
6.º	<p>Título: Sistema automático para el corte de tallos y raíces de cabezas de ajo Autor: Belmonte Fernández, José (Año 2009)</p>	<p>Un sistema que consta de diferentes mecanismos dispuestos en serie, que permite, de forma automática, realizar el corte de tallos y raíces de cabezas de ajo para su posterior envasado ya limpios.</p>	<p>Durante el proceso de alineación de las plantas de ajo, la máquina posee un sistema de limpieza mediante unos engranes giratorios por propia fuerza del desplazamiento de los ajos, los cuales liberan de residuos al bulbo y raíces.</p>	

4.1.4 Lista de Exigencias

Tabla 16. *Lista de exigencias*

Lista de exigencias		UNIVERSIDAD CONTINENTAL	Pág.	½
Diseño y prototipado de una máquina cosechadora de ajo autopropulsada, de una hilera para la variedad <i>chino</i> en el valle del Mantaro		Facultad de ingeniería	Fecha	
		EAP Ingeniería Mecánica	Autor	Aliaga Gonzales Jean Pool
		Área de Diseño y fabricación de maquinaria industrial		
Característica	Deseo o exigencia	Descripción	Responsable	
Función Principal	E	La máquina será capaz de cosechar una cantidad de 220 kg/h como máximo y 180 kg/h como mínimo, manteniendo el ritmo por hilera con la guía de un operario y la propulsión de un motor de combustión estacionario.	Jean Pool Aliaga Gonzales	
Función	D	La máquina dependerá de un operario para poder desplazarse a través de la hilera y realizar la cosecha.	Jean Pool Aliaga Gonzales	
Geometría	E	Las dimensiones de la máquina serán de 1300mm * 450mm* 1500mm.	Jean Pool Aliaga Gonzales	
Función	E	La máquina deberá de cosechar el ajo por sujeción desde su tallo.	Jean Pool Aliaga Gonzales	
Cinemática	D	La recolección de ajo será manual para poder almacenarlo mediante manojos.	Jean Pool Aliaga Gonzales	
Fuerza	E	El mecanismo de arranque deberá de sacar el ajo desde el interior de la tierra.	Jean Pool Aliaga Gonzales	
Fuerza	E	La estructura de la máquina deberá ser lo suficientemente estable para evitar descarrilamiento durante el desplazamiento en la hilera.	Jean Pool Aliaga Gonzales	

Energía	E	La fuente de energía para el funcionamiento de la máquina es suministrada mediante un motor estacionario de combustión.	Jean Pool Aliaga Gonzales
Ergonomía	D	La máquina evitará una mala postura o incomodidad al operario durante su operación.	Jean Pool Aliaga Gonzales
Seguridad	E	La máquina debe contar con un sistema de frenos para cualquier parada de emergencia.	Jean Pool Aliaga Gonzales
Seguridad	E	Los componentes del sistema de transmisión de la máquina deberán de contar con guardas de protección para evitar cualquier accidente.	Jean Pool Aliaga Gonzales
Medio ambiente	E	La máquina no deberá arrojar desperdicios que contaminen el terreno de sembrío.	Jean Pool Aliaga Gonzales
Mantenimiento	D	Los componentes de la máquina deberán ser de fácil desmontaje para una adecuada limpieza y mantenimiento.	Jean Pool Aliaga Gonzales
Mantenimiento	D	La máquina será de fácil transporte sin estar encendida.	Jean Pool Aliaga Gonzales
Mantenimiento	D	La mantenibilidad de la máquina deberá ser sencilla.	Jean Pool Aliaga Gonzales
Fabricación	E	El diseño y selección de componentes de la máquina deberán ser de fácil adquisición en el mercado local.	Jean Pool Aliaga Gonzales
Fabricación	E	Se debe de tomar en cuenta la manufactura local en el caso de diseñar componentes mecánicos para la máquina.	Jean Pool Aliaga Gonzales
Costos	E	Se debe tomar en cuenta la economía de los agricultores para su acceso a la máquina con un costo aproximado de S/. 3500 a S/ 4200 soles.	Jean Pool Aliaga Gonzales

4.1.5 Planificación de desarrollo del proyecto

Tabla 17. Plan de desarrollo de actividades

ORDEN	ACTIVIDAD	SEMANAS																TIEMPO
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
ETAPA I																		4
1.º	Análisis y delimitación del problema	■																1
2.º	Estado del arte	■	■															1
3.º	Lista de exigencias		■															1
4.º	Planificación de actividades para el desarrollo		■															1
ETAPA II Evaluaciones de soluciones																		5
5.º	Caja negra		■															1
6.º	Secuencia de operaciones		■															1
7.º	Matriz morfológica			■														1
8.º	Evaluación técnica y económica			■														1
9.º	Elección de la solución óptima			■														1
ETAPA III Elaboración del proyecto																		13
10.º	Diseño preliminar (bosquejo)				■													1
11.º	Memoria de cálculos de efectividad				■													2
12.º	Simulaciones tentativas					■												1
13.º	Bosquejo definitivo					■												1
14.º	Memoria de cálculo definitivo					■	■											2
15.º	Diseño definitivo asistido por PC						■	■										4
16.º	Análisis de elementos finito							■										1
17.º	Planos de ensamble y despiece								■									1
																		11
18.º	Planos de piezas								■									1
19.º	Plano de despiece									■								1
20.º	Plano de fabricación										■							1
21.º	Elaboración de costos										■	■						1
22.º	Fabricación de la máquina											■	■	■	■			5
23.º	Inspección técnica														■	■		1
24.º	Funcionamiento y pruebas															■	■	1

4.2 Análisis de la solución

4.2.1 Caja negra (black box)

En la caja negra *BLACK BOX*, se detallan los recursos que pasarán en la máquina, de igual manera la transformación de los recursos en la salida de manera precisa.

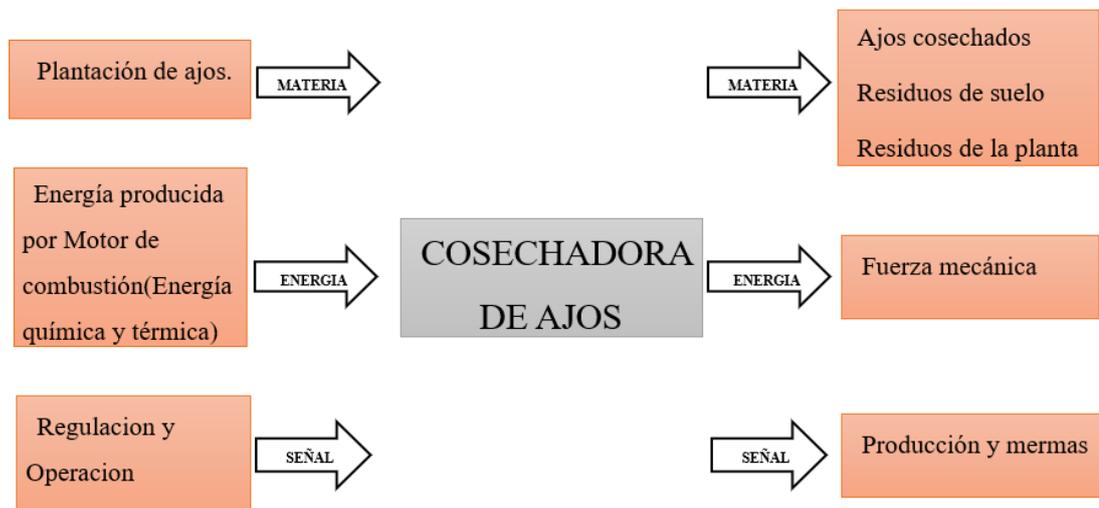


Figura 31. Caja Negra Black Box

Entrada:

- Materia prima: plantación de ajo en hileras, peso unitario de cada ajo 120 gr
- Energía: Corriente eléctrica que proporciona energía a un motor estacionario de combustión interna.
- Señal: pulsación manual para el arranque del motor de combustión, también el sistema de freno.

Salida:

- Materia prima: ajo cosechado, residuos de suelo durante la cosecha, residuos de la plantación en la tolva de acumulación.
- Energía: movimiento de arrancamiento, vibraciones, fuerza mecánica y potencia.
- Señal: puesta en marcha de la máquina, residuos de desgaste provocados por el frenado y restos de la plantación de ajos.

4.2.2 Estructura de funciones

4.2.2.1 Secuencia de operaciones

Los procesos secuenciales para la cosecha de ajo se describen a continuación, tomando en cuenta desde la partida de la máquina hasta el término del trabajo. A continuación, se describen los procesos técnicos.

Procesos técnicos

A. Fuente de energía: En primer lugar, se debe de preparar la fuente de energía de la máquina, asegurándose que se encuentre en un óptimo estado para las horas de trabajo que operará.

B. Encendido: Puesta en marcha del motor y asegurarse de que funcione correctamente, dejar calentar el motor como mínimo un par de minutos para comenzar con el proceso de cosecha.

- Se puede encender mediante llave de contacto.
- Se puede poner en marcha mediante un pulsador eléctrico.
- Se podría encender mediante un jalador de arranque.

C. Regulación: Consiste en revisar la entrada de aire y combustible al acelerar el motor para determinar si será necesario regular el carburador para un óptimo proceso de combustión, evitando el consumo excesivo de combustible.

- Se puede regular de manera manual por el propio operario.

D. Accionamiento: Consiste en accionar ciertos mecanismos que contenga la máquina para comenzar con el funcionamiento de la misma.

- Se puede accionar mediante una palanca que conecta directamente a un embrague por poleas.
- Otra manera de accionar la máquina sería mediante un pedal que acciona a un sistema de aceleración.
- Se podría accionar manualmente desde el manubrio de la máquina.

E. Traslación: Consiste en desplazar la máquina y alinearla a la hilera de sembrío e iniciar con la cosecha del ajo.

- Se puede mover con la guía de un operario, quien se encargará de empujar la máquina acelerando un motor montado a la máquina.
- También se puede mover mediante la guía de un tractor agrícola que servirá como remolque de la máquina durante la cosecha.
- Se puede mover mediante la operación de su propio sistema de traslado, solo necesitará ser conducida mediante un operario.

F. Perforación o arado: Consiste en el arado de la tierra alrededor de la plantación con la finalidad de desenraizar el bulbo de la tierra.

- Se puede perforar mediante discos de arado agrícola.

- Se puede perforar con la ayuda de un tractor agrícola con cuchillas que pasar por la plantación antes que la máquina cosechadora.
- Se puede arar con un sistema de picotas antecediendo el paso de la máquina.

G. Arranque: Consiste en sujetar el ajo y arrancar desde el interior de la tierra, el proceso anterior facilita el trabajo de arranque.

- Se podría arrancar mediante cadenas de sujeción.
- Un sistema de poleas con bandas que serán capaces de arrancar una plantación de ajo.
- El método tradicional que se usa para arrancar ajos es manualmente.

H. Transporte: Proceso que consiste en desplazar el ajo cosechado hacia otro punto donde se recolecte fuera del alcance del paso de los neumáticos y sistemas de perforación.

- Se podría desplazar mediante un sistema de cadenas de sujeción.
- Se puede optar por un sistema de varillas horizontales giratorias.
- Se puede desplazar mediante un sistema de correas.

I. Almacenamiento: Consiste en contener cierta cantidad de ajo cosechado con la finalidad de evitar ser arrollado por la misma máquina durante el paso por la siguiente hilera a cosechar.

- Se puede contener en una tolva de almacenamiento.

J. Retirado o descarga: Consiste en el retiro del ajo ya cosechado en cierto punto de la hilera cosechada para después adjuntarlo con toda la cosecha y prepararlo para su siguiente proceso de secado.

- Puede ser mediante un sistema de bandas que lo arrojarán hacia un costado de la máquina.
- Se puede optar por el retiro de manera manual.
- El ajo puede caer por efectos de la gravedad mediante una resbaladilla inclinada, montada sobre la tolva de acumulación.

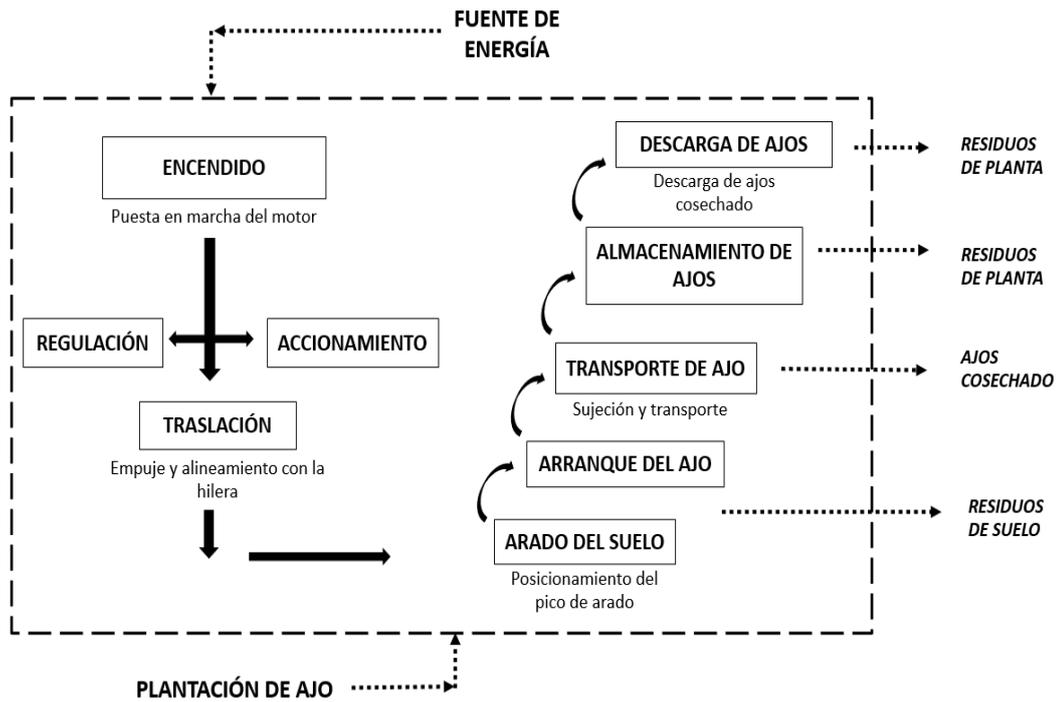


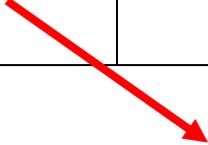
Figura 32. Secuencia de operaciones

4.2.3 Matriz morfológica

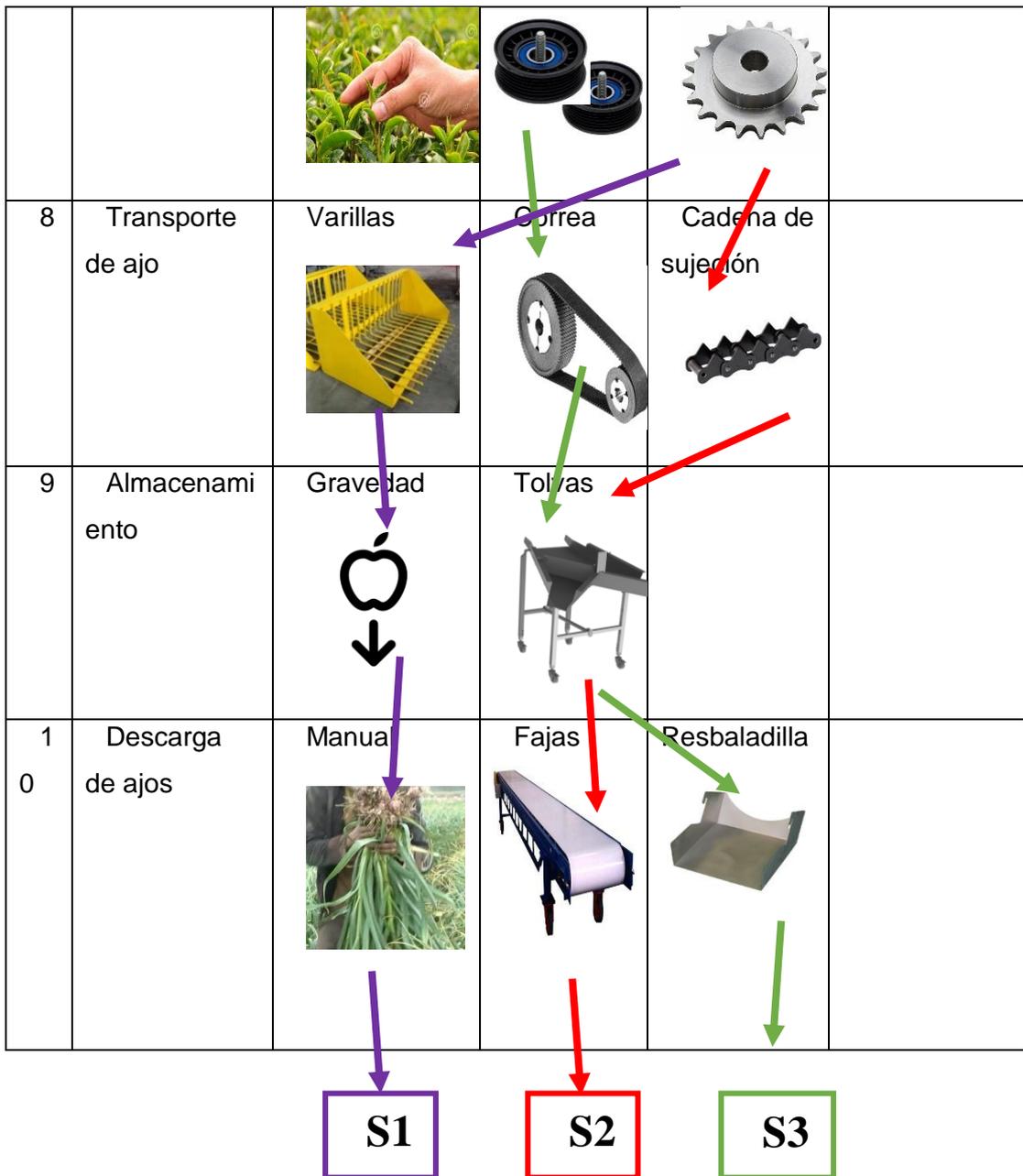
Se presentan las siguientes funciones secuenciales óptimas para la correcta cosecha de ajo.

Tabla 18. Matriz morfológica

Matriz morfológica					
FUNCIONES		Alternativas de solución			
		A	B	C	D
1	Fuente de energía	Motor estacionario de combustión 	Motor diesel 	Guiado 	Motor eléctrico 



2	Encendido	Interrupto 	Jalador de arranque 	Pulsador 	
3	Regulación		Manual 		
4	Accionamiento	Palanca 	Pedal 	Manija 	
5	Traslación	Conducción 	Empuje 	Guiado 	
6	Arado del suelo	Picota 	Cuchilla circular 	Cuchilla punta 	Yunta 
7	Arranque de ajo	Manual	Poleas 	Cadena 	



4.2.4 Conceptos de solución

Según el análisis de la matriz morfológica, se determinó tres posibles soluciones de acuerdo a los requerimientos detallados. Cada concepto posee una particularidad en su mecanismo y funcionamiento con el objetivo de cosechar ajo.

A continuación, se pasará a demostrar los tres conceptos de solución obtenidos en la matriz morfológica para su posterior evaluación y determinación.

A. Solución 1

La propuesta de solución 1 consiste en una máquina guiada y arrastrada por un tractor agrícola, que a su vez le brinda transmisión mediante cardan para el movimiento del mecanismo de arranque, limpieza, transporte y descarga.

Antes de que la máquina pase a recoger el ajo, el tractor agrícola se encarga de arar la superficie del suelo para que el arranque del ajo sea de mayor facilidad y este no sufra daños en el tallo y bulbo. El arranque consiste en un mecanismo de cadena de sujeción, con un giro uniforme que traslada al ajo hacia el extremo izquierdo donde pasa por unos dedos de goma que se encargan de limpiar los residuos de tierra pegados al ajo, y finalmente es almacenado en una rejilla en movimiento que se encarga de alinearlos horizontalmente para después arrojarlos a un costado de la hilera ya cosechada.

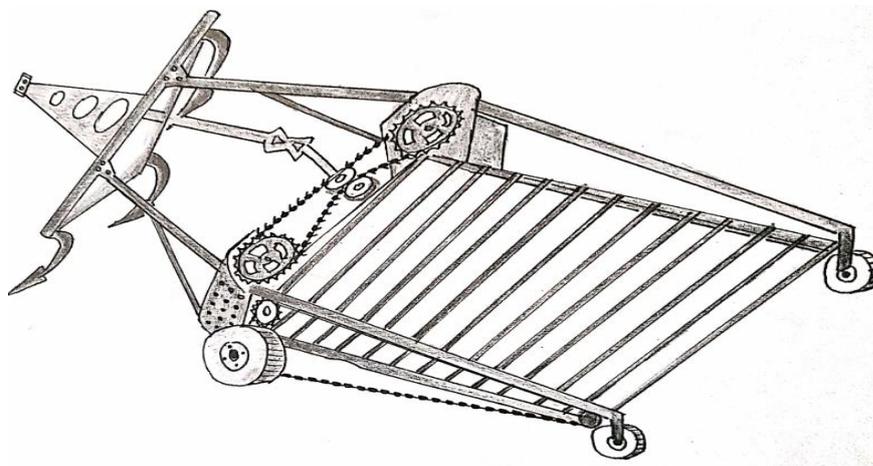


Figura 33. Concepto de Solución 1

B. Solución 2

La propuesta de solución 2 consiste en una máquina de traslado propio, accionado por un motor *Diesel*, pero dependiente de un operario quien será encargado de conducir y guiar mediante todas las hileras de sembrío. El proceso de cosecha inicia desde unas pinzas graduables que se encargan de levantar el suelo en dos hileras y dejar al ajo semi descubierto en su posición natural, para que el proceso de arranque que se ubica unos centímetros detrás de las pinzas, tenga mayor facilidad en arrancarlo mediante dos sistemas de cadenas de sujeción que giran en sentidos contrarios que a su vez trasladan al ajo por su tallo, mientras pasan por unos engranes de plástico que se encargan de sacudir sus residuos. Es trasladado hacia cierta altura donde se le permite caer a una bandeja encargada de posicionarlo horizontalmente y mediante una banda transportadora son arrojados al suelo.

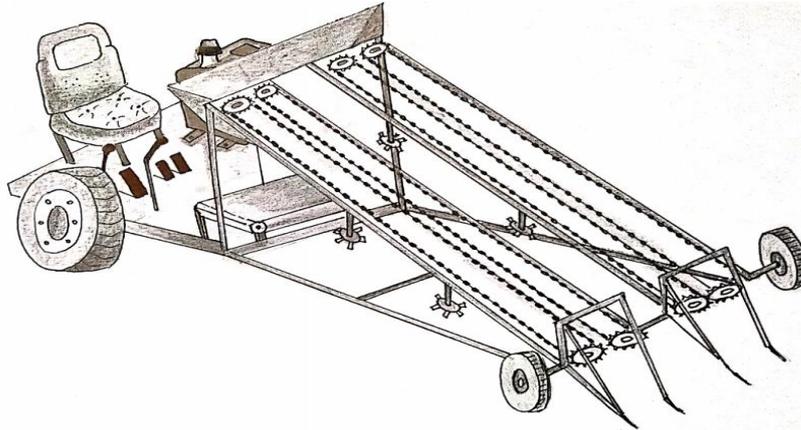


Figura 34. Concepto de solución 2

C. Solución 3

La propuesta de solución 3 consiste en una máquina autopropulsada accionada por un motor de combustión estacionario que necesita de un operario para ser accionada, guiada y trasladada durante la hilera de sembrío. El sistema de cosecha inicia por un par de picos perforadores que se encargan de levantar el suelo donde se asienta el ajo, para posteriormente ser arrancados por un sistema de poleas con bandas de giro contrario que, mediante la sujeción entre ellas, serán capaces de trasladar al ajo por el tallo, para después depositarlos en una bandeja de acumulación donde después de cierto tiempo ya llenado serán arrojados en cualquier punto del terreno de sembrío.

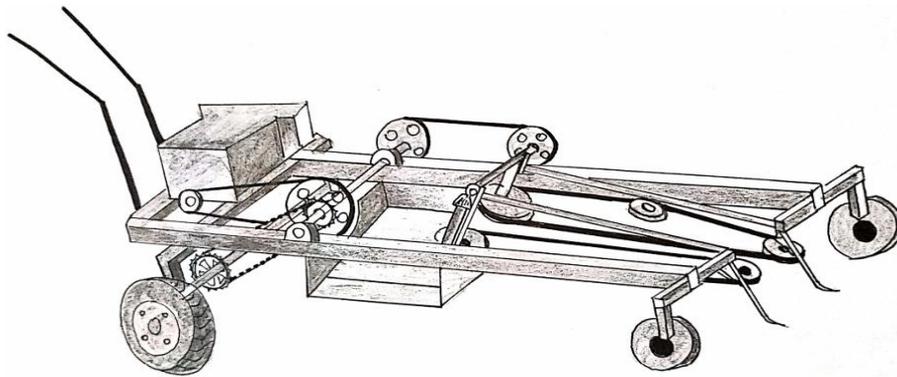


Figura 35. Concepto de solución 3

4.2.5 Evaluación de Conceptos de Solución

Ante la elaboración de un concepto de solución, se obtuvo como posibles soluciones tres conceptos, los cuales serán evaluados y valorados tanto económicamente como técnicamente para verificar la factibilidad de cada uno a continuación:

4.2.5.1 Valorización de lista de exigencias

Las evaluaciones económicas y técnicas se realizan bajo una ponderación señalada por la norma VDI 2225 detallada a continuación:

$$\gamma_1 = \frac{g_1 * p_1 + g_2 * p_2 + \dots + g_n * p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) * P_{idea}}$$

Donde:

P: Puntaje en rango 0 a 4

0 : No satisface, 1 : poco aceptable, 2 : suficiente, 3 : bien, 4 : muy bien (ideal)

G: Peso ponderado en función a la importancia de cada criterio

4.2.5.2 Evaluación de lista de exigencias

Tabla 19. Evaluación de lista de exigencias

CRITERIOS TÉCNICOS Y ECONÓMICOS		SOLUCIONES			
		S 1	S 2	S 3	S IDEAL
1	Eficiencia	3	4	4	4
2	Productividad	3	4	4	4
3	Confiabilidad	3	3	3	4
4	Ergonomía	4	4	4	4
5	Estabilidad	4	4	4	4
6	Maniobrabilidad	3	4	3	4
7	Rapidez	4	3	3	4
8	Transportabilidad	2	3	4	4
9	Fácil acceso de materiales	3	3	3	4
10	Costos de manufactura	3	2	3	4
11	Mantenibilidad	3	2	4	4
12	Cantidad de operarios	4	4	4	4
13	Fácil ensamblaje	3	3	4	4
14	Cantidad de piezas	3	3	3	4
15	Seguridad	3	3	4	4
16	Costo de operación	2	3	4	4
Total		50	52	58	64
Evaluación (%)		78.125	81.25	90.625	100%

4.2.5.3 Evaluación técnica

Tabla 20: Evaluación técnica

VARIANTES DE SOLUCIÓN		SOL 1			SOL 2		SOL 3		SOL IDEAL	
		S 1			S 2		S 3		S ideal	
n.º	CRITERIOS DE EVALUACIÓN	g	p	gp	p	Gp	p	gp	p	gp
1.º	Rapidez de desplazamiento	7	4	28	3	21	2	14	4	28
2.º	Profundidad de perforación	6	4	24	3	18	3	18	4	24
3.º	Rapidez de arranque	7	4	28	2	14	2	14	4	28
4.º	Complejidad de diseño	9	2	18	3	27	4	36	4	36
5.º	Complejidad de fabricación	8	2	16	2	16	3	24	4	32
6.º	Ensamblaje	8	3	24	2	16	3	24	4	32
7.º	Transporte	6	1	6	2	12	4	24	4	24
8.º	Operación	8	3	24	4	32	4	32	4	32
9.º	Ergonomía	6	4	24	4	24	3	18	4	24
10.º	Mantenibilidad	7	3	21	2	14	3	21	4	28
11.º	Seguridad	8	2	16	2	16	3	24	4	32
12.º	Calidad	10	3	30	4	40	4	40	4	40
PUNTAJE TOTAL		259			250		289		360	
VALOR TÉCNICO		71.94 %			69.44 %		80.278 %		100 %	

4.2.5.4 Evaluación económica

Tabla 21. Evaluación económica

VARIANTES DE SOLUCIÓN		SOL 1			SOL 2		SOL 3		SOL IDEAL	
		S 1			S 2		S 3		S ideal	
n.º	CRITERIOS DE EVALUACIÓN	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1.º	Costo de materiales	8	4	32	3	24	3	24	4	32
2.º	Costo de fabricación	7	3	21	3	21	3	21	4	28
3.º	Costo de ensamblaje	6	3	18	3	18	4	24	4	24

4.º	Costo de mantenimiento	8	3	24	3	24	4	32	4	32	
5.º	Costo de funcionamiento	7	2	14	2	14	4	28	4	28	
6.º	Costo en operario	6	3	18	4	24	4	24	4	24	
PUNTAJE TOTAL		127			119			153			168
VALOR TÉCNICO		75.595 %			70.83 %			91.071 %			100 %

4.2.5.5 Comparación de resultados evaluados

Tabla 22. Comparación de Evaluación Técnico - Económica

	Eje (X)	EJE (Y)
	Evaluación técnica	Evaluación económica
Solución 1	71.94 %	75.595 %
Solución 2	69.44 %	70.83 %
Solución 3	80.278 %	91.071 %

4.2.5.6 Selección de solución óptima

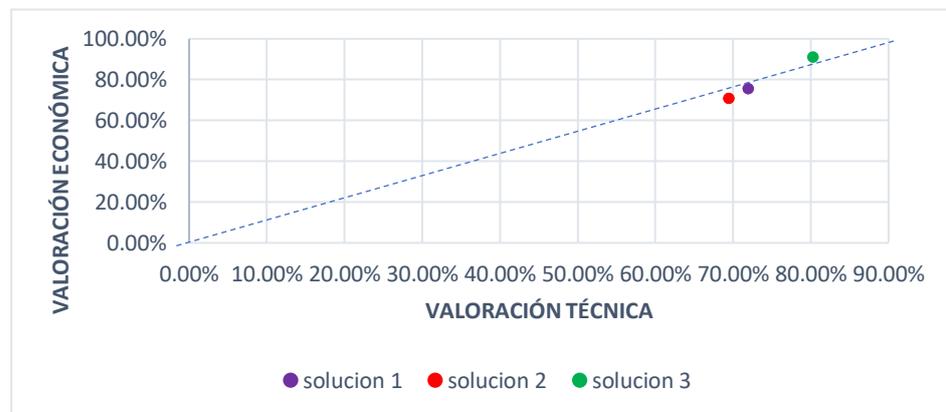


Figura 36. Dispersión lineal para elección de solución óptima

En la figura se puede observar las valoraciones económicas y técnicas de los conceptos de solución previamente detallados en la matriz morfológica. Según el gráfico, el concepto de solución número 3 presenta una mayor valoración tanto técnica como económica en comparación con los otros dos conceptos de solución evaluados. Se determina que la solución número 3 sería la más óptima, ya que será la que mejor cumple con los requerimientos descritos en la lista de exigencias.

4.2.5.7 Detalle de la solución óptima

A continuación, se presenta la esquematización del proceso de actividades de la solución óptima, mostrando la posición de los sistemas integrados que actuarán en conjunto para lograr una adecuada cosecha de ajos, ciertas actividades ya fueron detalladas en la secuencia de operaciones (caja blanca).

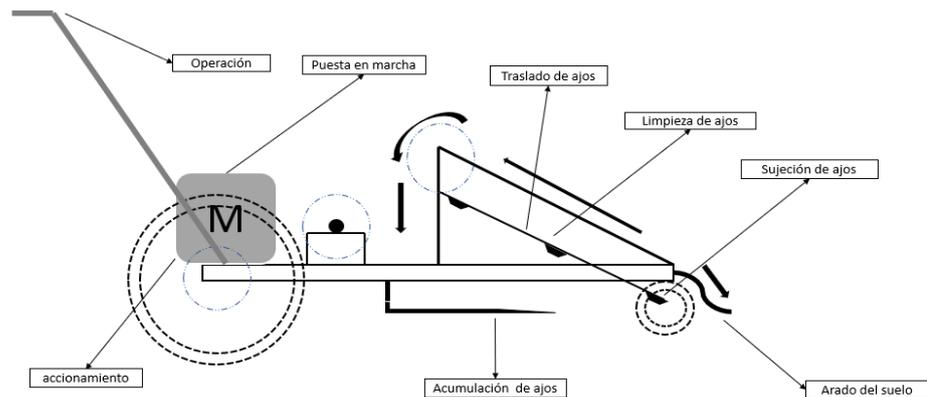


Figura 37. Detalle de la solución óptima

El proceso de funcionamiento de la máquina para la cosecha de ajos inicia con la preparación del proyecto, verificando el buen estado de los sistemas que lo componen, para luego pasar al encendido del motor de combustión, regulando la entrada de aire y gasolina por medio del carburador, luego de que el motor este en buena aclimatación, se accionará el embrague que conectará con el sistema de arrastre de la máquina quien permitirá el desplazamiento de esta. Según el operario que guíe la máquina hacia la hilera de cosecha, colocará las pinzas de guía a nivel de la plantación de ajo para perforar el suelo, seguidamente las poleas de giro contrario que se ubican detrás de las pinzas se encargarán del proceso de arrancamiento y transporte, donde los ajos serán desplazados de manera vertical hacia una tolva de acumulación siendo sujetadas del tallo por presión entre bandas. Al llegar a la parte final de las correas transportadoras, el ajo caerá sobre una tolva donde se acumulará cierta cantidad de producto cosechado para ser retirado manualmente en cualquier punto del terreno de sembrío.

4.3 Diseño del proyecto

Esta parte de la investigación corresponde a la FASE III que consiste en la elaboración del proyecto, iniciando con un bosquejo elegido ante una matriz morfológica presentado a continuación:

4.3.1 Proyecto preliminar

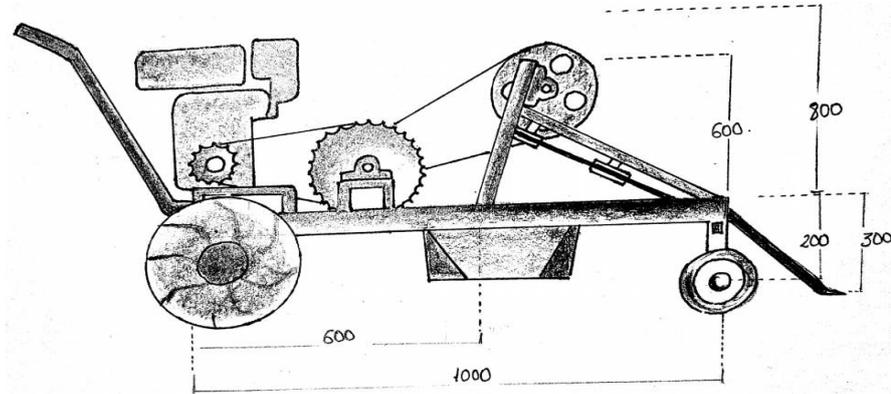


Figura 38. Vista lateral del bosquejo de la máquina cosechadora de ajo

En la figura se muestra el bosquejo en posición lateral de la máquina con una geometría aproximada que se deberá tomar en cuenta para el diseño, deberá tener un largo mínimo de 1000 mm, la altura del pico perforador hacia la superficie debe tener un aproximado de 300 mm y la altura total de la máquina, incluyendo los manubrios deberá ser de 1000 mm aproximadamente.

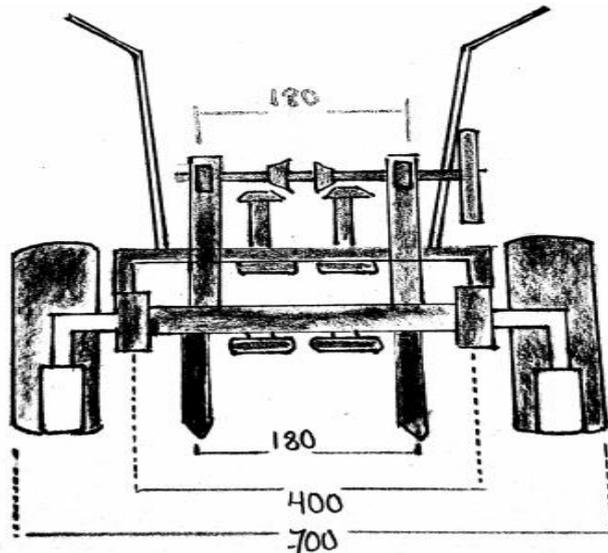


Figura 39. Vista frontal del bosquejo de la máquina cosechadora de ajo

En la Figura 39, se muestra el bosquejo de vista frontal de la máquina, donde se visualiza el ancho de separación entre neumáticos traseros y delanteros, la distancia

de separación del sistema de guía deberá comprender entre 160 mm a 180 mm, tomando en cuenta la anchura de una hilera de sembrío de ajo, la viga principal de la estructura estará ubicadas a una distancia aproximada de 400 mm entre sí.

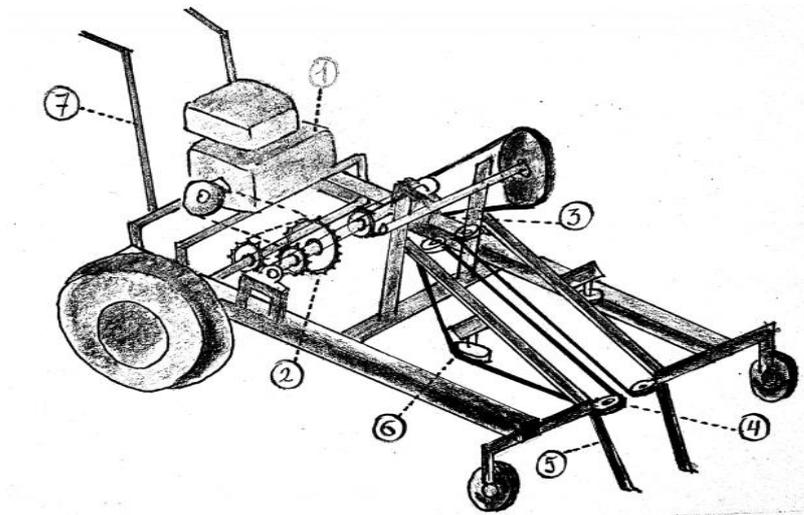


Figura 40. Vista isométrica del bosquejo de la máquina cosechadora de ajo

En la Figura 40, se muestra el bosquejo de vista isométrica de la máquina, donde se enumera los sistemas y artes principales que contendrá el diseño, mencionados a continuación:

- 1- Motor estacionario a gasolina
- 2- Sistema de transmisión principal
- 3- Sistema de transición para el movimiento del mecanismo de cosecha
- 4- Sistema de arranque
- 5- Sistema de guía
- 6- Tensores de correa
- 7- Manubrios

4.3.1.1 Cálculos previos y experimentales

Esta parte de la investigación corresponde a cálculos previos que darán inicio a la memoria de cálculo y selección de los elementos que componen la máquina.

A) Transporte de ajo por bandas

Se considera la distancia de separación entre plantaciones con un valor máximo de 0.15 m (Ver Anexo 19) y la longitud en ida de la correa transportadora de 0.4 m (Ver Figura 41).

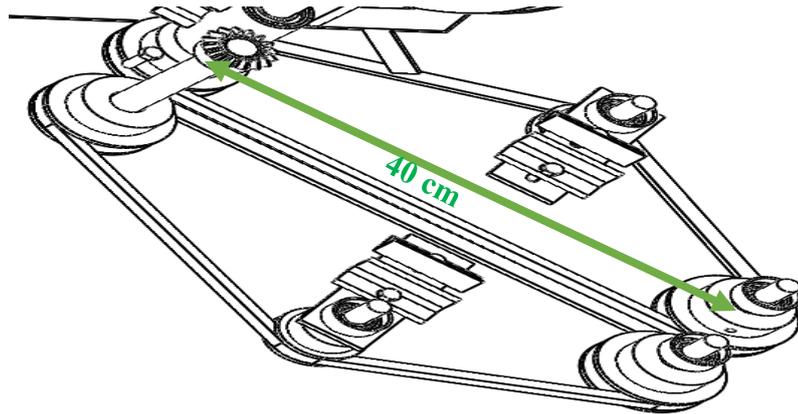


Figura 41. Distancia de la banda de transporte

- **Cálculo de la velocidad de arrancamiento**

La velocidad de arrancamiento de ajo será constante, debido a que será manipulada y propulsada por un operario a un ritmo de 3km/h como máximo de acuerdo a la velocidad promedio de caminata de una persona, además se le considera entre 1.5 a 2.5 segundos el tiempo de llegada de una plantación a la siguiente, como la máquina trabajará a una velocidad constante se determina mediante la siguiente ecuación.

$$D = v * t \tag{4.3.1}$$

Distancia (m)

Velocidad ($\frac{m}{s}$)

Tiempo (s)

$$Velocidad\ rápida = \frac{0,15\ m}{1.5\ s} = 0.1\ \frac{m}{s}$$

$$Velocidad\ lenta = \frac{0,15\ m}{2.5s} = 0.06\ \frac{m}{s}$$

La cual resulta en promedio una velocidad de 0.08 m/s, velocidad cómoda sin esforzar al operario para caminar junto a la máquina mientras se cosecha el ajo.

- **Abastecimiento de bulbos de ajo arrancados**

Dividiendo en tiempos de cosecha por cada plantación de ajos, se determinará cuantos ajos por minuto será capaz de cosechar la máquina a la velocidad que se desplaza junto al operario:

$$T_1 = 1.5 \text{ s}$$

$$T_2 = 2.5 \text{ s}$$

$$\frac{1 \text{ ajo}}{1.5 \text{ seg}} = \frac{60 \text{ s}}{1.5} = 40 \text{ ajos } \times \text{ minuto} \rightarrow 2400 \text{ ajos/hora}$$

$$\frac{1 \text{ ajo}}{2.5 \text{ seg}} = \frac{60 \text{ s}}{0.25 \text{ s}} = 24 \text{ ajos } \times \text{ minuto} \rightarrow 1440 \text{ ajos/hora}$$

Se concluye que a un ritmo de cosecha con tiempos de llegada entre plantaciones de 1.5 seg y 2.5 seg la máquina es capaz de cosechar 2400 ajos/h y 1440 ajos/h, respectivamente.

- **Calculando la capacidad de arranque en velocidad rápida y lenta**

Para el cálculo se considera el peso máximo de un ajo recién cosechado, según el artículo «Post recolección de hortalizas» (2), el peso de un ajo es de 70g a 140g, considerándose el peso máximo para mayor confiabilidad.

*Capacidad con velocidad rápida: 2400 ajos/h * 0,14 kg*

$$\text{Capacidad máxima} = 336 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

*Capacidad con velocidad lenta: 1440 ajos/h * 0,14 Kg*

$$\text{Capacidad lenta} = 201.6 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

- **Cálculo del peso máximo a transportar**

Considerando que la distancia de separación entre centros de las poleas conductoras de la correa que transportará el ajo es de 400 mm (Ver Figura 41), se divide entre la distancia de separación entre plantaciones de ajos (15 cm) especificada en el Anexo 19, para determinar la cantidad máxima de ajos que trasladará el sistema de arranque.

Dividiendo:

L_c : Longitud en ida de la correa de transporte (m)

D_s : Distancia de separación entre plantaciones (m)

$$\text{cantidad de ajos} = \frac{L_c}{D_s}$$

$$\text{cantidad de ajos} = \frac{0.4}{0.15}$$

cantidad de ajos = 2.67

Se considera como número entero a 3 ajos cosechados como máximo durante su desplazamiento en el mecanismo de arranque.

Para determinar el peso máximo que soportará el mecanismo de arranque se multiplica el peso de cada ajo por la cantidad de ajos que estarán sujetos por el mecanismo durante la cosecha.

$$W_{total} = 3 * W_{ajos}$$

$$W_{total} = 3 * 0.14 \text{ kg}$$

$$W_{total} = 0.42 \text{ Kgf}$$

Se concluye que el mecanismo de cosecha de ajo soportará un peso máximo de 0.42 Kgf al mismo instante cuando se desplacen los ajos.

- **Cálculo de la fuerza ideal de transporte**

Para determinar la fuerza ideal de transporte se considera los siguientes parámetros:

W total: 0.42 Kgf

U_k : Coeficiente de fricción acero/acero (Anexo 1)

F_s : Factor de seguridad sin intervención directa de mano de obra

$$F_{trans} = W_{total} * U_k * F_s * (N) \quad (4.3.2)$$

$$F_{trans} = 0.42 \text{ kgf} * \frac{9.81N}{1Kgf} / 0.57 * 1$$

$$F_{trans} = 7.22 \text{ N}$$

- **Cálculo de potencia teórica de desplazamiento de ajo**

Durante el funcionamiento de la máquina se producirá interacción y rozamiento entre los componentes que conforman los distintos sistemas tales como engranajes, chumaceras, rodamientos, poleas y ejes; por lo tanto, se requiere de ciertos datos calculados anteriormente y las eficiencias de ciertos componentes ya mencionados para ser reemplazados en la siguiente fórmula:

Pot = Potencia (w)

Fs = Factor servicio

$$n_T = \text{Eficiencia total} = n_L * n_6$$

- **Transmisión externa**

$$n_{cadena} = 90\%$$

$$n_{chumacera} = 98\%$$

$$n_g(\text{Caja escuadra por engranajes}) = 75\%$$

$$Pot = \frac{W}{t} = F * V = \frac{F * V}{n_T} \quad (4.3.3)$$

$$Pot = \frac{7.22N * 1.15 \text{ m/s}}{0.9 * 0.98 * 0.75}$$

$$Pot = 12.55 \text{ Watts}$$

$$Pot = 0.01 \text{ HP}$$

4.3.2 Proyecto definitivo

Según lo detallado en la Figura 37, la máquina funcionará secuencialmente mediante distintos sistemas, transmitiendo potencia y movimiento. Para ello se realizará la memoria de cálculo acorde a la geometría especificada en las Figuras 37,38 y 39, también la selección de componentes normalizados que actuarán en los sistemas.

4.3.2.1 Diseño y cálculo del sistema de traslación

- **Traslación mediante neumáticos**

Para el correcto cálculo de las fuerzas sometidas en el neumático de traslación se requiere de los pesos aproximados de los distintos sistemas que actuarán en la máquina, para ello se diseñó algunos componentes de los diferentes sistemas que contendrá la máquina, y verificar el peso aproximado, otros fueron tomados de fichas técnicas como por ejemplo las chumaceras, catarinas, poleas y el motor estacionario.

- Peso del motor (23 Kg)
- Sistema de transmisión principal (3 Kg)
- Sistema eje 2 (3.5 Kg)
- Sistema eje 3 (2 Kg)
- Eje traslación (3 Kg)
- Sistema de arranque de ajos (5 Kg)
- Estructura (21 Kg)

- Otros componentes (7 Kg)
- $Total = 60,5 \text{ Kg}$

Wt: peso total de la máquina 60.5 Kgf

$\mu_T = \text{coeficiente de fricción con tierra arada (0,6)}$ **(Anexo 2)**

N: Eficiencia del motor estacionario **(Anexo 5)**

R: Diámetro del neumático **(Anexo 4)**

$$F = \mu_T * W \quad (4.3.4)$$

- **Despejando la fórmula anterior**

$$F = \mu_T * m * a \quad (4.3.5)$$

$$F = (0,6)(60,5 \text{ Kg}) \left(\frac{9,81 \text{ m/s}^2}{4} \right)$$

$$F = 89,025 \text{ N en cada rueda}$$

$$F = 178,05 \text{ N en las dos ruedas traseras}$$

- **Hallando pérdida por rodaduras (F_r)**

$$F_r = \mu_T * F \quad (4.3.6)$$

$$F_r = 0,15 * 178,05 \text{ N}$$

$$F_r = 26,71 \text{ N}$$

- **Fuerza ideal motriz**

Para el cálculo de la fuerza ideal motriz se requiere de la relación de rpm del motor y de los neumáticos (Ver Figura 41), para ello se tomará como referencia la ficha técnica de un motor estacionario de 5.5 HP de potencia (Ver Anexo 5), en la cual se toma el valor de la velocidad angular de salida 2500 rpm y el torque máximo de 12.4 N.m.

Determinar el torque equivalente necesario se realiza mediante la siguiente fórmula

$$P_{ot} = \frac{T * RPM}{7120.91} \quad (4.3.7)$$

$$5.5 \text{ HP} = \frac{T * 2500}{7120.91}$$

$$T = 15.6 \text{ N.m}$$

- **Cálculo del torque real motriz:**

$$T_{real} = T * n \quad (4.3.8)$$

$$T_{r \text{ real}} = 15.6 \text{ N.m.} (0,65)$$

$$T_{r \text{ real}} = 10.14 \text{ N.m.}$$

- **Torque mediante un factor de diseño**

Según el libro de «Diseño en ingeniería mecánica» se le considera un factor de diseño para motores de combustión de 1.4.

$$T_d = T_{r \text{ real}} * Fd \quad (4.3.9)$$

$$T_d = 10.14 * 1.4$$

$$T_d = 14.2 \text{ N.m}$$

- **Cálculo del torque ideal de tiro en el eje principal**

$$T_{ideal} = T_d * r \quad (4.3.10)$$

$$T_{ideal} = 14.2 * 5.18$$

$$T_{ideal} = 73.55 \text{ N.m}$$

- **Cálculo del torque ideal en el eje de neumáticos**

EL valor del torque real se considera como 90.65 N.m el cual es el torque brindado por el motor en eje de transmisión principal.

$$T_n = T_r * r \quad (4.3.11)$$

$$T_n = 90.65 * 5.18$$

$$T_n = 380.9 \text{ N.m}$$

- **Fuerza ideal de tiro:**

$$F = \frac{T_n}{R} \quad (4.3.12)$$

$$F = \frac{380.9 \text{ N.m.}}{0.25 \text{ m}}$$

$$F = 1523.6 \text{ N}$$

- **Fuerza real de tiro:**

$$F_T = F - F_R \quad (4.3.13)$$

$$F_T = 1523.6 - 26,71 \text{ N}$$

$$F_T = 1496.9 \text{ N}$$

- **Resumen**

La fuerza que transmite el motor a la máquina, directamente al eje del sistema de desplazamiento, se calculó usando datos del peso de la máquina, obteniendo resultados de una fuerza de tiro de 1496.9 N. Además de una fuerza ideal que transmite el motor sobre las dos ruedas traseras que se encargan de desplazar a la máquina durante el proceso de cosecha, dividiendo entre dos se tiene que cada rueda proporciona una fuerza de tiro de 748.4 N sobre la superficie.

A) Diseño y selección de cadenas

Para el cálculo y selección de cadenas de transmisión se toman parámetros previamente calculados, también se considera que la máquina deberá avanzar a una velocidad aproximada de 4Km/h, óptima para el operario con unos neumáticos de radio 0.25m, es decir la velocidad máxima de giro de los neumáticos deberá ser de un valor entre 80 a 90 rpm.

$$P_{\text{corregida}} = 4,5816 \text{ HP}$$

motor – gasolina

La velocidad requerida en el eje principal es de 480 rpm y la velocidad de salida en el eje de los neumáticos, de 90 rpm como máximo.

$$Rpm_{\text{entrada}} = 480 \text{ rpm} \quad (\text{Velocidad requerida disminuida en el eje de transmisión principal})$$

$Rpm_{salida} = 80 - 90 \text{ rpm}$ (Velocidad requerida para desplazamiento de la máquina)

Para el diseño y selección de cadenas, se considera el factor de servicio mediante la tabla del Anexo 6, especificando un choque moderado y el uso de un motor de combustión interna.

$$F_s = (1,4) \quad (\text{Anexo 6})$$

- **Potencia de diseño**

$$P_D = F_s * P_n \quad (\text{Ec 2.2.9})$$

$$P_D = (1,4) * (5.5)HP$$

$$P_D = 6,6 \text{ HP}$$

- **Relación de velocidad**

La relación de velocidades de entrada y de salida servirá para el cálculo aproximado de dientes de la catarina impulsados sobre el eje de los neumáticos y se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$R = \frac{n1}{n2} \quad (4.3.14)$$

$$R = \frac{480 \text{ rpm}}{90 \text{ rpm}} = 5.33$$

- **Selección de la cadena**

Se considera que el motor de 5.5 HP brinda una velocidad de salida de 2500 RPM como máximo y la velocidad de llegada al eje de transmisión principal es de 482 RPM, por lo tanto, se procede a elegir el paso de la cadena y número de dientes de la Catarina impulsora a la potencia con que trabaja el motor según la tabla del Anexo 6. Se elige una cadena simple de rodillos N.º 40 con paso de 0.5 pulgadas, se requiere que la velocidad transmitida hacia la de traslación sea de 90 RPM, por lo cual se determinó que se elegirá una catarina de 57 dientes con una cadena n.º 40 de 0.5 pulgadas, que según la tabla del Anexo 7, proporciona una potencia de 2.85 a 2500RPM.

- **Cálculo de numero dientes de la catarina impulsada**

De acuerdo a la selección del piño que se ubicará sobre el eje principal, se desea una velocidad aproximada de 90 rpm sobre el eje de los

neumáticos. Para ello, se calcula el número de dientes de la catrina impulsada con la siguiente ecuación:

$$N_2 = N_1 * (R) \quad (4.3.15)$$

$$N_2 = N_1 * (R)$$

$$N_2 = 11 * (5.33)$$

$$N_2 = 58.63$$

Se considera que la catarina tiene que ser de fácil acceso en el mercado local, para ello se opta por una catarina de 57 dientes.

- **Velocidad de salida esperada n_2**

$$n_2 = n_1 \left(\frac{N_1}{N_2} \right) \quad (4.3.16)$$

$$n_2 = n_1 \left(\frac{N_1}{N_2} \right) = 480 \left(\frac{11}{57} \right)$$

$n_2 = 92.63 \text{ rpm} \rightarrow$ *Aceptable* a la velocidad requerida para el buen manejo del operario.

- **Cálculo de diámetros de paso: catarinas**

$$D_1 = \frac{\rho}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{N_1} \right)} \quad (4.3.17)$$

$$D_1 = \frac{0,5 \text{ pul}}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{11} \right)}$$

$$D_1 = 2,66 \text{ pul}$$

$$D_2 = \frac{\rho}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{N_2} \right)} = \frac{0,5 \text{ pul}}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{57} \right)}$$

$$D_2 = 13.61 \text{ pul}$$

- **Distancia nominal entre centros**

De acuerdo al diseño realizado en software, se determina que $C = 300$ mm equivalente a 22 pasos.

- **Longitud necesaria en pasos**

$$L = 2C + \frac{N_1 + N_2}{2} + \left(\frac{N_2 - N_1}{4\pi^2 * C} \right)^2 \quad (\text{Ec 2.2.7})$$

$$L = 2(22) + \frac{11 + 57}{2} + \left(\frac{57 - 11}{4\pi^2 * 22} \right)^2$$

$$L = 78 \text{ pasos}$$

- **Distancia teórica entre centros**

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_1 + N_2}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N_1 + N_2}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad (\text{Ec 2.2.6})$$

$$C = \frac{1}{4} \left[78 - \frac{57 + 11}{2} + \sqrt{\left[78 - \frac{57 + 11}{2} \right]^2 - \frac{8(57 - 11)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = 20.7 (0,5 \text{ pul}) \rightarrow 10.35 \text{ pulg}$$

- **Ángulos de contacto**

Catarina pequeña:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 * \text{sen}^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right] \quad (\text{Ec 2.2.4})$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 * \text{sen}^{-1} \left[\frac{13.61 - 2,66}{2 * 15.5} \right] = 138.6^\circ$$

Catarina grande:

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 * \text{sen}^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right] \quad (\text{Ec 2.2.5})$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 * \text{sen}^{-1} \left[\frac{13.61 - 2,66}{2 * 15.5} \right] = 221.4^\circ$$

- **Resumen de diseño**

Para la relación de velocidades y torque proporcionado a la máquina, se seleccionaron los siguientes elementos de transmisión.

- ✓ Cadena número 40, ½ pulg paso
- ✓ Longitud = 78 pasos; 39 pulg
- ✓ Distancia centros = 10.35 pulg máxima
- ✓ Catarina = simple número 40, ½ paso
- ✓ Pequeña: 11 dientes, D=2,66 pulg
- ✓ Grande: 57 dientes, D=13.61 pulg

- **Cálculo del ángulo de inclinación de la cadena**

Según el libro de «Diseño en ingeniería mecánica» (18), para calcular el ángulo entre catarina y cadena, se usa la siguiente ecuación:

$$\theta = \sin^{-1}\left(\frac{R-r}{C}\right) \quad (4.3.18)$$

Donde:

R : Radio de la Catarina mayor (170 mm) (Cálculo p. 114)

r : Radio de la Catarina menor (30 mm) (Cálculo p. 114)

$$\theta = \sin^{-1}\left(\frac{170 - 30}{260}\right)$$

$$\theta = 32^\circ$$

B) Diseño del eje del sistema de traslación

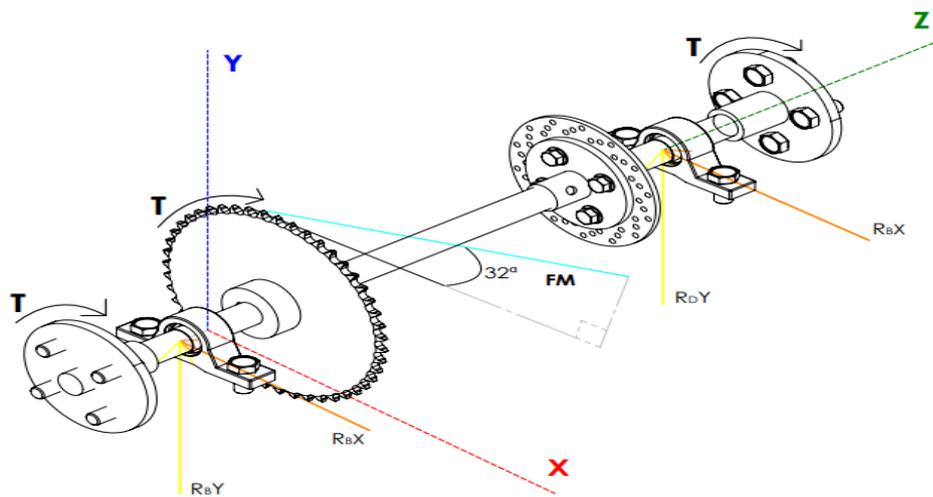


Figura 42. Representación gráfica del eje 1 del sistema de traslación

Para el cálculo del diámetro del eje, se debe calcular previamente el torque que actúa en cada componente de transmisión montado sobre el eje, siendo el neumático y la cadena quienes brindan torsión, ver Figura 42.

- **Torque producido en el neumático**

En los cálculos previos de la página 105, se determinó el torque al que están sometidos los neumáticos, con un valor de $T_r = 380.9 \text{ N.m}$.

Hallar la fuerza producida en la cadena de transmisión, tomando en cuenta el torque producido en el eje principal, se da por la siguiente fórmula:

$$T = F * r \quad (4.3.19)$$

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

$$F = \frac{73.55}{0.17}$$

$$F = 432.6 \text{ N}$$

- **Análisis de esfuerzos en el plano X-Y**

Donde la única fuerza que se presenta en el plano XY es la fuerza motriz a través de la cadena, hacia el piñón montado al eje con un valor de 432.6 N.

$$F_C = F_M * \sin(32^\circ)$$

$$F_C = 432.6 * \sin 32^\circ = 229.2 \text{ N}$$

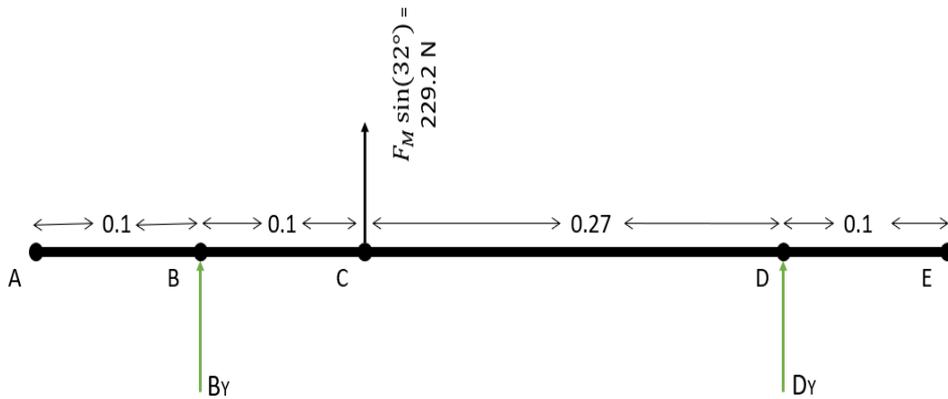


Figura 43. D.C.L del eje 1 en el plano XY

- **Cálculo de reacciones en los soportes en el plano XY**

$$\sum F_Y = 0$$

$$B_Y + D_Y + 229.2 \text{ N} = 0$$

$$B_Y + D_Y = -229.2 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$229.2 \text{ N}(0.1\text{m}) + D_Y(0.37\text{m}) = 0$$

$$D_Y(0.37\text{m}) = -22.92 \text{ N}$$

$$D_Y = -61.94 \text{ N}$$

$$B_Y = -167.26 \text{ N}$$

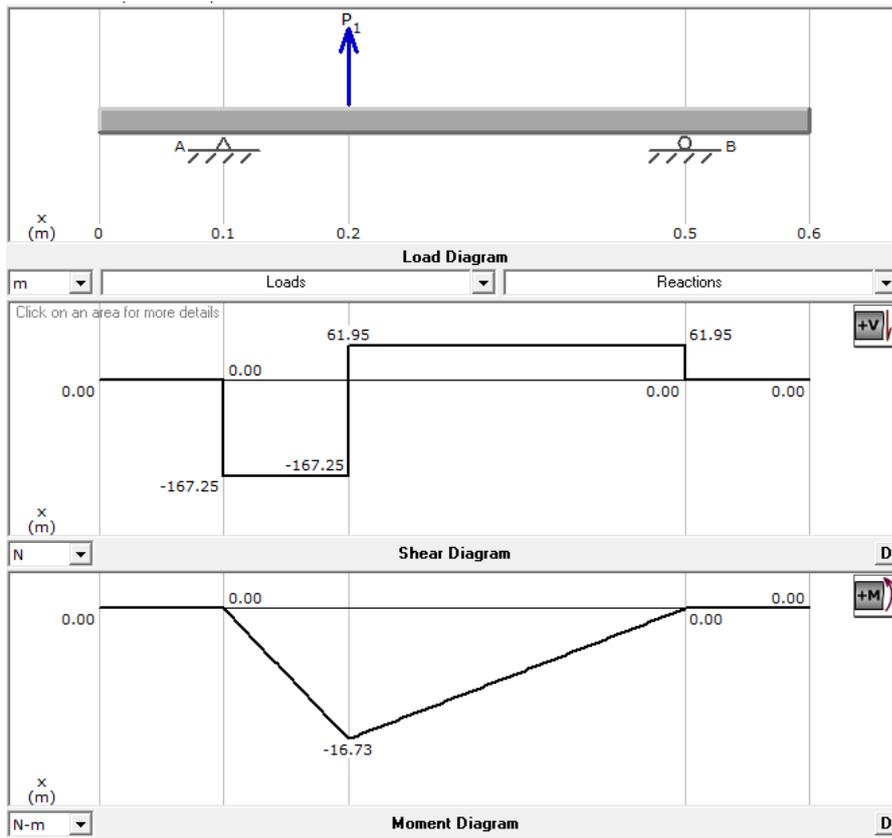


Figura 44. Esfuerzo cortante y momento flector del eje 1 en el plano XY

- **Cálculo de reacciones de los soportes en el plano XZ**

Donde:

La fuerza ideal de tiro (F_{MA} y F_{ME}) en las dos ruedas traseras resulta de un valor de 748.4 N en cada neumático, las cuales están especificadas en los puntos A y E

$$F_{MA} = 748.4 \text{ N}$$

$$F_{MC} = F_M * \cos 32^\circ$$

$$F_{MC} = 432.4 * \cos 32^\circ = 366.8 \text{ N}$$

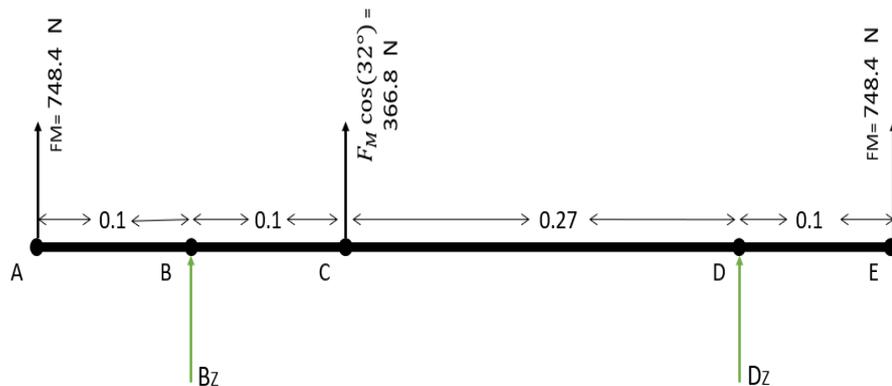


Figura 45. Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ del eje 1

$$\sum F_Y = 0$$

$$784.4 \text{ N} + 366.8 \text{ N} + 784.4 + B_Z + D_Z = 0$$

$$B_Z + D_Z = -1935.6 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$784.4 \text{ N}(0.1 \text{ m}) + 784.4 \text{ N}(0.47 \text{ m}) + 366.8 \text{ N}(0.1) + D_Z(0.37) = 0$$

$$D_Z = -1307.5 \text{ N}$$

$$B_Z = -698.1 \text{ N}$$

- Diagrama del esfuerzo cortante y momento flector

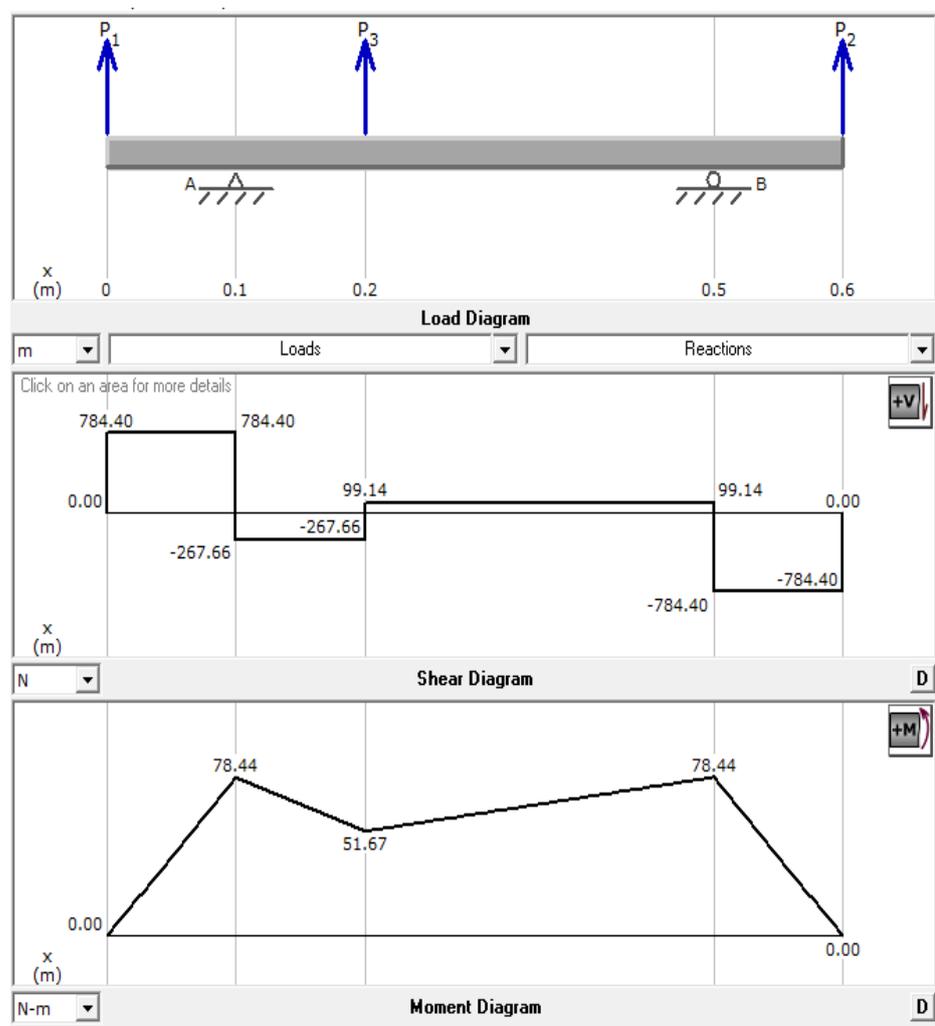


Figura 46. Esfuerzo cortante y momento flector del eje 1 en el plano XZ

- **Hallando el momento máximo en puntos críticos**

Tabla 23. Momentos del eje del sistema de traslación

Punto	Momento en el plano xy (N.m)	Momento en el plano xz (N.m)	Momento máximo $\sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$
A	0	0	0
B	0	78.44	78.44
C	-16.73	51.67	54.31
D	0	78.44	78.44
E	0	0	0

Para la selección del material del eje y el cálculo de su diámetro se considera los siguientes parámetros anteriormente calculados y otros seleccionados.

- Torque máximo (380.9 N.m) (Cálculo p.105)
- Momento máximo (78.44 N.m) (Tabla 23)
- Material (SAE 1020)
- $S_y = 390 \text{ Mpa}$ (Anexo 3)
- $S_{ult} = 470 \text{ Mpa}$ (Anexo 3)
- Factor de seguridad (F.s) = 2
- Sensibilidad a la muesca (q)
- Sensibilidad a la muesca contante (q_c)
- Factor de esfuerzos por flexión (K_t)
- Factor de esfuerzos por torsión (K_{ts})
- Factor de superficie (k_a)
- Factor de tamaño (K_b)
- Factor de modificación del límite de resistencia a fatiga (S_e)
- Limitador de viga ($S_{e'}$)

- **Cálculo del diámetro del eje tentativo**

El diseño del eje será de diámetro sólido, por lo tanto, para el cálculo del diámetro mínimo se tomará como datos el momento máximo y torque máximo previamente calculados.

$$\frac{S_y}{f.s} = \left[\left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16T}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ec 2.2.24})$$

$$\frac{390 * 10^6}{2} = \left[\left(\frac{32 * 78.44}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 * 380.9}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$d = 0.026 \text{ m}$$

El diámetro calculado se toma en cuenta para proceder con el análisis de concentración de esfuerzos ASME – ELÍPTICA.

$$\frac{r}{d} = 0.1$$

$$\frac{r}{26 \text{ mm}} = 0.1$$

$$r = 2.6 \text{ mm}$$

El anterior resultado de $r = 2.6$ nos dirige al Anexo 12 y determinar el valor de q_c y q .

- **Cálculo de los factores de concentración por flexión y torsión**

Para el cálculo del factor de concentración por flexión y torsión, se requiere determinar los valores K_t y K_{ts} en el Anexo 12 mediante la división del diámetro mayor y menor del eje ($D/d = 1.2$) donde el resultado es asumido aplicando el valor del diámetro.

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad (\text{Ec 2.2.27})$$

$$K_f = 1 + 0.73(1.6 - 1)$$

$$K_f = 1.438$$

$$K_{fs} = 1 + q_c (K_{ts} - 1) \quad (\text{Ec 2.2.26})$$

$$K_{fs} = 1 + 0.85(1.2 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.17$$

- **Cálculo del factor de modificación superficial**

$$k_a = a \cdot S_{ult}^b$$

$$k_a = 4.51 * 469^{-0.265}$$

$$k_a = 0.8837$$

- **Cálculo del factor de modificación por su tamaño**

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} \quad (\text{Anexo 12})$$

$$K_b = \left(\frac{26}{7.62} \right)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.87$$

- **Cálculo del límite de resistencia**

$$S_{e'} = 0.5 * S_{ult} \quad (\text{Anexo 12})$$

$$S_{e'} = 0.5 * 470$$

$$S_{e'} = 235 \text{ Mpa}$$

$$S_e = K_a * K_b * S_e' \quad (\text{Ec 2.2.28})$$

$$S_e = 0.8837 * 0.87 * 235$$

$$S_e = 180.67 \text{ Mpa}$$

Los anteriores resultados son reemplazados en la siguiente ecuación para determinar el diámetro del eje.

$$D = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f * M}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} T}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (\text{Ec 2.2.25})$$

$$D = \left\{ \frac{16 * 2}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.438 * 78.44}{180.67 * 10^6} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.17 * 380.9}{390 * 10^6} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$D = 0.031 \text{ m}$$

El diámetro calculado representa al diámetro en la parte crítica del eje, es decir, en la parte central donde se ubica la catarina. Reemplazando en la fórmula ($D/d = 1.2$), se obtiene un diámetro menor de 25.8 mm que será el diámetro de las partes externas del eje.

- **Cálculo del esfuerzo a flexión en el punto C**

$$\sigma_{XY} = \frac{Mr}{I} = \frac{32.M}{\pi.d^3} \quad (\text{4.3.20})$$

$$\sigma_{XY} = \frac{32 * 78.44 \text{ N.m}}{\pi.(0.035 \text{ m})^3} \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{XY} = 18.63 \text{ Mpa}$$

- **Cálculo del esfuerzo a torsión en el punto c**

Para el cálculo del esfuerzo a torsión, se considera el valor del torque, producido por la catarina con un radio referencial de $r = 5.5$ pulg.

$$\mathcal{T}_{xy} = \frac{Tr}{I} = \frac{16.T}{\pi.d^3} \text{ Mpa} \quad (\text{4.3.21})$$

$$\mathcal{T}_{xy} = \frac{16 * 380.9}{\pi.0.021^3} \text{ Mpa}$$

$$\mathcal{T}_{xy} = 45.24 \text{ Mpa}$$

- **Cálculo de la tensión a corte máximo en el eje**

$$T_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xy}}{2}\right)^2 + T_{xy}^2}$$

$$T_{max} = \sqrt{(18.63)^2 + 45.24^2}$$

$$T_{max} = 48.92 \text{ Mpa}$$

- **Cálculo del esfuerzo por concentración de VON-MISSES**

Según el libro «Diseño en ingeniería mecánica», de Robert. L Norton, para determinar el esfuerzo a tensión en la escala *Von-Mises* se multiplica el esfuerzo a la tensión de corte máximo con el factor de seguridad usado para el diseño, expresado en la siguiente ecuación:

$$\sigma' = \frac{S_y}{F_s}$$

$$S_y = \sigma' * F_s$$

$$S_y = 48.92 * 2$$

$$\sigma' = 97.84 \text{ Mpa}$$

- **Resumen de diseño**

El eje que soportará la carga total de la máquina, además del desplazamiento de la misma, tendrá un diámetro en la parte central del eje de 31mm, por lo tanto, se elegirá un diámetro comercial mayor o igual a lo calculado y el más adecuado es un eje de diámetro $1\frac{1}{4}$ " o 31 mm y de diámetro en los extremos de 1" o 25 mm de material AISI 1020 (Ver propiedades en el Anexo 3 y los detalles del eje que se muestran en el Anexo 21) y por último, como esfuerzo a flexión, esfuerzo torsión y tensión a corte máximo resultaron los valores de 18.63 Mpa, 45.24 Mpa y 48.92 Mpa respectivamente, y para corroborar ciertos valores se realizará una simulación por carga estática y variable, detallada a continuación.

C) Análisis por simulación estática del eje

Para un trabajo adecuado del sistema, se analiza el elemento principal el cual es el eje considerando las fuerzas, reacciones y torques a los que está sometido, La simulación se realizará en el programa Solidworks.

Tabla 24. Parámetros para el análisis estático del eje del sistema de traslación

n.º	Descripción	Valor
1	Fijación en los puntos de las chumaceras	Geometría fija
2	Torque producido por la fuerza en la cadena	380.9 N.m
3	Torque de tracción en las bridas de los neumáticos	374.2 N.m
4	Dimensiones del eje	Ø 31mm – 25 mm

- **Esfuerzo por tensión Von Mises**

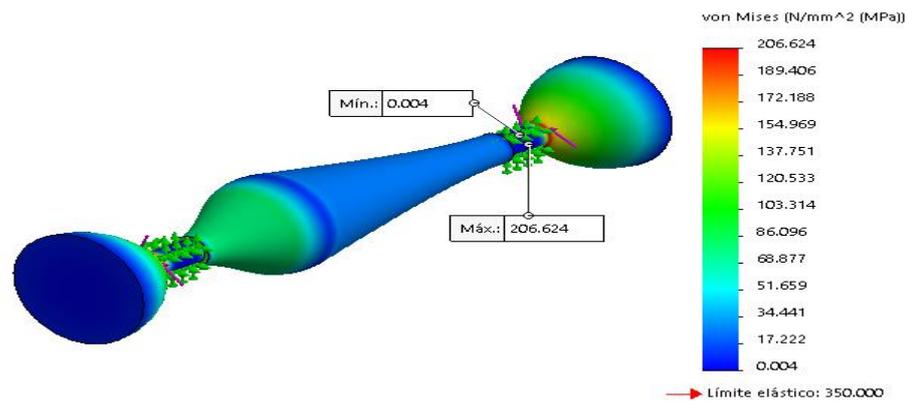


Figura 47. Esfuerzo a tensión Von-Mises del eje del sistema de transmisión principal

La Figura 47 muestra el esfuerzo máximo al que está sometido el eje posicionado entre la catarina y la brida del neumático con un valor máximo de 206.62 Mpa, siendo un valor que está por debajo del esfuerzo máximo a la tracción del material (AISI 1020) con un valor de 390 Mpa, detallado en el Anexo 3 En cuanto a la comparación al cálculo realizado, se deduce que los valores obtenidos se encuentran dentro del rango permitido en la simulación, concluyendo que el material trabajará correctamente.

- **Análisis del desplazamiento**

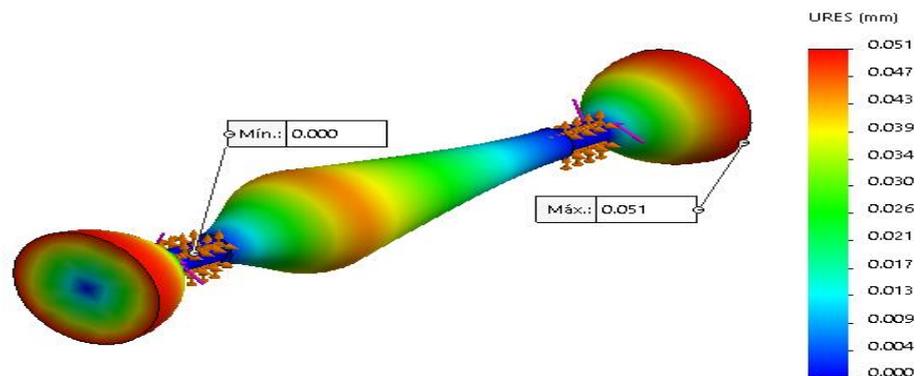


Figura 48. Análisis de desplazamiento del eje del sistema de transmisión principal

La Figura 48 muestra que el desplazamiento máximo al que se somete el eje durante su funcionamiento, se ubica en la parte externa del eje junto a la Catarina con un valor máximo de 0.051 mm, siendo el punto más crítico en reacción a las fuerzas actuantes.

- **Análisis del factor de seguridad**

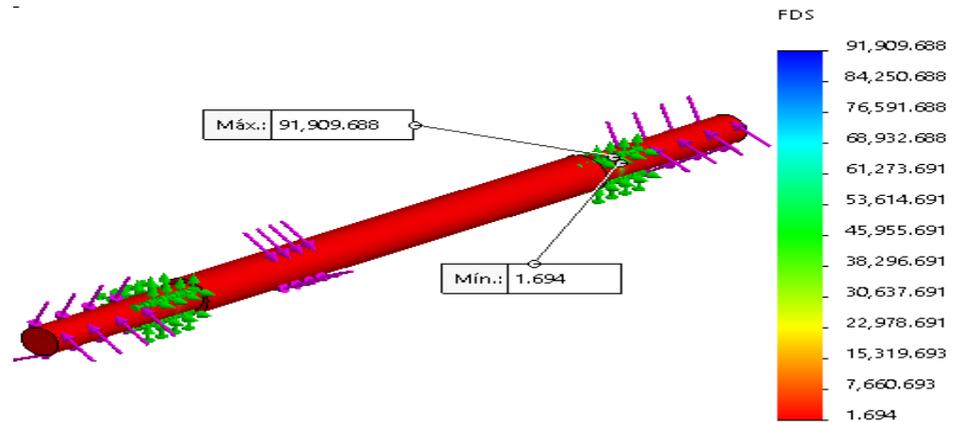


Figura 49. Factor de seguridad del eje del sistema de transmisión principal

Los resultados que se muestran en la Figura 49 muestran que el eje trabaja bajo un factor de seguridad de 1.624 lo cual significa que es un valor permisible, además de haber seleccionado un material adecuado AISI1020 con un diámetro óptimo ante los esfuerzos actuantes en su funcionamiento.

D) Diseño de la brida para el sistema de freno

Se diseñó una brida desmontable para fácil mantenimiento en el sistema de freno de la máquina, que será montado en el disco mediante pernos de sujeción M8; la bocina de la brida irá junto al eje mediante un tornillo de cabeza hueca M4. Los materiales que serán usados para la fabricación de la brida serán de acero ASTM A36 y estarán unidos mediante soldadura SMAW con la bocina que tendrá el diámetro de núcleo con una tolerancia de +2mm con respecto al eje.

En cuanto al sistema de freno, se usará un freno de disco hidráulico de motocicleta para un mejor frenado durante el funcionamiento de la máquina.

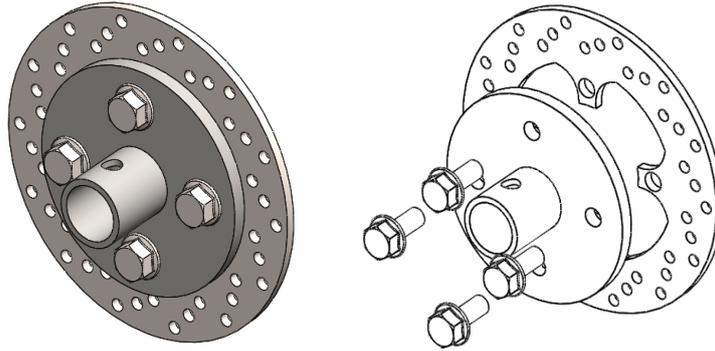


Figura 50. Diseño de la brida para el sistema de freno

E) Selección de chumaceras de pie

- **Cálculo de rodamientos con carga radial**

Se considera que la maquinaria es agrícola y que el número máximo de horas de trabajo se torna en 6, para ello se usará los datos obtenidos a continuación:

- $H = 6000$

Anexo 13

- $F_c = 1.2$

- **Fuerza resultante máxima en los rodamientos**

Se toma como datos las fuerzas máximas que afectan a las chumaceras calculadas tanto en el plano XY y XZ (páginas 113 y 114).

$$F_R = \sqrt{1307.5^2 + 698.1^2}$$

$$F_R = 1482.2(1.2)$$

$$F_R = 1778.6 \text{ N}$$

- **Cálculo de la capacidad básica de la carga dinámica**

Para el cálculo de la capacidad de carga dinámica se requiere de la vida útil del rodamiento expresado en revoluciones.

Duración del diseño

$$L_d = h.n. \frac{60 \text{ min}}{H} \quad (\text{Ec 2.2.23})$$

$$L_d = 6000.90 \text{ rpm} \cdot \frac{60 \text{ min}}{H}$$

$$L_d = 32 * 10^6 \text{ rev}$$

En el libro «Diseño de elementos de máquinas» (19) se menciona que la constante K resultado de la relación entre la carga P y la duración L en cojinetes por contacto en rodadura es de 3.

$$C = F_R \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (\text{Ec 2.2.21})$$

$$C = 1778.6 \left(\frac{32 * 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 5.64 \text{ KN}$$

- **Resumen de selección**

Se elige una chumacera de pie de diámetro de núcleo 25 mm, número F-UCP205-CD1 unido a pernos de fijación M12, con un rodamiento de bolas número F-UC205-100D1 (ver especificaciones de la chumacera elegida en el Anexo15) con capacidad de carga dinámica de 5.64 KN.

El diseño se calculó tomando en cuenta que la chumacera irá en la parte inferior de la viga principal de la estructura, sobre un soporte, el cual resistirá el peso mediante el eje junto a los neumáticos y sistema de transmisión.

F) Diseño y cálculo de cuñas por chavetas

Posterior al cálculo del diámetro del eje con 31 mm, se procede al diseño y cálculo de la cuña por chaveta ante la fijación de las bridas que serán adaptadas a los neumáticos y el sistema de freno sobre el eje del sistema de traslación. Se tomará en cuenta la geometría con el ancho ($W=10$ mm) y alto ($H=4.3$ mm) (Anexo 17), tomando en cuenta que tiene que ser del mismo material del eje para evitar fallas sobre la chaveta a causa del torque.

Parámetros para el diseño de la chaveta:

- Torque = 748.4 Nm (Cálculo p. 103)
- Diámetro = 31 mm (Calculo p. 103)
- $W = 10$ mm (Anexo 17)
- $H = 4.3$ mm (Anexo 17)
- Material AISI 1020
- $S_y = 390$ Mpa (Anexo 3)
- $FS = 2$

- **Cálculo de Longitud de la chaveta**

$$L \geq \frac{FS * 2T}{d * W * 0.555 * S_y} \quad (4.3.23)$$

$$L \geq \frac{2 * 2(748 \text{ Nm})}{0.035 * 0.01 * 0.555 * 390 * 10^6}$$

$$L \geq 0.039$$

$$L \geq 30 \text{ mm}$$

- **Cálculo de la longitud por aplastamiento**

$$L \geq \frac{4T * FS}{d * h * S_y} \quad (4.3.24)$$

$$L \geq \frac{4T * FS}{d * h * S_y}$$

$$L \geq \frac{4(748) * 2}{0.031 * 0.043 * 390 * 10^6}$$

$$L \geq 0.011$$

$$L \geq 11 \text{ mm}$$

- **Resumen**

La dimensión calculada de la chaveta será de 11 mm como mínimo, con una profundidad de 4.5 mm, ideal para el diámetro del eje de 31 mm, la chaveta evitará que se produzca pérdida de potencia por desplazamiento entre eje y brida.

4.3.2.2 Diseño y cálculo del sistema de transmisión principal

El elemento más importante que compone el sistema de transmisión principal es un eje que recibirá potencia del motor estacionario de combustión interna por medio de bandas, y este eje se encargará de repartir la potencia a los distintos sistemas que trabajarán con la máquina, siendo primero el sistema de traslación por neumáticos, brindando la potencia por medio de ruedas dentadas o catarinas, de igual manera transmitiendo la potencia hacia el sistema de cosecha mediante ruedas dentadas. En el siguiente gráfico se observa la esquematización del sistema de transmisión principal.

A) Diseño y Selección de cadenas

Para el adecuado procedimiento en el cálculo y selección de cadenas que actuarán en el sistema de transmisión, se requiere de ciertos parámetros mencionados a continuación:

$$P_{\text{corrigida}} = 4,5816 \text{ HP}$$

MOTOR – GASOLINA

$Rpm_{\text{entrada}} = 2500 \text{ rpm} \rightarrow 83,78 \text{ rad/s}$ velocidad máxima en el motor estacionario

$$Rpm_{\text{salida}} = 480 - 485 \text{ rpm}$$

- **Factor servicio**

El factor de servicio se trabaja según la tabla del Anexo 6, con un choque moderado en motores de combustión interna, optando por el valor de:

$$F_s = (1,4)$$

- **Potencia de diseño**

Una vez determinado el factor de servicio, este sirve para calcular la potencia de diseño que es el producto del factor de diseño (1.4), con la potencia nominal del motor de combustión (5.5HP).

$$P_D = F_s * P_n$$

$$P_D = (1,4) * (5.5) \text{HP}$$

$$P_D = 6,6 \text{ HP}$$

- **Relación de velocidad**

Se determina la relación de velocidades de entrada y la velocidad requerida en el eje de transmisión principal mediante la siguiente ecuación:

$$R = \frac{n1}{n2} \tag{4.3.25}$$

$$R = \frac{2500 \text{ rpm}}{482 \text{ rpm}} = 5.18$$

- **Selección de paso de la catarina**

Se considera que el motor de 5.5 HP brinda una velocidad de salida de 2500 RPM como máximo, por lo tanto, se procede a elegir el paso de la

cadena y número de dientes de la catarina impulsora a la potencia con que trabaja el motor según la tabla del Anexo 6, se elige una cadena simple de rodillos N° 40 con paso de 0.5 pulg., se requiere que la velocidad transmitida hacia el eje principal sea de 482 RPM. Se considera un piñón de 11 dientes que, según la tabla del Anexo 7, proporciona una potencia de 2.85 a 2500RPM.

- **Cálculo del número de dientes en la Catarina impulsada**

Al piñón de transmisión que va en la salida del motor junto al embrague centrífugo se le considerará una catrina de 11 dientes, previamente seleccionada, a la cual se le multiplica por el valor de la relación de velocidades (5.18) para determinar el valor de dientes de la catarina impulsada.

$$N_2 = N_1 * R \quad (4.3.26)$$

$$N_2 = 11 * (5.18)$$

$$N_2 = 56.98$$

Según el resultado se opta por una cadena comercial de 57 dientes, ya que el sistema trabajará para brindar transmisión a un eje de traslación por neumáticos.

- **Velocidad de salida esperada n_2**

La velocidad de salida esperada n_2 se refiere a la velocidad en RPM con la que girará el eje de transmisión principal

$$n_2 = n_1 \left(\frac{N_1}{N_2} \right) \quad (4.3.27)$$

$$n_2 = 2500 \left(\frac{11}{57} \right)$$

$n_2 = 482.45 \text{ rpm} \rightarrow$ *Acceptable* a la velocidad requerida en el eje principal.

- **Cálculo de diámetros de paso de las catarinas**

$$D_1 = \frac{\rho}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{N_1} \right)} = \frac{0,5 \text{ pul}}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{11} \right)} \quad (\text{Ec } 2.2.8)$$

$$D_1 \frac{0,5 \text{ pul}}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{11} \right)}$$

$$D_1 = 1.77 \text{ pulg}$$

$$D_2 = \frac{\rho}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{N_2} \right)} = \frac{0,5 \text{ pul}}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{57} \right)} \quad (\text{Ec2.2.8})$$

$$D_2 \frac{0,5 \text{ pul}}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{57} \right)}$$

$$D_2 = 9.07 \text{ pul}$$

- **Distancia entre centros nominal**

De acuerdo al diseño realizado en software, se determina que la distancia entre centro C es 350 mm, equivalente a 26 pasos.

- **Longitud necesaria en pasos**

$$L = 2C + \frac{N_1 + N_2}{2} + \left(\frac{N_2 - N_1}{4\pi^2 * C} \right)^2 \quad (\text{Ec 2.2.7})$$

$$L = 2(26) + \frac{11 + 57}{2} + \left(\frac{57 - 11}{4\pi^2 * 26} \right)^2$$

$$L = 86 \text{ pasos}$$

- **Distancia teórica entre centros**

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_1 + N_2}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N_1 + N_2}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad (\text{Ec 2.2.6})$$

$$C = \frac{1}{4} \left[86 - \frac{57 + 11}{2} + \sqrt{\left[86 - \frac{57 + 11}{2} \right]^2 - \frac{8(57 - 11)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = 23.54 \text{ Pasos (0,5 pul)} \rightarrow 11.77 \text{ pulg}$$

- **Ángulos de contacto**

Catarina pequeña:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 * \text{sen}^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right] \quad (\text{Ec 2.2.4})$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 * \text{sen}^{-1} \left[\frac{9.07 - 1.77}{2 * 23.54} \right] = 162.16^\circ$$

Catarina grande:

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 * \text{sen}^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right] \quad (\text{Ec 2.2.5})$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 * \text{sen}^{-1} \left[\frac{9.07 - 1.77}{2 * 23.54} \right] = 197.84^\circ$$

- **Resumen de diseño**

Dado los parámetros para calcular y seleccionar los elementos de transmisión en el segundo sistema, nos resultan los siguientes componentes con datos estandarizados que cumplirán la función de transmitir la potencia adecuadamente.

- ✓ Cadena Numero 40 con 0.5 pulg de paso.
- ✓ Longitud = 86 pasos; 43 pulg.
- ✓ Distancia centros = 23.54 pulg máxima
- ✓ Catarina = simple Numero 60, 0.5 pulg de paso
- ✓ Pequeña: 11 dientes, D=1.77 pulg
- ✓ Grande: 57 dientes, D=9.07 pulg

- **Torque y fuerzas actuantes en la cadena y catarina**

Para el cálculo del torque se visualiza en la Figura 51 la fuerza que se transmite mediante la cadena y la catarina desde el motor, tomando en cuenta la potencia teórica en (watts) del motor y la velocidad angular en el eje de 482.48 mencionado en la página 106.

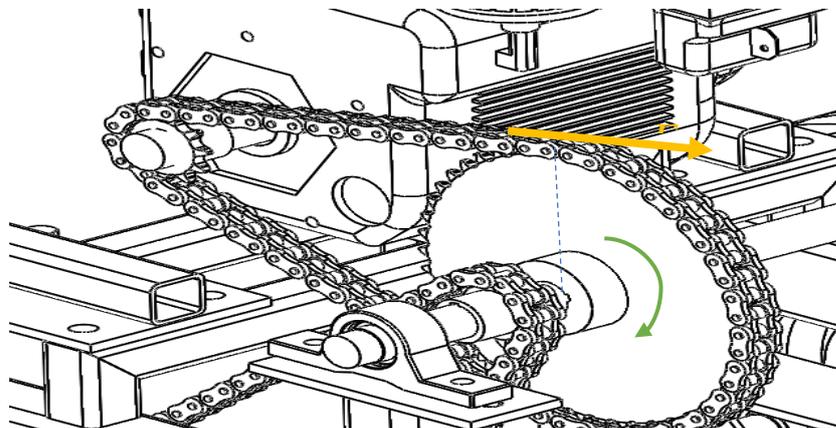


Figura 51. Fuerza y torque de la cadena desde el motor

$$Pot = T \cdot \omega$$

(4.3.28)

$$T = \frac{4474.2}{\left(\frac{482.45 \text{rev}}{\text{min}}\right) \cdot \left(\frac{1 \text{min}}{60 \text{seg}}\right) \cdot \left(\frac{2\pi \text{rad}}{1 \text{rev}}\right)}$$

$$T = 88.55 \text{ N.m}$$

- **Cálculo de la fuerza inducida desde el motor**

Para la determinación de la fuerza que ejerce el motor mediante la cadena, se tomará en cuenta el valor del torque en el eje principal, con el diámetro de la catarina calculada, entre otros presentados a continuación:

$$F = \frac{T}{d} \quad (4.3.29)$$

Donde:

F: Fuerza sobre la cadena

T: Torque producido en el eje (90.65 N.m) (Cálculo p. 105)

D: Radio de la Catarina (0.23/2 m) (Cálculo p. 111)

$$F = \frac{90.65 \text{ N.m}}{0.115}$$

$$F = 788.26 \text{ N}$$

- **Cálculo de la fuerza transmitida mediante la polea**

Para el cálculo de la fuerza sobre la banda de transmisión, se considera el torque en el eje con 90.65 N.m y el radio de la polea con 0.21/2 m.

$$Pot = T * \omega \quad (4.3.30)$$

$$T = \frac{Pot}{W}$$

$$T = \frac{Pot}{W}$$

$$T = \frac{4474.2 \text{ Watts}}{\frac{482.45 \text{ rev}}{\text{min}} * \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}\right) * \left(\frac{2 \pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}}\right)}$$

$$T = 88.55 \text{ N.m}$$

- **Cálculo de la fuerza actuante sobre el eje y la polea conductora**

$$F = \frac{T}{d} \quad (4.3.31)$$

$$F = \frac{88.55 \text{ N.m}}{d}$$

$$F = 1771 \text{ N}$$

B) Diseño del eje de transmisión

A continuación, en la Figura 52, se visualiza el bosquejo del eje de transmisión principal junto a los elementos de transmisión, elementos que brindarán torque y fuerzas sobre el eje.

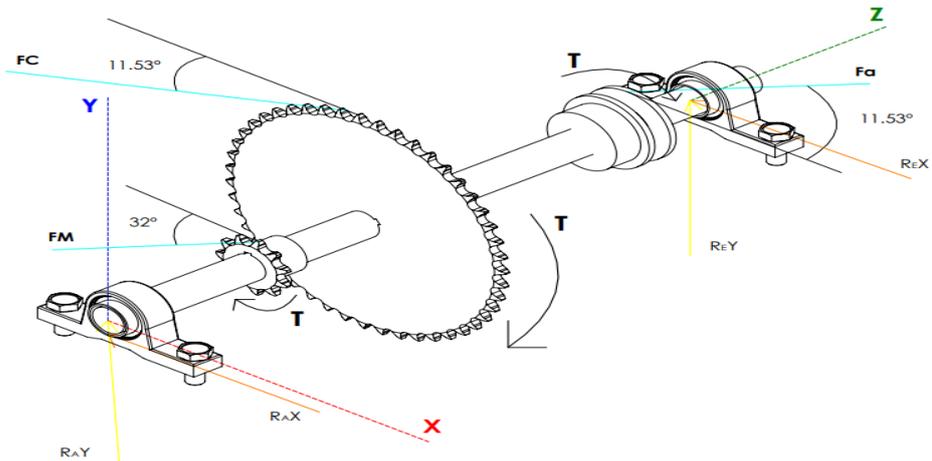


Figura 52. Representación gráfica del eje 2 del sistema de transmisión principal

• Cálculo de reacciones en el plano XY

En la siguiente figura se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XY, considerando las fuerzas producidas sobre las catrinas y la polea, valores calculados en la página 128.

La fuerza de tiro producida por el neumático es 432.6 N.M y se transmite mediante la cadena hacia el piñón montado en el eje 2; mientras que en el punto C representa a la Catarina unida al piñón del motor estacionario quien proporciona una fuerza de 788.6 N

$$F_B = F_M * \sin(32^\circ)$$

$$F_B = 432.6 * \sin(32) = 229.4 \text{ N}$$

$$F_C = F_{Mc} * \sin(11.53^\circ)$$

$$F_C = 788.96 * \sin(11.53^\circ) = 157.5 \text{ N}$$

$$F_D = F_A * \sin(11.53^\circ)$$

$$F_D = 1771 * \sin(11.53^\circ) = 353.9 \text{ N}$$

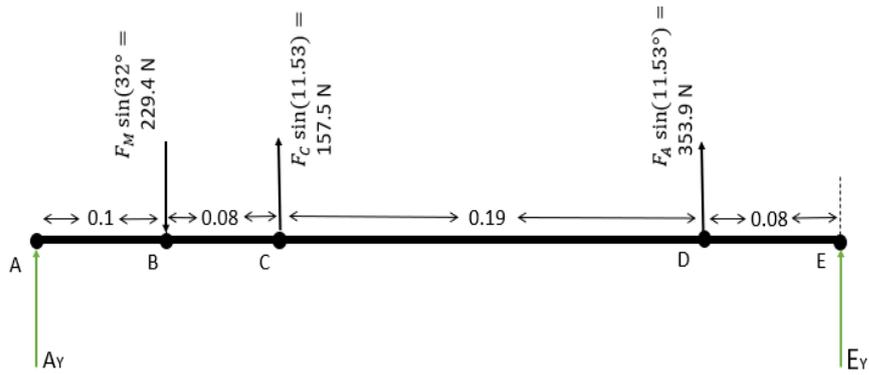


Figura 53. Diagrama de cuerpo libre del eje 2 en el eje XY

$$\sum F_Y = 0$$

$$A_Y + E_Y + 353.9 \text{ N} + 157.5 \text{ N} - 229.4 \text{ N} = 0$$

$$A_Y + E_Y = -282$$

$$\sum M_A = 0$$

$$E_Y(0.45 \text{ m}) + 353.9 \text{ N}(0.37 \text{ m}) + 157.5 \text{ N}(0.18 \text{ m}) - 229.4(0.1 \text{ m}) = 0$$

$$E_Y = -302.8 \text{ N}$$

$$A_Y = 20.8 \text{ N}$$

- Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector

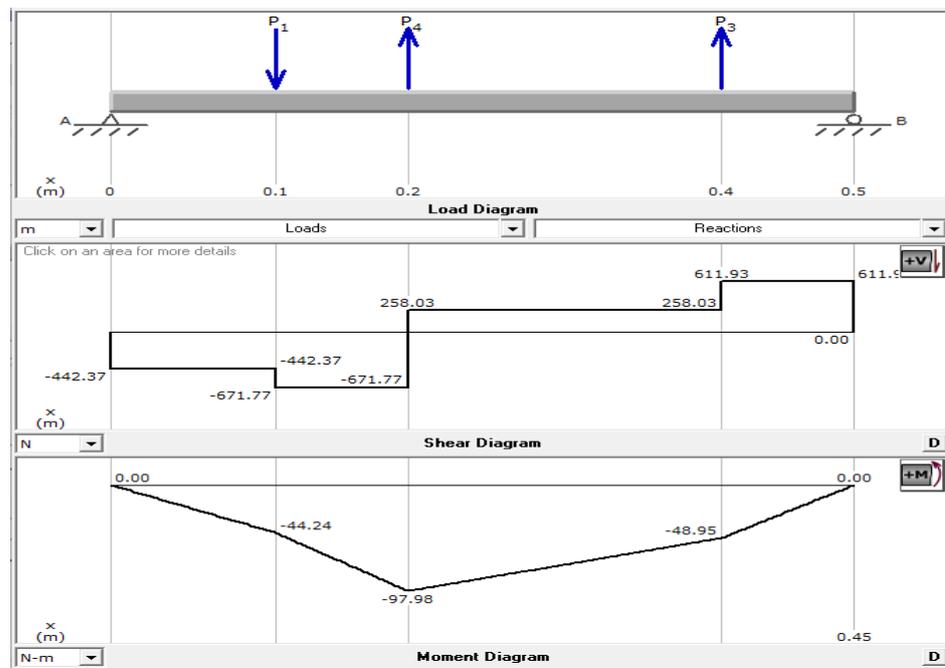


Figura 54: Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector del eje 2 en el plano XY

En la Figura 54 se observa el diagrama de esfuerzo cortante y momento flector, de este último nos muestra los momentos máximos en cada punto crítico del eje, valores que servirán como parámetros para calcular el diámetro del eje.

- **Cálculo de reacciones de los soportes en el plano XZ**

Se puede observar, en la Figura 54, que en el punto B se ubica la fuerza transmitida hacia el eje de los neumáticos, cuyo valor fue calculado (432.6 N), en el punto C se indica la fuerza motriz directamente desde el piñón del motor de combustión con un valor de 788.96 N y en el punto D se observa la fuerza que sale desde la polea hacia el eje del sistema de cosecha con un valor de 1771 N.

$$F_B = F_M * \cos(32^\circ)$$

$$F_B = 432.6 * \cos(32^\circ) = 366.86 \text{ N}$$

$$F_C = F_{Mc} * \sin(11.53^\circ)$$

$$F_C = 788.96 * \cos(11.53^\circ) = 772.3 \text{ N}$$

$$F_D = F_A * \cos(11.53^\circ)$$

$$F_D = 1771 * \sin(11.53^\circ) = 353.9 \text{ N}$$

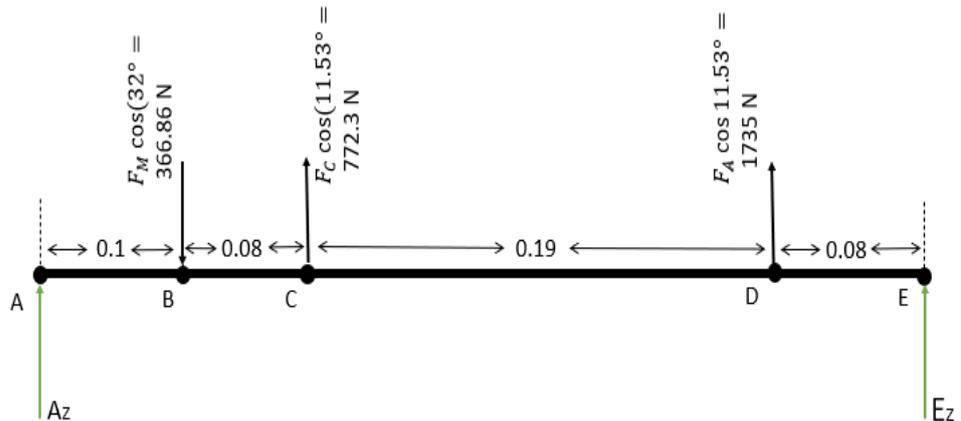


Figura 55. Diagrama cuerpo libre eje 2 en el plano XZ

En la Figura 55 se detalla el diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión principal en el plano XZ, considerando las fuerzas producidas sobre las catrinas y la polea tal y como se muestra en la Figura 52.

$$\sum F_Y = 0$$

$$A_Z + E_Z + 1735 \text{ N} + 772.3 \text{ N} - 366.86 \text{ N} = 0$$

$$A_Z + E_Z = -2140.4 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$E_Z(0.45 \text{ m}) + 1735 \text{ N}(0.37 \text{ m}) + 772.3 \text{ N}(0.18 \text{ m}) - 366.86 \text{ N}(0.1 \text{ m}) = 0$$

$$E_Z = -1653.9 \text{ N}$$

$$A_Z = -486.5 \text{ N}$$

- Diagrama del esfuerzo cortante y momento flector

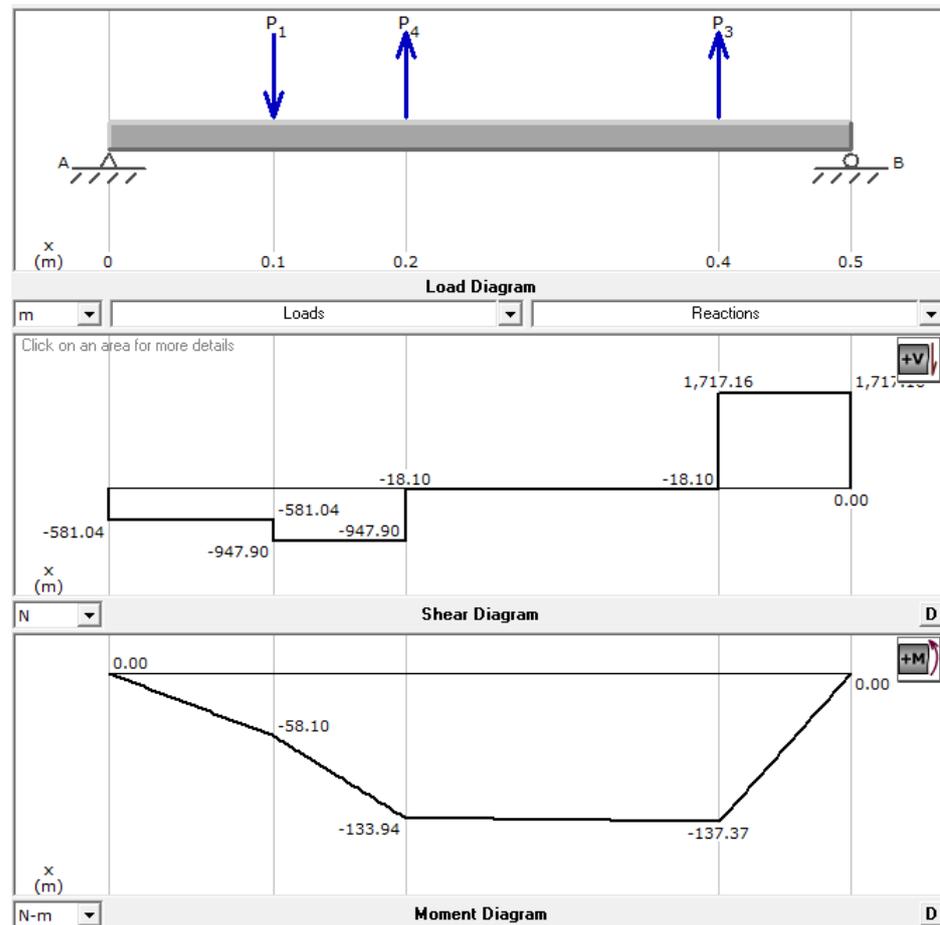


Figura 56. Esfuerzo cortante y momento flector del eje 2 en el plano XZ

En la Figura 56 se muestra el diagrama de esfuerzo cortante y momento flector, donde se detallan los valores máximos del momento flector en los puntos críticos del eje, valores que serán de uso para su cálculo.

- **Hallando el momento máximo en puntos críticos**

Tabla 25. Momentos en el eje de transmisión 2

Punto	Momento en el plano xy (N.m)	Momento en el plano xz (N.m)	Momento máximo $\sqrt{Mxy^2 + Mxz^2}$
A	0	0	0
B	-44.24	-58.1	73.1
C	-97.98	-133.9	165.7
D	-48.95	-137.37	145.8
E	0	0	0

Para el cálculo de su diámetro, se considera los siguientes parámetros.

- Torque máximo 90.65 N-m (Cálculo p. 105)
- Momento máximo 165.7 N.m (Tabla 25)
- Material (SAE 1020)
- $S_y = 390 \text{ Mpa}$ (Anexo 3)
- $S_{ult} = 470 \text{ Mpa}$ (Anexo 3)
- Factor de seguridad (F.s) = 2
- Sensibilidad a la muesca (q)
- Sensibilidad a la muesca contante (q_c)
- Factor de esfuerzos por flexión (K_t)
- Factor de esfuerzos por torsión (K_{ts})
- Factor de superficie (k_a)
- Factor de tamaño (K_b)
- Factor de modificación del límite de resistencia a fatiga (S_e)
- Limitador de viga (S_e')

- **Cálculo del diámetro del eje tentativo**

El diseño del eje será de diámetro constante en toda su longitud, por lo tanto, para el cálculo del diámetro mínimo se tomará como datos el momento máximo y torque máximo previamente calculados.

$$\frac{S_y}{f.s} = \left[\left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16T}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ec 2.2.24})$$

$$\frac{390 * 10^6}{2} = \left[\left(\frac{32 * 165.7}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 * 90.65}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$d = 0.021 \text{ m}$$

El diámetro calculado se toma en cuenta para proceder con el análisis de concentración de esfuerzos ASME – ELÍPTICA, además se asume que la relación entre radio y diámetro menor es:

$$\frac{r}{d} = 0.02$$

$$\frac{r}{21 \text{ mm}} = 0.02$$

$$r = 0.42 \text{ mm}$$

El anterior resultado nos dirige al Anexo 12 y determinar el valor de q_c y q .

- **Cálculo de los factores de concentración por flexión y torsión**

Para el cálculo del factor de concentración por flexión y torsión, se requiere determinar los valores K_t y K_{ts} en el Anexo 12, mediante la división del diámetro mayor y menor del eje ($D/d = 1.2$) valor asumido, donde el resultado es obtenido aplicando el valor del diámetro tentativo.

$$K_f = 1 + q_c (K_t - 1) \quad (\text{Ec 2.2.27})$$

$$K_f = 1 + 0.73(1.6 - 1)$$

$$K_f = 1.438$$

$$K_{fs} = 1 + q_c (K_{ts} - 1) \quad (\text{Ec 2.2.26})$$

$$K_{fs} = 1 + 0.85(1.1 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.16$$

- **Cálculo del factor de modificación superficial**

$$k_a = a \cdot S_{ult}^b \quad (\text{Anexo 12})$$

$$k_a = 4.51 * 469^{-0.265}$$

$$k_a = 0.8837$$

- **Cálculo del factor de modificación por su tamaño**

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} \quad (\text{Anexo 12})$$

$$K_b = \left(\frac{21}{7.62}\right)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.89$$

- **Cálculo del límite de resistencia**

$$S_{e'} = 0.5 * S_{ult} \quad (\text{Anexo 12})$$

$$S_{e'} = 0.5 * 470$$

$$S_{e'} = 235 \text{ Mpa}$$

$$S_e = K_a * K_b * S_e' \quad (\text{Ec 2.2.28})$$

$$S_e = 0.8837 * 0.89 * 235$$

$$S_e = 184.82 \text{ Mpa}$$

Los anteriores resultados son reemplazados en la siguiente ecuación, para calcular el diámetro del eje del sistema de transmisión principal.

$$D = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f * M}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (\text{Ec 2.2.25})$$

$$D = \left\{ \frac{16 * 2}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.438 * 165.7}{184.82 * 10^6} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.16 * 90.65}{390 * 10^6} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$D = 0.029 \text{ m}$$

El diámetro calculado representa al diámetro en la parte crítica del eje, es decir, en la parte central donde se ubican los componentes de transmisión. Reemplazando en la fórmula ($D/d = 1.2$) se obtiene un diámetro menor de 24 mm que será el de las partes externas del eje.

- **Cálculo del esfuerzo a flexión en el punto c**

$$\sigma_{XY} = \frac{Mr}{I} = \frac{32.M}{\pi.d^3} \quad (\text{Ec 4.3.21})$$

$$\sigma_{XY} = \frac{32 * 165.7 \text{ N.m}}{\pi.(0.032 \text{ m})^3} \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{XY} = 51.5 \text{ Mpa}$$

- **Cálculo del esfuerzo a torsión en el punto c**

Se le considera el torque producido por el motor directamente sobre la catarina montada al eje principal, con un valor de 90.65 N.m con el diámetro del eje calculado en 0.032m.

$$T_{xy} = \frac{Tr}{I} = \frac{16.T}{\pi.d^3} \text{ Mpa} \quad (\text{Ec 4.3.22})$$

$$T_{xy} = \frac{16 * 90.65 \text{ N.m}}{\pi.0.032^3} \text{ Mpa}$$

$$T_{xy} = 14.08 \text{ Mpa}$$

- **Cálculo de la tensión a corte máximo en el eje**

$$T_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xy}}{2}\right)^2 + T_{xy}^2} \quad (\text{Ec 4.3.23})$$

$$T_{max} = \sqrt{(51.5)^2 + 14.08^2}$$

$$T_{max} = 53.39 \text{ Mpa}$$

- **Cálculo del esfuerzo por concentración de VON-MISSES**

Según el libro «Diseño en ingeniería mecánica» de Robert L. Norton, para determinar el esfuerzo a tensión en la escala *Von-Mises* se multiplica el esfuerzo a la tensión de corte máximo con el factor de seguridad usado para el diseño, expresado en la siguiente ecuación:

$$\sigma' = \frac{S_y}{F_s}$$

$$S_y = \sigma' * F_s$$

$$S_y = 53.39 * 2$$

$$\sigma' = 106.78 \text{ Mpa}$$

- **Resumen de diseño**

El diámetro obtenido en la parte central del eje es de 29 mm, por lo tanto, se elegirá un diámetro comercial mayor o igual a lo calculado y el más adecuado es un eje de diámetro 1 $\frac{1}{8}$ " o 28 mm y de diámetro en los extremos de 7/8" o 22 mm de material AISI 1020 (Ver propiedades en el Anexo 3 y los detalles del eje que se muestran en el Anexo 21). A continuación, se realizará un análisis estático al eje calculado para corroborar los datos obtenidos.

C) Análisis estático por Simulación del eje

Para validar los cálculos realizados, además del material y diámetro del eje, se procede a realizar una simulación estática en el programa SolidWorks 2018, tomando en cuenta los siguientes parámetros.

Tabla 26. Parámetros para la simulación del eje 1

Descripción	Valor
Torsión producida por la catarina de 57 dientes	380.90 N.m
Torsión producida por la catarina de 11 dientes	90.65
Torsión producida por la polea de 2 pulg.	90.65 N.m
Diámetro del eje	28 - 22 mm

- **Tensión Von-Mises**

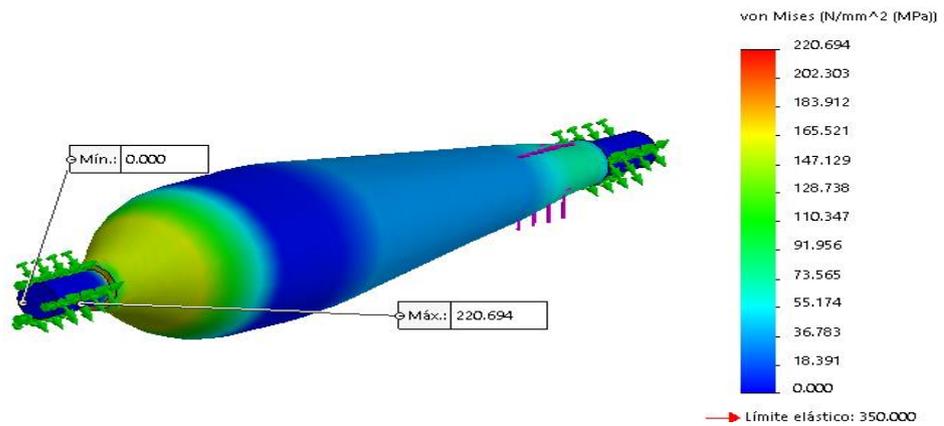


Figura 57. Esfuerzo por tensión Von Mises del eje del sistema de transmisión principal.

Tabla 27. Resultados del análisis estático del eje de transmisión principal

Descripción	Valor
Esfuerzo mínimo	0.0001 Mpa
Esfuerzo máximo	220.694 Mpa
Límite elástico	350 Mpa
Esfuerzo a la tracción máxima del material	393 Mpa

En la Figura 57 se observa los resultados del esfuerzo por tensión *Von-Mises* sobre el eje de transmisión principal que señala el extremo derecho donde se encuentra el neumático y la catarina como zona más afectada con un valor de 61.8 Mpa, además presentando un límite elástico de 350 Mpa que se encuentra dentro del rango permitido de acuerdo al esfuerzo a tracción máxima del material AISI 1020.

De acuerdo a la calculado, se obtuvo un esfuerzo a flexión máxima de 51.5 Mpa y un esfuerzo a tensión de 53 Mpa los cuales se observa que son datos inferiores a los observados en la simulación, por ello se deduce que el eje está en la capacidad de soportar cargas mayores.

- **Análisis de Desplazamiento**

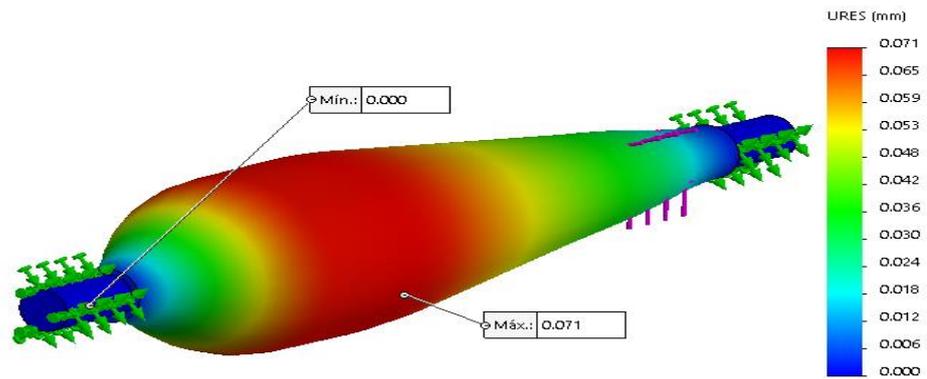


Figura 58. Análisis de desplazamiento del eje del sistema de transmisión principal

De acuerdo a los resultados en la Figura 58, se muestra que debido a las fuerzas actuantes sobre el eje, este sufre una deformación de 0.071 mm en la zona donde se ubica la catarina de arrastre, también muestra las zonas con una mínima deformación de color azul justo en las áreas donde van las chumaceras de pie.

- **Análisis del factor de seguridad**

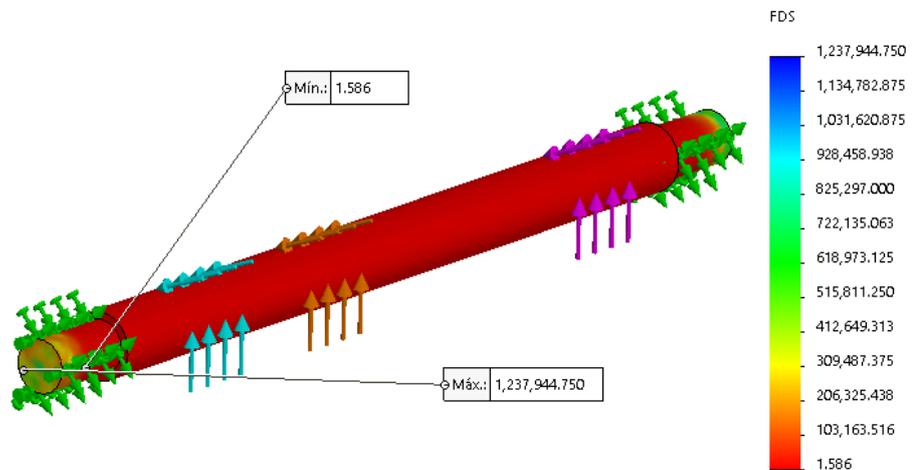


Figura 59. Factor de seguridad del eje del sistema de transmisión principal

Según la Figura 59, se muestran los resultados donde el eje trabaja bajo un factor de seguridad mínimo de 1.6 en la zona entre la catarina y el neumático, el resultado indica un valor permisible, optando adecuadamente el valor del diámetro y material del eje.

D) Selección de chumaceras de pie

- **Cálculo de rodamientos con carga radial**

Se considera que la maquinaria es agrícola y sus horas máximas de trabajo serían 6h, por ello, el catálogo de rodamiento SKF (24) menciona que los factores de duración y el factor de servicio por cadenas es:

- $L_d = 6000$ **(Anexo 13)**
- $F_c = 1.2$

- **Fuerza resultante máxima en los rodamientos**

Se toman como datos las fuerzas máximas que afectan a las chumaceras, calculado en la página 119.

$$F_R = \sqrt{1653.9^2 + 486.5^2}$$

$$F_R = 1723.9(1.2)$$

$$F_R = 2068.7 \text{ N}$$

- **Cálculo de la capacidad básica de la carga dinámica**

Duración del diseño

$$L_d = h. n. \frac{60 \text{ min}}{H} \quad \text{(Ec 2.2.23)}$$

$$L_d = 6000.482.45 \text{ rpm.} \frac{60 \text{ min}}{H}$$

$$L_d = 173 * 10^6 \text{ rev}$$

En el libro «Diseño de elementos de máquinas», de Robert Mott, se detalla que la constante K, resultado de la relación entre la carga P y la duración L en cojinetes por contacto en rodadura, es de 3.

$$C = F_R \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad \text{(Ec 2.2.21)}$$

$$C = 2068.7 \text{ N} \left(\frac{173 * 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 0.35 \text{ KN}$$

- **Resumen de selección**

Se elige una chumacera de pie de una hilera con diámetro de núcleo de 22 mm número UCP205-014D1 con un rodamiento de bolas número UC205-014D1 y una capacidad de carga dinámica básica de 0.35 KN (Ver especificaciones de la chumacera en el Anexo 15).

4.3.2.3 Diseño y cálculo del sistema de transmisión para la cosecha

A) Diseño y selección de bandas

- **Relación de velocidades angulares**

Para la selección de transmisión por bandas, se considera como velocidad de entrada la que actúa en el eje principal (482.45rpm) y la velocidad requerida para el transporte de ajo con 110 rpm de velocidad promedio para una óptima cosecha a un ritmo del movimiento de la máquina junto al operario.

Para ello se considera la relación de velocidades de entrada y salida sobre los ejes mediante la siguiente fórmula:

$$R = \frac{482.45rpm}{110 rpm}$$

$$R = 4.38$$

- **Potencia de diseño**

Para el cálculo de la potencia de diseño se tomarán como parámetros la velocidad de entrada el eje de transmisión principal y la velocidad de salida en el eje de transmisión para la cosecha.

Motor de combustión: 5.5 HP

Potencia nominal: 6.6 HP = 4,92 Kw

$V_{entrada\ eje\ principal} = 482.45\ rpm$

Factor de servicio banda $V =$ por tabla (1,2) (Anexo 8)

$$P_D = F_S * P_n \quad \text{(Ec 2.2.11)}$$

$$P_D = (1,2)(5.5\ HP)$$

$$P_D = 6.6\ HP = 4.92\ KW$$

- **Diámetros primitivos en las poleas**

Se considera inicialmente una polea motriz de 2 pulg. que se ubica sobre el eje de transmisión principal para trabajo de baja potencia, según el libro «Diseño de elementos de máquinas».

$$\frac{D_{e1}}{D_{e2}} = \frac{W_2}{W_1} \quad \text{(Ec 2.2.13)}$$

$$\frac{D_{e1}}{D_{e2}} = \frac{W_2}{W_1} = \frac{2 \text{ pul}}{D_{e2}} = \frac{110 \text{ rpm}}{482.45 \text{ rpm}}$$

$$D_{e2} = 8.77 \text{ pulg} \rightarrow 22.28 \text{ cm}$$

- **Distancias primitivas de las poleas**

Proceso de cálculo de la Distancia entre el $D_{exterior}$ y $D_{primitivo}$ en correas «A», según el libro «Diseño de elementos de máquinas», mediante la siguiente formula:

$$D_p = D_e - 2 * hd \quad (4.3.32)$$

$$hd = 3,3 \text{ mm}$$

$$D_{p1} = 2\text{pulg} * 25,4 \text{ mm} - 2 * 3,3 \text{ mm} = 44.2 \text{ mm} = 1,74 \text{ pulg}$$

$$D_{p2} = 8.77\text{pulg} * 25,4 \text{ mm} - 2 * 3,3 \text{ mm} = 216 \text{ mm} = 8.51 \text{ pulg}$$

- **Distancia tentativa entre centros**

$$D_2 < C < 3(D_2 + D_1) \quad (Ec 2.2.14)$$

$$8.51 < C < 3(8.51 + 1,74)$$

$$8.51 < C < 30.75 \text{ pulg}$$

Con la siguiente solución se toma en cuenta que la distancia mínima entre centros será de 8.51, y 30.75 pulg como máxima, realizando el diseño se opta por darle una distancia entre centros de 400 mm equivalente a 15.74 pulg

- **Longitud primitiva de la correa**

Para el cálculo de la longitud primitiva usamos la fórmula y reemplazando datos se obtiene:

$$L = 2C + 1,57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad (Ec 2.2.15)$$

$$L = 2(15.74) + 1,57(8.51 + 1,74) + \frac{(8.51 - 1,74)^2}{4(15.74)}$$

$$L = 48.3 \text{ pulg}$$

Al resultado obtenido se le considera como una longitud mínima

- **Distancia entre centro**

$$B = 4L - 6,28 (D_2 + D_1) \quad (\text{Ec 2.2.16})$$

$$B = 4(48.3) - 6,28 (8.51 + 1,74)$$

$$B = 128.83$$

Reemplazando en la fórmula 2.2.17 de distancia entre centros, se tiene:

$$C = \frac{128.83 + \sqrt{128.83^2 - 32(8.51 - 1.74)^2}}{16} = 15.739 \text{ pulg}$$

- **Ángulo de contacto entre banda y polea**

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 * \text{sen}^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right] \quad (\text{Ec 2.2.18})$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 * \text{sen}^{-1} \left[\frac{8.51 - 1,74}{2(15.739)} \right] = 155.16 = 155^\circ$$

$$\theta_1 = 180^\circ + 2 * \text{sen}^{-1} \left[\frac{8.51 - 1,74}{2(15.739)} \right] = 204.84^\circ = 201^\circ$$

- **Factores de corrección**

Según el libro «Diseño en ingeniería mecánica» (18) para determinar el factor de corrección se considera el ángulo de contacto y longitud de banda.

$$\text{Para } \theta = 155^\circ \rightarrow C_\theta = 0.95$$

$$C_\theta = 0.93 \quad (\text{Anexo 9})$$

$$\text{Para } L = 48.3 \text{ pulg} \rightarrow C_L = 0,91$$

$$C_L = 0,91 \quad (\text{Anexo 10})$$

- **Potencia nominal corregida**

La potencia nominal corregida se determina para calcular el número de canales que tendrá la polea, calculado mediante la siguiente ecuación.

$$P = C_\theta * C_L * P \quad (4.3.33)$$

$$P = (0,93)(0,91)(6,6)$$

$$P = 5.585 \text{ HP}$$

$$\# \text{ de Bandas} = \frac{6.6 \text{ HP}}{5.58} = 1,18$$

- **Resumen de diseño**

En el tramo del sistema de transmisión principal hacia el sistema para la cosecha, se opta por la transmisión por bandas, que es un área por donde circulará el ajo cosechado y según los parámetros que se usó se optó por la selección de una banda de transmisión 5v tipo A, con una polea motriz de 2 pulg de diámetro y otra conducida de 9 pulg de diámetro de un solo canal.

B) Fuerzas actuantes en la banda de transmisión

Se requiere calcular la fuerza actuante sobre la polea impulsada para usar como parámetro en el cálculo del diámetro del eje.

Parámetros de diseño

- Pot: Potencia de cosecha (1HP) **Cálculo p. 102**
- We: Velocidad entrada del eje principal (482.45 rpm) **Calculo p. 106**
- Ws: Velocidad de salida (110 rpm)
- Dp: Diámetro primitivo polea (0.21 m)

Según Mott, en el libro «Diseño de elementos de máquinas» (19), las fuerzas que actúan en una transmisión por banda tipo V se determinan de la siguiente manera:

- **Calculando el torque:**

$$Pot_1 = T_1 * \omega_1$$

$$T_1 = \frac{4474.2 \text{ N.m/s}}{\left(\frac{482.45 \text{ rev}}{\text{min}}\right)\left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}\right)\left(\frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}}\right)}$$

$$T_1 = 88.56 \text{ N.m}$$

$$T_2 = \frac{4474.2 \text{ N.m/s}}{\left(\frac{110 \text{ rev}}{\text{min}}\right)\left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}\right)\left(\frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}}\right)}$$

$$T_1 = 388.41 \text{ N.m}$$

- **Cálculo de la fuerza actuante sobre la polea**

Para el cálculo de la fuerza se toma en cuenta la potencia teórica de proceso de cosechado de ajo, previamente calculado en la página 105.

$$Pot_1 = T_1 * \omega_1 \quad \text{(Ec 4.3.27)}$$

$$T_1 = \frac{12.5 \text{ Watts}}{\left(\frac{110 \text{ rev}}{\text{min}}\right)\left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}\right)\left(\frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}}\right)}$$

$$T_1 = 1.2 \text{ N.m}$$

$$F = \frac{T}{d} \tag{4.3.34}$$

$$F = \frac{1.2 \text{ N.m}}{0.11}$$

$$F = 10.9 \text{ N}$$

- **Cálculo de los ángulos entre polea y bandas**

$$\theta = \sin^{-1}\left(\frac{R-r}{C}\right) \tag{4.3.35}$$

$$\theta = \sin^{-1}\left(\frac{105 - 25}{400}\right)$$

$$\theta = 11.53^\circ$$

C) Cálculo del eje de transmisión

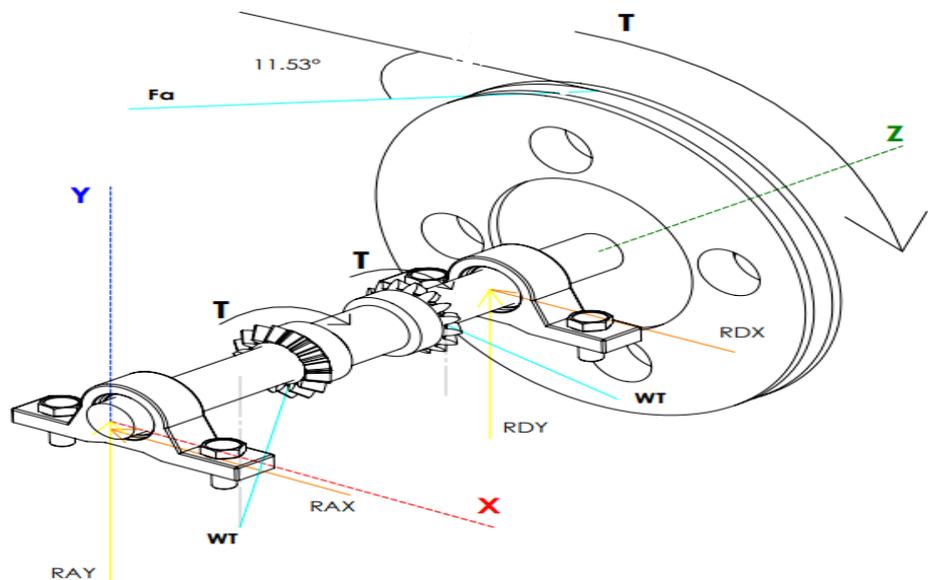


Figura 60.: Representación gráfica del eje 3 del sistema de transmisión para la cosecha

- **Cálculo de reacciones en el plano XY**

Las fuerzas W_x , W_y son producidas por el engranaje cónico que

posee un radio R1m, calculado en la página 155 y la Fa es la fuerza actuante sobre la polea de 9" con un valor de 10.9 N.

$$F_E = F_a * \sin(11.53^\circ)$$

$$F_E = 10.9 * \sin(11.53^\circ)$$

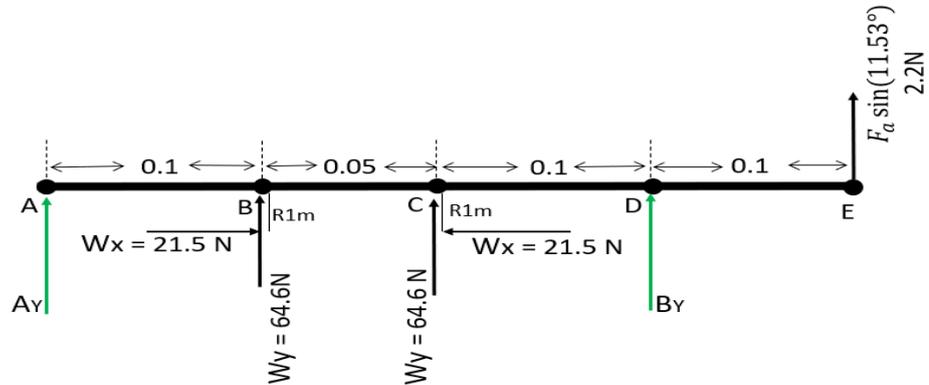


Figura 61. Diagrama de cuerpo libre del eje 3 en el plano XY

- **Cálculo de reacciones de los soportes en el plano**

$$\sum F_Y = 0$$

$$A_Y + B_Y + 64.6 \text{ N} + 64.6 \text{ N} + 2.2 \text{ N} = 0$$

$$A_Y + B_Y = -130.2 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$64.6 \text{ N}(0.1 \text{ m}) + 64.6 \text{ N}(0.15 \text{ m}) + 2.2 \text{ N}(0.35 \text{ m}) + B_Y(0.25 \text{ m}) + 0.026 \text{ m}(21.5 \text{ N}).2 = 0$$

$$B_Y = -72.152 \text{ N}$$

$$A_Y = -58.048 \text{ N}$$

- **Diagrama de Esfuerzo cortante y momento flector**

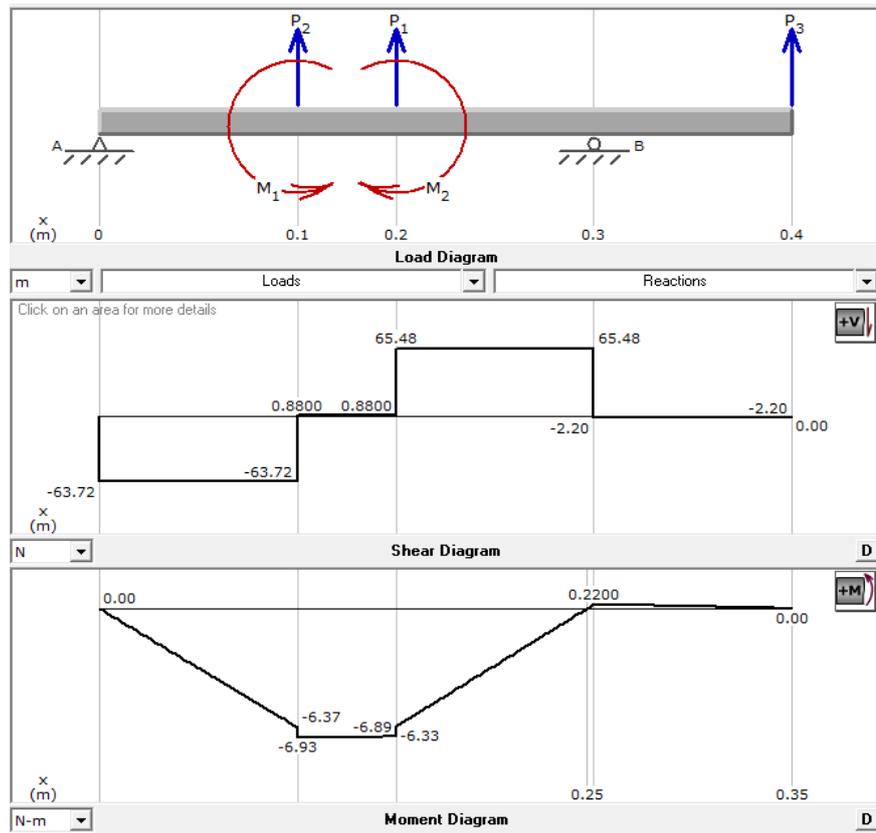


Figura 62. Diagrama de Esfuerzo cortante y momento flector en el plano XY

- **Cálculo de reacciones en el plano XZ**

En la Figura 63 se observa que en el eje de transmisión para la cosecha actúa una fuerza W_y (64.5N) en los puntos B y C las cuales son las fuerzas de los engranajes, y en el punto E actúa la fuerza conducida por la polea con un valor de 10.9 N.

$$F_E = F_a * \cos(11.53^\circ)$$

$$F_E = 10.9 * \cos(11.53^\circ) = 10.68 \text{ N}$$

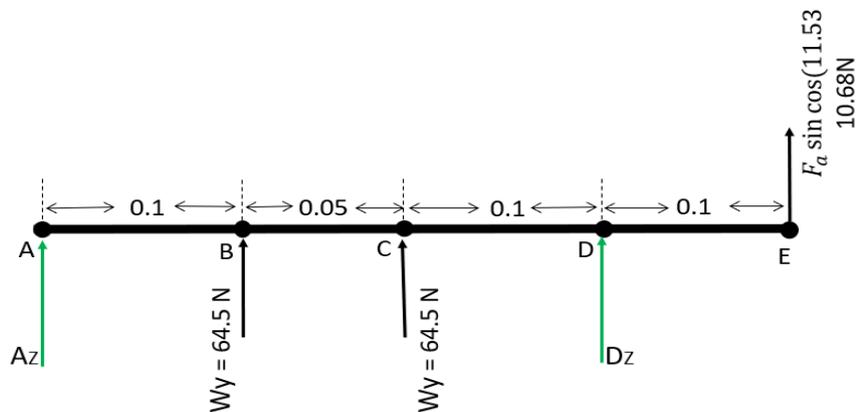


Figura 63. Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ del eje del sistema de cambio de dirección de potencia

$$\sum F_Z = 0$$

$$A_Z + B_Z + 64.6 \text{ N} + 64.6 \text{ N} + 10.68 \text{ N} = 0$$

$$A_Z + B_Z = -139.88 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$64.6 \text{ N}(0.1 \text{ m}) + 64.6 \text{ N}(0.15 \text{ m}) + B_Z(0.25 \text{ m}) + 10.68 \text{ N}(0.35 \text{ m}) = 0$$

$$B_Z = -79.55 \text{ N}$$

$$A_Z = -60.33 \text{ N}$$

- Diagrama del momento flector y esfuerzo cortante en el plano XZ

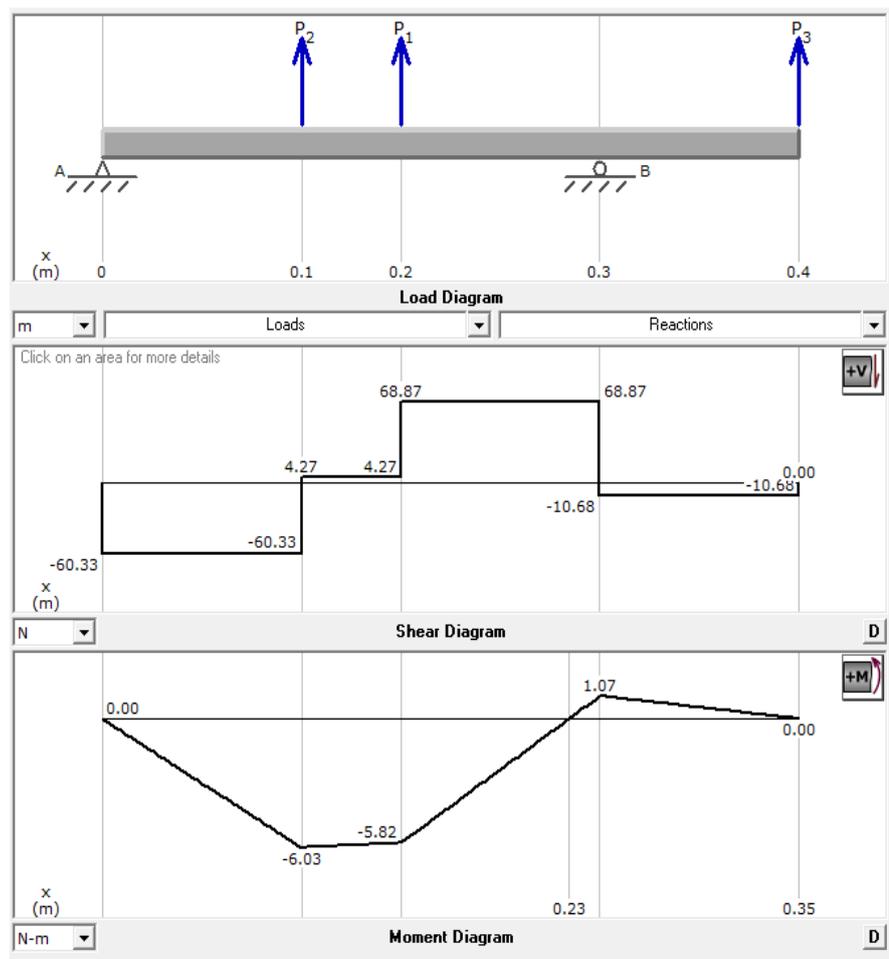


Figura 64. Momento flector y esfuerzo cortante del eje 3 en el plano XZ

- **Hallando el momento máximo en puntos críticos**

Tabla 28. Momentos en el eje 3

Punto	Momento en el plano xy (N.m)	Momento en el plano xz (N.m)	Momento máximo $\sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$
A	0	0	0
B	-6.93	-6.03	9.18
C	-6.89	-5.82	9.01
D	-0.22	1.07	1.09
E	0	0	0

Para la selección del material del eje y el cálculo de su diámetro, se considera los siguientes parámetros.

- Torque máximo 380.9 N.m (Cálculo p. 143)
- Momento máximo 9.18 N.m (Tabla 28)
- Material (SAE 1020)
- $S_y = 390 \text{ Mpa}$ (Anexo 3)
- $S_{ult} = 409 \text{ Mpa}$ (Anexo 3)
- Factor de seguridad (F.s) = 2
- Sensibilidad a la muesca (q)
- Sensibilidad a la muesca contante (q_c)
- Factor de esfuerzos por flexión (K_t)
- Factor de esfuerzos por torsión (K_{ts})
- Factor de superficie (k_a)
- Factor de tamaño (K_b)
- Factor de modificación del límite de resistencia a fatiga (S_e)
- Limitador de viga (S_e')

- **Cálculo del diámetro del eje tentativo**

El diseño del eje será de diámetro constante en toda su longitud, por lo tanto, para el cálculo del diámetro mínimo se tomará como datos el momento máximo y torque máximo previamente calculados.

$$\frac{S_y}{f.s} = \left[\left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16T}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ec 2.2.24})$$

$$\frac{390 * 10^6}{2} = \left[\left(\frac{32 * 9.18}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 * 380.9}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$d = 0.0258 \text{ m}$$

El diámetro calculado se toma en cuenta para proceder con el análisis de concentración de esfuerzos ASME – ELÍPTICA.

$$\frac{r}{d} = 0.1$$

$$\frac{r}{25.8 \text{ mm}} = 0.1$$

$$r = 2.58 \text{ mm}$$

El anterior resultado nos dirige al Anexo 12 para determinar el valor de q_c y q .

- **Cálculo de los factores de concentración por flexión y torsión**

Para el cálculo del factor de concentración por flexión y torsión se requiere determinar los valores K_t y K_{ts} en el anexo 12, mediante la división del diámetro mayor y menor del eje ($D/d = 1.2$) donde el resultado es asumido aplicando el valor del diámetro.

$$K_f = 1 + q_c (K_t - 1) \quad (\text{Ec 2.2.27})$$

$$K_f = 1 + 0.81(1.6 - 1)$$

$$K_f = 1.48$$

$$K_{fs} = 1 + q_c (K_{ts} - 1) \quad (\text{Ec 2.2.26})$$

$$K_{fs} = 1 + 0.82(1.3 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.256$$

- **Cálculo del factor de modificación superficial**

$$k_a = a \cdot S_{ult}^b \quad (\text{Anexo 12})$$

$$k_a = 4.51 * 469^{-0.265}$$

$$k_a = 0.8837$$

- **Cálculo del factor de modificación por su tamaño**

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} \quad (\text{Anexo 12})$$

$$K_b = \left(\frac{25}{7.62}\right)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.88$$

- **Cálculo del límite de resistencia**

$$S_{e'} = 0.5 * S_{ult} \quad (\text{Anexo 12})$$

$$S_{e'} = 0.5 * 469$$

$$S_{e'} = 234.5 \text{ Mpa}$$

$$S_e = K_a * K_b * S_{e'} \quad (\text{Ec 2.2.28})$$

$$S_e = 0.8837 * 0.88 * 234.5$$

$$S_e = 182.36$$

Los anteriores resultados son reemplazados en la siguiente ecuación:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f * M}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} T}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (\text{Ec 2.2.25})$$

$$d = \left\{ \frac{16 * 2}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.48 * 9.18}{182.36 * 10^6} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.256 * 380.9}{390 * 10^6} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0.0278 \text{ m}$$

El diámetro calculado representa al diámetro en la parte crítica del eje, es decir en la parte central donde se ubican los engranajes, reemplazando en la fórmula ($D/d = 1.2$) se obtiene un diámetro menor de 23.1 mm que será el diámetro de las partes externas del eje que también contendrá a la polea de 9".

- **Cálculo del esfuerzo a flexión en el punto b**

$$\sigma_{XY} = \frac{Mr}{I} = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \quad (\text{Ec 4.3.21})$$

$$\sigma_{XY} = \frac{32 * 9.18 \text{ N.m}}{\pi * (0.020 \text{ m})^3} \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{XY} = 11.7 \text{ Mpa}$$

- **Cálculo del esfuerzo a torsión en el punto c**

Se considera el torque producido por el motor directamente sobre el eje principal con un valor de 356 N.m.

$$T_{xy} = \frac{Tr}{I} = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \text{ Mpa} \quad (\text{Ec 4.3.22})$$

$$T_{xy} = \frac{16 * 356 \text{ N.m}}{\pi * 0.020^3} \text{ Mpa}$$

$$T_{xy} = 226.6 \text{ Mpa}$$

- **Cálculo de la tensión a corte máximo en el eje**

$$T_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xy}}{2} \right)^2 + T_{xy}^2} \quad (\text{Ec 4.3.23})$$

$$T_{max} = \sqrt{(11.7)^2 + 226.6^2}$$

$$T_{max} = 226.9 \text{ Mpa}$$

- **Cálculo del esfuerzo por concentración de VON-MISES**

Según el libro «Diseño en ingeniería mecánica», de Robert L. Norton, para determinar el esfuerzo a tensión en la escala Von-Mises se multiplica el esfuerzo a la tensión de corte máximo con el factor de seguridad usado para el diseño, expresado en la siguiente ecuación:

$$\sigma' = \frac{S_y}{F_s}$$

$$S_y = \sigma' * F_s$$

$$S_y = 226.9 * 2$$

$$\sigma' = 453.8 \text{ Mpa}$$

- **Resumen de diseño**

El diámetro obtenido en la parte central del eje es de 27.8mm, por lo tanto, se elegirá un diámetro comercial mayor o igual a lo calculado y el más adecuado es un eje de diámetro 1" o 25 mm y de diámetro en los extremos de 7/8" o 22 mm de material AISI 1020 (Ver propiedades en el Anexo 3 y los detalles del eje que se muestran en el Anexo 21).

D) Análisis por simulación del eje

Para un trabajo adecuado del sistema, se analiza el eje considerando las fuerzas, reacciones y torques a los que está sometido, detallados en la Tabla 29. La simulación se realizará en el programa Solidworks 2018.

Tabla 29. *Parámetros para la simulación del eje del sistema de transmisión para la cosecha*

n.º	Descripción	Valor
1	Fijación en los puntos de las chumaceras	Geometría fija
2	Torque producido en la polea	380.9 N.m
3	Torque producido en los engranajes cónicos	1.67
4	Dimensiones	Ø 27mm -22mm

- **Análisis de esfuerzo a tensión Von-Mises del eje**

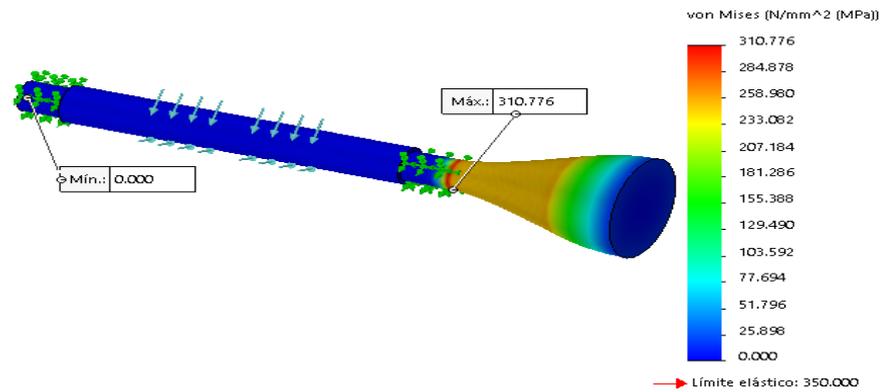


Figura 65. Análisis del esfuerzo a tensión Von-Mises del eje del sistema de cambio de dirección de potencia

Tabla 30: Resultados del análisis de esfuerzo Von-Mises del eje del sistema de transmisión para la cosecha

Descripción	Valor
Esfuerzo mínimo	0.0001 Mpa
Esfuerzo máximo	310.776 Mpa
Limite elástico	350 Mpa
Esfuerzo a la tracción máxima del material	390 Mpa

Considerando ciertos parámetros para la simulación en la Figura 65, se muestra que el esfuerzo máximo, producido sobre el eje durante el funcionamiento se ubica aproximadamente por el punto de la chumacera con un valor de 310.776 Mpa, un valor por debajo del esfuerzo máximo de tracción del material (SAE 1020). El Anexo 3 muestra que el esfuerzo máximo de tracción del material es de 390 Mpa.

Realizando una comparación entre los datos calculados y los datos obtenidos en la simulación, se observa que el esfuerzo de tensión máxima es de 226.9 Mpa siendo un valor menor y dentro del rango de valores en la simulación, deduciendo que el eje actuará sin problemas con la carga durante su operación.

- **Análisis de Desplazamiento**

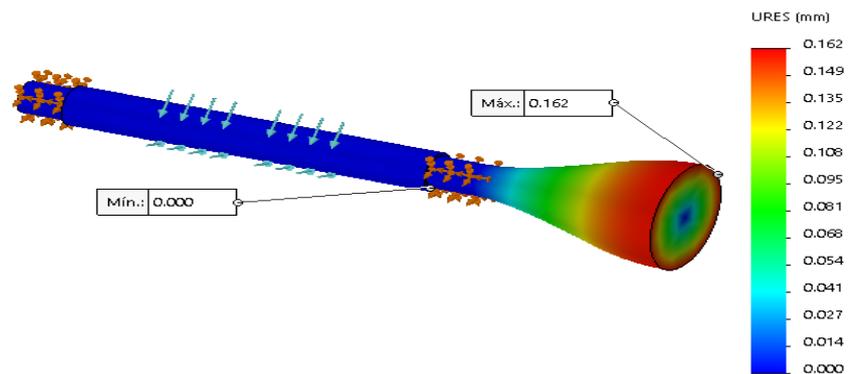


Figura 66. Desplazamiento del eje del sistema de cambio de dirección de potencia

La Figura 66 muestra el desplazamiento máximo de 0.162 mm que producen las fuerzas actuantes sobre el eje en la zona cerca a la polea de transmisión y en la parte intermedia, donde se ubican los apoyos con chumaceras, se detalla de color azul indicando que se produce un mínimo desplazamiento.

- **Factor de seguridad**

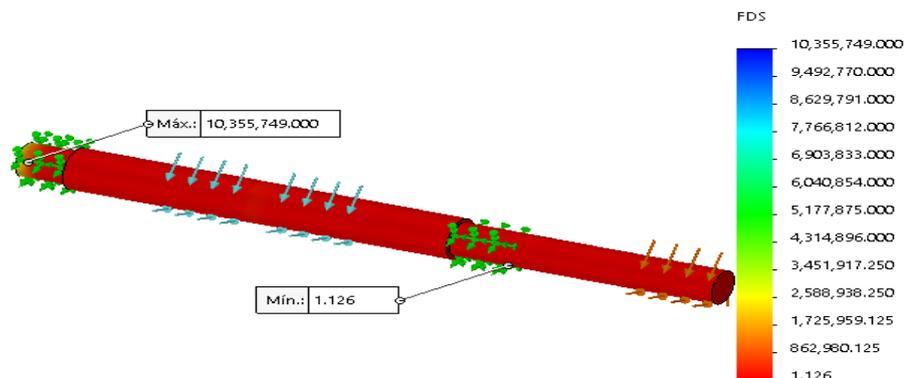


Figura 67. Factor de seguridad del eje del sistema de cambio de dirección de potencia

Según los resultados de la simulación, la Figura 67 muestra que el eje trabaja bajo un factor de seguridad mínimo de 1.12, valor permisible, el cual indica la adecuada elección del material y valor del diámetro del eje.

E) Selección de chumacera de pie

- **Cálculo de rodamientos con carga radial**

Se considera que la maquinaria es agrícola y sus horas máximas de trabajo son de 6h, por lo cual se considera ciertos datos obtenidos a continuación:

- $L_d = 6000$ (Anexo 13)
- $F_c = 1.2$

- **Fuerza resultante máxima en los rodamientos**

Se toma como datos las fuerzas máximas que afectan a las chumaceras, calculados de las Figuras 61 - 62.

$$F_R = \sqrt{21.41^2 + 4.41^2}$$

$$F_R = 1740.7 (1.2)$$

$$F_R = 21.85 \text{ N}$$

- **Cálculo de la capacidad básica de la carga dinámica**

Duración del diseño

$$L_d = h.n. \frac{60 \text{ min}}{H} \quad (\text{Ec 2.2.23})$$

$$L_d = 6000.110 \text{ rpm} \cdot \frac{60 \text{ min}}{H}$$

$$L_d = 39.6 * 10^6 \text{ rev}$$

Según el libro de «Diseño de elementos de máquinas» (19) se detalla que la constante K, resultado de la relación entre la carga P y la duración L en cojinetes por contacto en rodadura es de 3.

$$C = F_R \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (\text{Ec 2.2.21})$$

$$C = 21.85 \text{ N} \left(\frac{39.6 * 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 0.074 \text{ KN}$$

- **Resumen de selección**

Se elige una chumacera de pie de una sola hilera, con diámetro de núcleo de 7/8 o 22 mm número UCP205-014D1, con un rodamiento de bolas UC205-014D1 y una capacidad de carga dinámica básica de 0.074 KN (Ver especificaciones de la chumacera elegida en la tabla del Anexo 15).

4.3.2.4 Diseño y cálculo del sistema de transmisión vertical

A) Diseño y selección de engranajes cónicos rectos

Para el diseño de engranajes se considera los siguientes datos geométricos.

Tabla 31. *Datos geométricos del engranaje cónico*

Descripción	Engranaje 1	Engranaje 2
Módulo	3	3
Ángulo de presión	20°	20°
Número de dientes	16	16
Diámetro primitivo	64 mm	64 mm
Ancho de cara	20	20
Diámetro exterior	69 mm	69 mm

- **Diseño por resistencia a la flexión en los dientes del engrane**

Señalado en el mercado teórico, en el proceso de diseño de engranajes se debe de considerar que $\sigma < \sigma_{perm}$ para evitar fallas por flexión.

La potencia tomada será del sistema de cosecha que según los cálculos en la pág. 106, se determinó un valor de 0.05 HP, pero se tomará un valor de 0.1 HP para efectos de sobrecarga producida por los engranajes.

$$T_p = \frac{63000 (p)}{M_p} = \frac{63000(0.1HP)}{110}$$

$$T_p = 57.3 \text{ lb.pulg} = 77.68 \text{ N.m}$$

$$r_m = \frac{d}{2} - \left(\frac{F}{2}\right) * \text{sen} \gamma$$

$$r_m = \left(\frac{3 \text{ pulg}}{2}\right) - \left(\frac{0,78 \text{ pulg}}{2}\right) * \text{sen}(20^\circ)$$

$$r_m = 1.36 \text{ pulg.}$$

Entonces:

$$W_t = \frac{T_p}{r_m} \tag{4.3.36}$$

$$W_t = \frac{T_p}{r_m} = \frac{5.72 \text{ lb.pulg}}{1.36 \text{ pulg}}$$

$$W_t = 42 \text{ lb} = 187.1 \text{ N}$$

$$W_r = W_t * \tan\varphi * \cos\gamma = 187.1 \text{ N} * \tan(20) * \cos(18,43^\circ) = 64.6 \text{ N}$$

$$W_x = W_t * \tan\varphi * \sin\gamma = 187.1 \text{ N} * \tan(20) * \sin(18,43^\circ) = 21.53 \text{ N}.$$

B) Cálculo del eje de transmisión

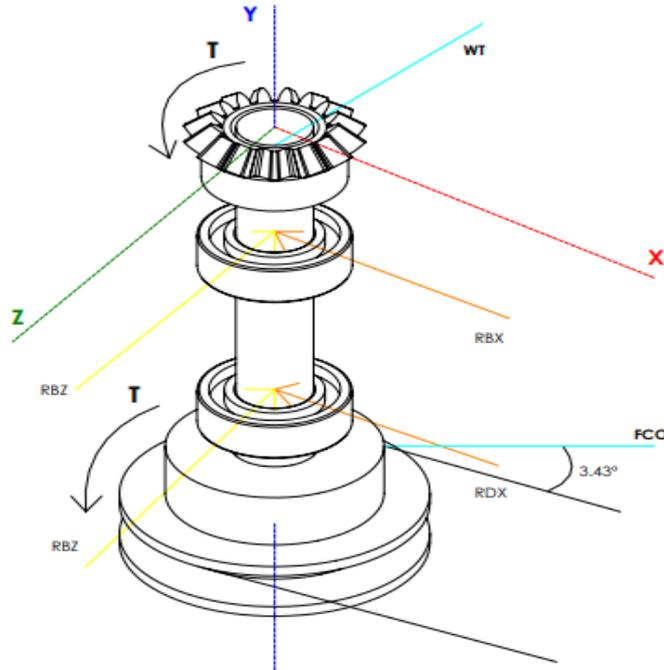


Figura 68. Representación gráfica del eje 4 del sistema de transmisión vertical

- **Cálculo de reacciones de los soportes en el plano XY**

En la Figura 68 se observa que en el punto A actúa una fuerza de 64.5 N, siendo el valor de la fuerza producida por el engranaje cónico y en el punto D actúa la fuerza producida por el sistema de transporte de ajo mediante una polea de 2.5".

$$F_A = 64.5 \text{ N}$$

$$F_D = F_{CO} * \sin(3.43^\circ)$$

$$F_D = F_{CO} * \sin(3.43^\circ) = 0.43 \text{ N}$$

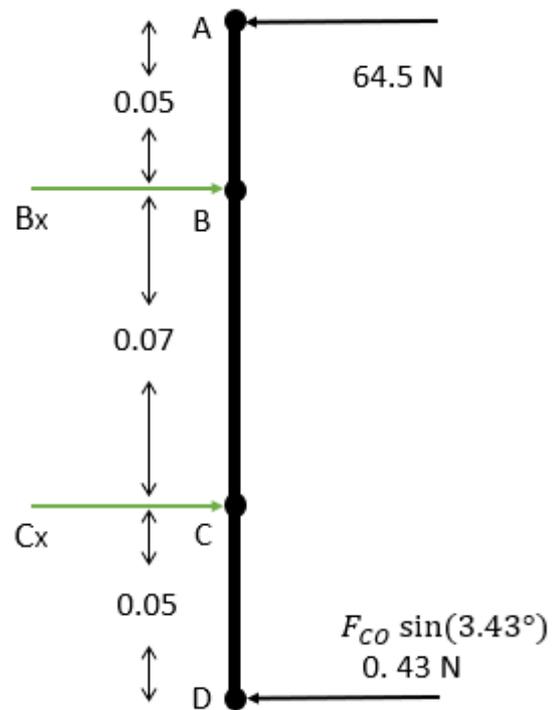


Figura 69. D.C.L en el plano XY del eje del sistema de transmisión vertical

$$\sum F_x = 0$$

$$B_x + C_x - 64.5 \text{ N} - 0.43 \text{ N} = 0$$

$$B_x + C_x = 64.93 \text{ N}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$B_x(0.07 \text{ m}) + 0.43(0.05) - 64.5\text{N}(0.12 \text{ m}) = 0$$

$$B_x = 110.3 \text{ N}$$

$$C_x = -45.37 \text{ N}$$

- Diagrama del Momento flector y Esfuerzo cortante en el plano XY

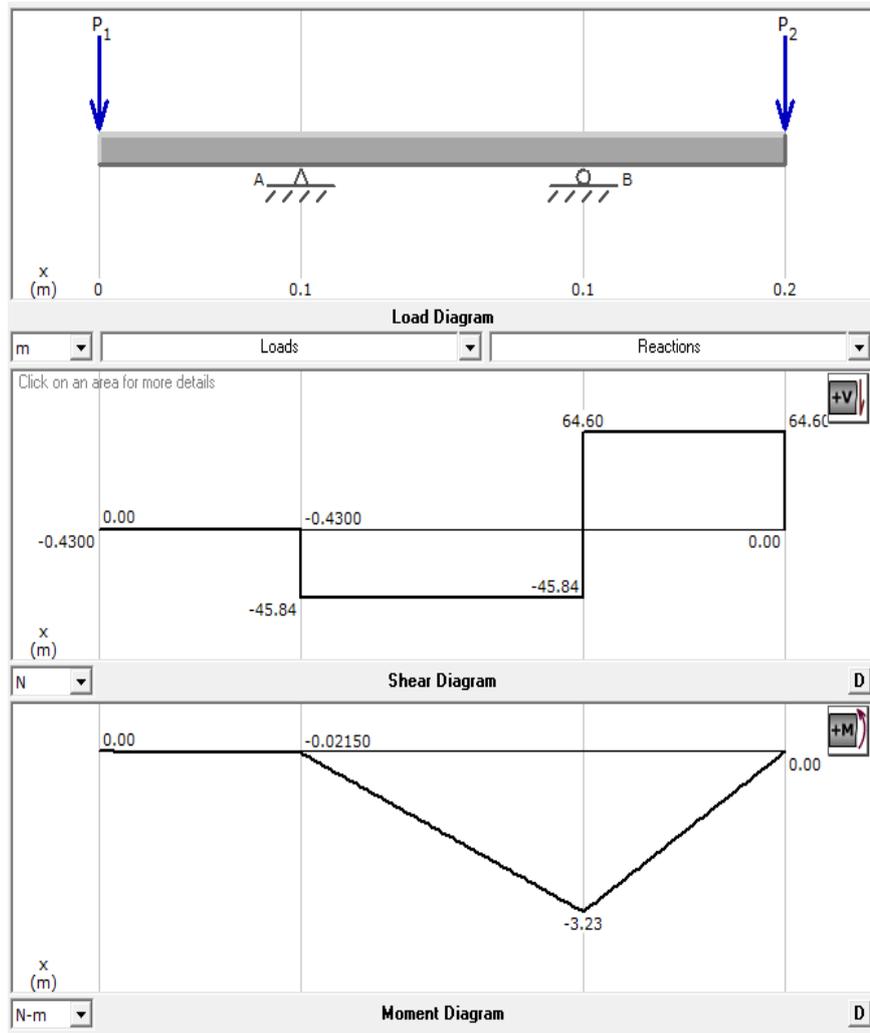


Figura 70. Diagrama del Momento flector y Esfuerzo cortante del eje 4 en el plano XY

- **Cálculo de las reacciones de los soportes en el plano XZ**

En la Figura 71 se observa que en el punto A actúa una fuerza de 64.5 N que es producida por el engranaje cónico y también un torque con la fuerza de 21.5 y el radio del engranaje y en el punto D actúa también la fuerza del sistema de transporte de ajo mediante una polea de 2.5".

$$F_D = F_{CO} * \cos(3.43^\circ)$$

$$F_D = 7.2 * \cos(3.43^\circ) = 7.20N$$

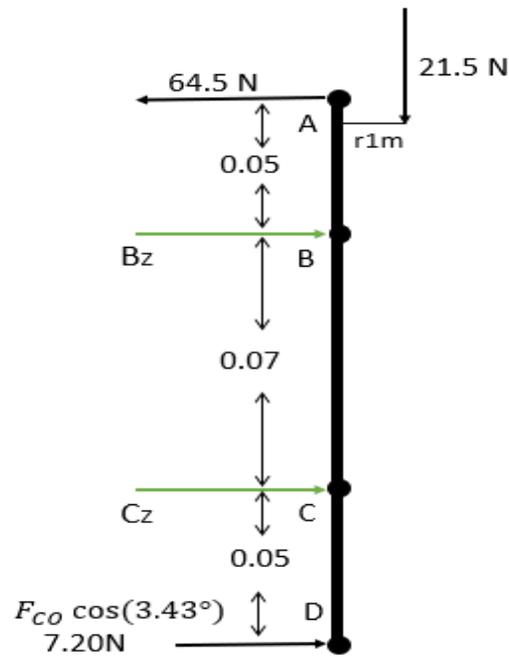


Figura 71. Diagrama de cuerpo libre del eje del sistema de transmisión vertical en el plano XZ

$$\sum F_z = 0$$

$$-64.5 \text{ N} + B_z + C_z + 7.2 \text{ N} = 0$$

$$B_z + C_z = 57.3 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$C_z(0.07 \text{ m}) + 7.22 \text{ N}(0.12 \text{ m}) + 64.5 \text{ N}(0.05 \text{ m}) = 0$$

$$B_z = -58.49 \text{ N}$$

$$C_z = 115.70 \text{ N}$$

- Diagrama de Momento flector y Esfuerzo cortante

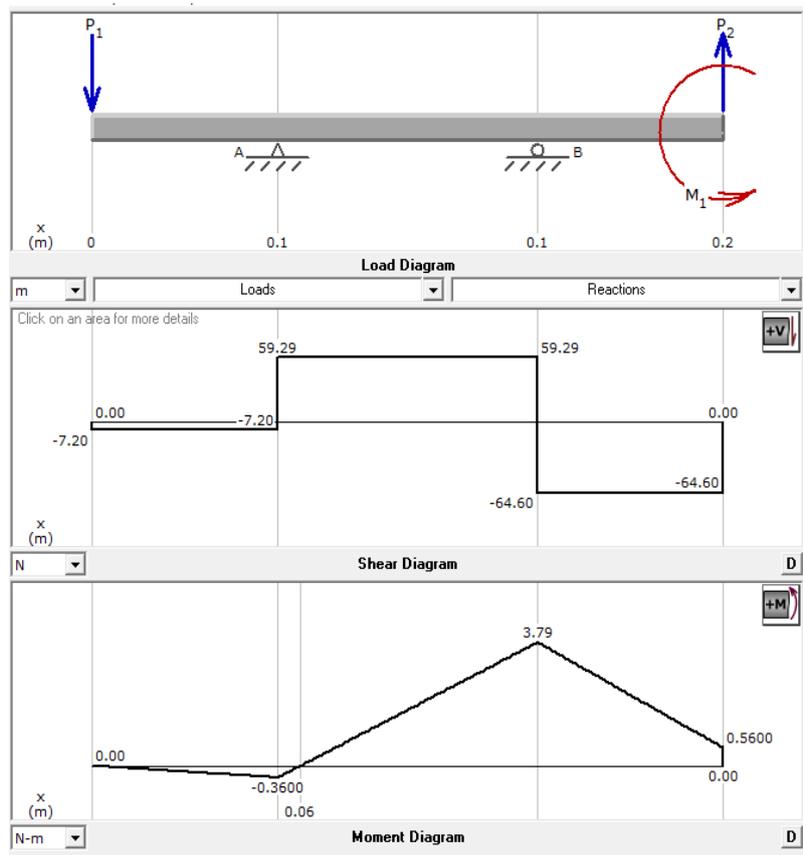


Figura 72. Diagrama de Momento flector y Esfuerzo cortante del eje 4 en el plano XZ

- Hallando el momento máximo en puntos críticos

Tabla 32. Momentos del eje 4

Punto	Momento en el plano xy (N.m)	Momento en el plano xz (N.m)	Momento máximo $\sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$
A	0	0	0
B	0.021	-0.36	0.03
C	3.23	3.79	5.1
D	0	0.56	0.05

Para la selección del material del eje y el cálculo de su diámetro, se considera los siguientes parámetros.

- Torque máximo 77.68 N.m (Cálculo p. 133)
- Momento máximo 5.1
- Material (SAE 1020)
- $S_y = 393 \text{ Mpa}$ (Anexo 9)

- $S_{ult} = 469 \text{ Mpa}$ (Anexo 3)
- Factor de seguridad (F.s) = 2
- Sensibilidad a la muesca (q)
- Sensibilidad a la muesca contante (q_c)
- Factor de esfuerzos por flexión (K_t)
- Factor de esfuerzos por torsión (K_{ts})
- Factor de superficie (k_a)
- Factor de tamaño (K_b)
- Factor de modificación del límite de resistencia a fatiga (S_e)
- Limitador de viga (S_e')

• **Cálculo del diámetro del eje tentativo**

El diseño del eje será de diámetro constante en toda su longitud, por lo tanto, para el cálculo del diámetro mínimo se tomará como datos el momento máximo y torque máximo previamente calculados.

$$\frac{S_y}{f.s} = \left[\left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16T}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ec 2.2.24})$$

$$\frac{390 * 10^6}{2} = \left[\left(\frac{32 * 5.1}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 * 1.3}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$d = 0.007 \text{ m}$$

• **Resumen de diseño**

El diámetro calculado se toma en cuenta para proceder con el análisis de concentración de esfuerzos ASME – ELÍPTICA.

$$\frac{r}{d} = 0.02$$

$$\frac{r}{6 \text{ mm}} = 0.1$$

$$r = 0.6 \text{ mm}$$

El anterior resultado nos dirige al Anexo 8 y determinar el valor de q_c y q .

Cálculo de los factores de concentración por flexión y torsión.

$$Kf = 1 + q_c (K_t - 1) \quad (\text{Ec 2.2.27})$$

$$Kf = 1 + 0.71(1.7 - 1)$$

$$Kf = 1.497$$

$$Kfs = 1 + q_c (K_{ts} - 1) \quad (\text{Ec 2.2.26})$$

$$K_{fs} = 1 + 0.85(1.4 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.34$$

- **Cálculo del factor de modificación superficial**

$$k_a = a \cdot S_{ult}^b \quad (\text{Anexo 12})$$

$$k_a = 4.51 * 469^{-0.265}$$

$$k_a = 0.8837$$

- **Cálculo del factor de modificación por su tamaño**

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} \quad (\text{Anexo 12})$$

$$K_b = \left(\frac{20}{7.62}\right)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.9$$

- **Cálculo del límite de resistencia**

$$S_{e'} = 0.5 * S_{ult} \quad (\text{Anexo 12})$$

$$S_{e'} = 0.5 * 469$$

$$S_{e'} = 234.5 \text{ Mpa}$$

$$S_e = K_a * K_b * S_{e'} \quad (\text{Ec 2.2.28})$$

$$S_e = 0.8837 * 0.9 * 234.5$$

$$S_e = 186.5 \text{ Mpa}$$

Los anteriores resultados son reemplazados en la siguiente ecuación.

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f * M}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} T}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (\text{Ec 2.2.25})$$

$$d = \left\{ \frac{16 * 2}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.497 * 5.1}{186.5 * 10^6} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.39 * 77.68}{390 * 10^6} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0.017 \text{ m}$$

El diámetro calculado representa al diámetro en la parte crítica del eje, es decir en la parte central. Reemplazando en la fórmula (D/d = 1.2) se obtiene un diámetro menor de 14.2 mm que será el diámetro de las partes externas del eje que también contendrá a la polea de 3.5" y en la parte superior al engranaje cónico.

- **Cálculo del esfuerzo a flexión en el punto c**

$$\sigma_{XY} = \frac{Mr}{I} = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \quad (\text{Ec 4.3.21})$$

$$\sigma_{XY} = \frac{32 * 5.1 \text{ N.m}}{\pi * (0.014 \text{ m})^3} \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{XY} = 18.93 \text{ Mpa}$$

- **Cálculo del esfuerzo a torsión en el punto c**

Se le considera el torque producido por engranaje montado al eje con un valor de 18.81 N.m con un radio del engrane conducido de 0.026 m.

$$\mathcal{T}_{xy} = \frac{Tr}{I} = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \text{ Mpa} \quad (\text{Ec 4.3.22})$$

$$\mathcal{T}_{xy} = \frac{16 * 1.2 \text{ N.m}}{\pi * 0.014^3} \text{ Mpa}$$

$$\mathcal{T}_{xy} = 2.3 \text{ Mpa}$$

- **Cálculo de la tensión a corte máximo en el eje**

$$\mathcal{T}_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xy}}{2}\right)^2 + \mathcal{T}_{xy}^2} \quad (\text{Ec 4.3.23})$$

$$\mathcal{T}_{max} = \sqrt{(18.93)^2 + 2.3^2}$$

$$\mathcal{T}_{max} = 19.1 \text{ Mpa}$$

- **Cálculo del esfuerzo por concentración de Von-Mises**

Según el libro «Diseño en ingeniería mecánica», de Robert L. Norton, para determinar el esfuerzo a tensión en la escala Von-Mises se multiplica el esfuerzo a la tensión de corte máximo con el factor de seguridad usado para el diseño, expresado en la siguiente ecuación:

$$\sigma' = \frac{S_y}{F_s}$$

$$S_y = \sigma' * F_s$$

$$S_y = 53.39 * 2$$

$$\sigma' = 106.78 \text{ Mpa}$$

El diámetro obtenido en la parte central del eje es de 17 mm, por lo tanto, se elegirá un diámetro comercial mayor o igual a lo calculado

y el más adecuado es un eje de diámetro 3/4" o 19 mm y de diámetro en los extremos de 15 mm de material AISI 1020 (Ver propiedades en el Anexo 3 y los detalles del eje que se muestran en el Anexo 21). Para verificar la resistencia del eje se realizará una simulación estática, aplicando como parámetros ciertos datos calculados y descritos a continuación.

C) Análisis por simulación estática del eje

Para un trabajo adecuado del sistema se analiza el elemento principal el cual es el eje considerando las fuerzas, reacciones y torques a los que está sometido, detallados en la Tabla 33. La simulación se realizará en el programa Solidworks 2018.

Tabla 33. Parámetros para el análisis estático del eje de transmisión para la cosecha

n.º	Descripción	Valor
1	Fijación en los puntos de los rodamientos	Geometría fija con deslizamiento por 0.1 mm
2	Torque producido en la polea	1.33
3	Torque producido en el engranaje cónico	77.68
4	Dimensiones	Ø 0.16mm x 170mm

- Esfuerzo por tensión *Von-Mises*

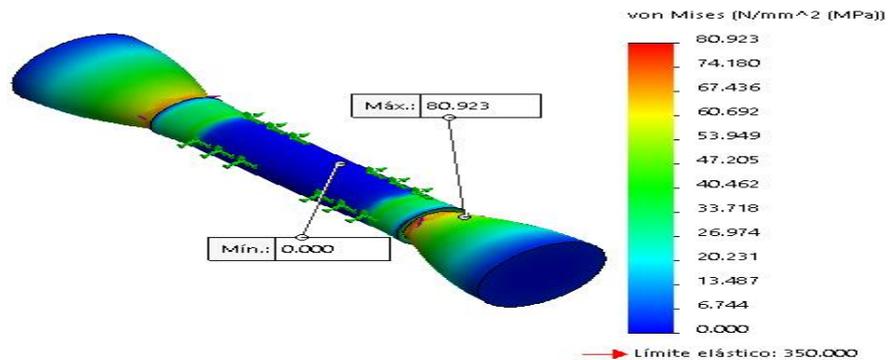


Figura 73. Esfuerzo por tensión *Von-Mises* del eje de transmisión vertical

Tabla 34. Resultados del análisis estático del eje del sistema principal

Descripción	Valor
Esfuerzo mínimo	0.0001 Mpa
Esfuerzo máximo	43.4 Mpa
Límite elástico	350 Mpa
Resistencia máxima a la tracción del material	393 Mpa

La Figura 73 muestra que el esfuerzo máximo se produce aproximadamente por el punto de rodamiento debajo del engranaje, con un valor de 43.39 Mpa, siendo menor en comparación con el valor de esfuerzo máximo a la tracción del material (AISI 1020) teniendo un valor máximo de tracción de 390 Mpa, lo cual significa que el resultado se encuentra dentro de los parámetros permitidos.

- **Análisis de desplazamiento**

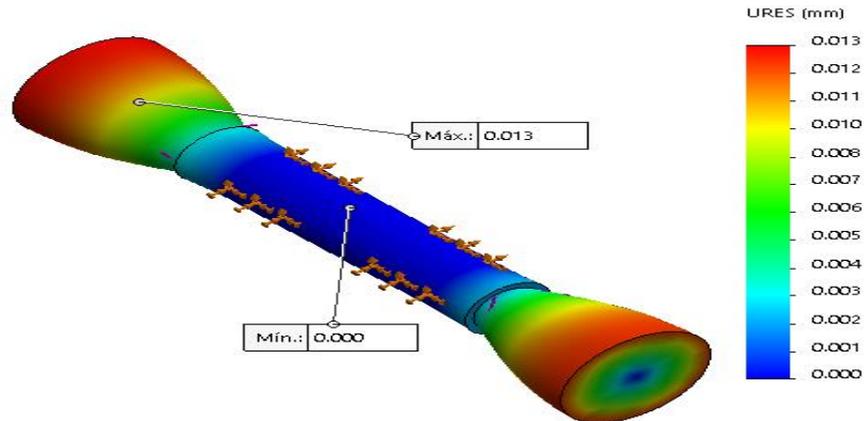


Figura 74. Análisis de desplazamiento del eje de transmisión vertical

La Figura 74 indica que el desplazamiento máximo sobre el eje se ubica aproximadamente en el engranaje cónico que debido al torque produce un desplazamiento de 0.008mm.

- **Factor de seguridad**

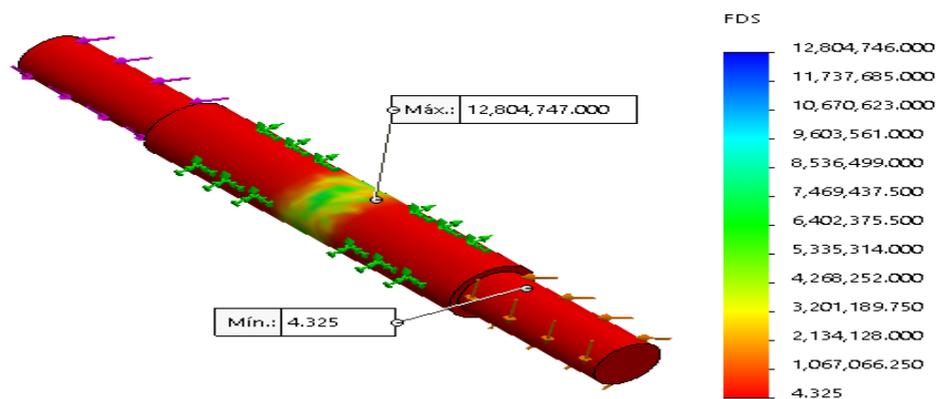


Figura 75. Análisis del factor de seguridad del eje del sistema de transmisión vertical

La Figura 75 muestra los resultados del factor de seguridad con que trabaja el eje, obteniendo un valor mínimo de 4.325, lo cual significa

que el componente trabajará con una resistencia segura, debido al material elegido además de haber considerado un diámetro mayor según el cálculo, habiendo aplicado el torque mayor por parte de los engranajes cónicos que se encuentran en la parte superior del eje, que brindarán un torque elevado.

D) Selección de rodamientos

Para la selección de los cojinetes se hará una comparación entre las fuerzas producidas por los engranajes cónicos y la fuerza producida por la correa de transmisión montada en el mismo eje.

- **Cálculo de rodamientos con carga radial**

Tomando en cuenta que la maquinaria es agrícola y sus horas máximas de trabajo se tornan en seis, se considera ciertos datos obtenidos, según lo mencionado anteriormente.

- $L_d = \text{duración del rodamiento en horas (6000)}$ **(Anexo 13)**

- $F_b = \text{factor de servicio por transmisión con correas (1.5)}$

(Anexo 13)

- **Fuerza resultante máxima en los rodamientos**

Se toma como dato las fuerzas máximas que afectan a las chumaceras, calculado en la página 146.

$$F_R = \sqrt{110.3^2 + 115.7}$$

$$F_R = 159.8 \text{ (1.5)}$$

$$F_R = 239.7 \text{ N}$$

- **Cálculo de la capacidad básica de la carga dinámica**

Duración del diseño

$$L_d = h. n. \frac{60 \text{ min}}{H} \quad \text{(Ecuación N°2.2.23)}$$

$$L_d = 6000.110 \text{ rpm.} \frac{60 \text{ min}}{H}$$

$$L_d = 39.6 * 10^6 \text{ rev}$$

En el libro «Diseño de elementos de máquinas», de Robert Mott, se detalla que la constante K, resultado de la relación entre la carga P y la duración L en cojinetes por contacto en rodadura, es de 3.

$$C = F_R \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (\text{Ec 2.2.21})$$

$$C = 239.7 \left(\frac{39.6 * 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 0.82 \text{ KN}$$

- **Resumen de selección**

El número de rodamientos que se usará es el número 6002 con diámetro interior $D_i=15$ mm y diámetro exterior $D_e=32$ mm, con una capacidad de carga dinámica de 5.86 KN, mayor en comparación a la capacidad de carga dinámica calculada de 0.85 KN, las especificaciones del rodamiento se pueden observar en la Tabla de rodamientos SKF, Anexo 16.

El rodamiento se ubicará dentro del tubo de soporte anclado mediante anillos de retención para evitar el escape o salida, además se incrustará a presión para mayor comodidad durante el funcionamiento.

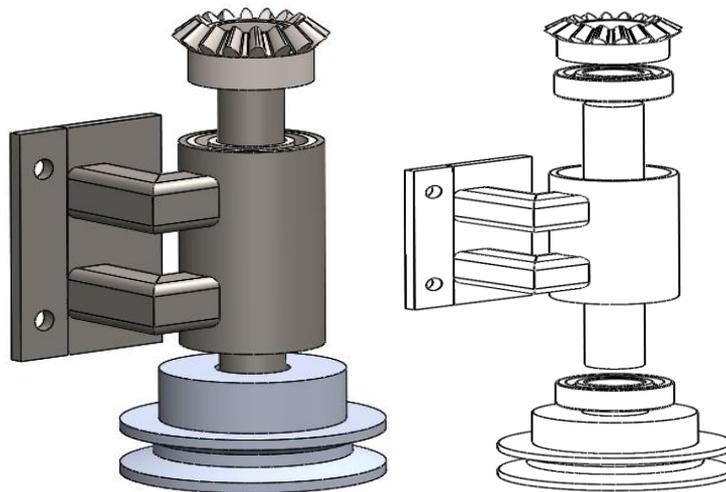


Figura 76. Diseño del sistema de transmisión vertical

4.3.2.5 Diseño del mecanismo de arranque de ajo

El mecanismo será encargado de arrancar el ajo tomándolo desde el tallo mediante un encuentro entre las dos poleas de giro contrario de diámetro

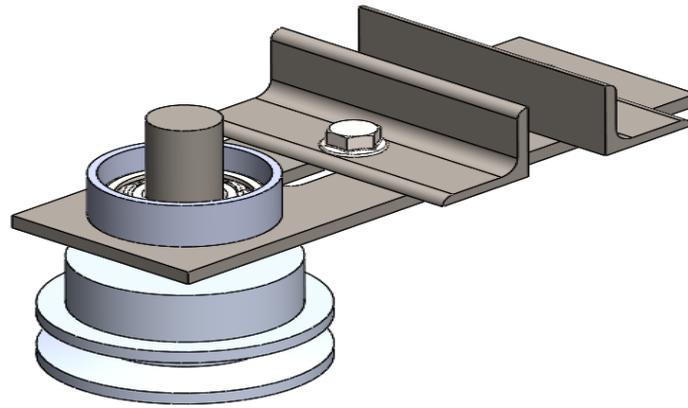


Figura 78. Ensamblaje del sistema templador de banda

4.3.2.7 Diseño y análisis de la estructura

La estructura es la columna principal que compone la máquina, pues esta será la encargada de soportar todo el peso de los componentes y elementos actuantes durante el funcionamiento. Por lo tanto, la estructura deberá ser rígida y lo más estática posible ante el movimiento y vibración a la que será sometida.

La altura de la estructura se diseñó tomando en cuenta principalmente la ergonomía adecuada para un operario de una estatura promedio de 1.65m, para el ancho se tomó en consideración la distancia de separación entre surcos en una hilera de sembrío de ajos(45 cm) y el largo fue determinado por las dimensiones de los componentes que irán reposados sobre ella.

Debido a que la máquina trabajará en condiciones de sembrío expuesto a vibraciones e impactos, la estructura se fabricará con material ASTM A500, adecuado para estructuras pesadas, que también evitará la corrosión durante la exposición a la humedad y lodo. Las dimensiones de los tubos serán: Tubo cuadrado de 40*40*2.6mm para la parte 1; tubo de 30*20*2.6mm para la parte 2; tubo cuadrado de 60*40*3.2 mm para la parte 3 y tubo de 20*20*2.6 para la parte 4, tal como se indica en la Figura 79.

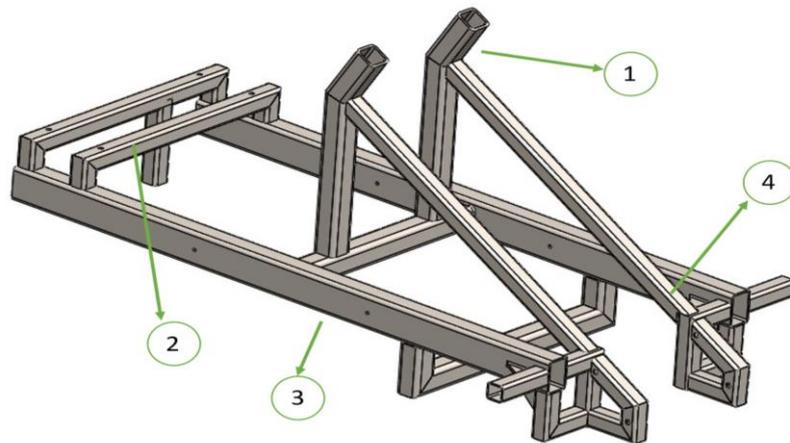


Figura 79. Diseño de la estructura

Para las uniones de cada tubo de acero se aplicará la soldadura SMAW (soldadura por arco con electrodo metálico revestido), con electrodos AWS E6011 de diámetro 3.20 mm. En ciertos puntos donde se ubican los neumáticos delanteros, la viga intermedia será reforzada mediante cartelas de 50*50 mm.

A continuación, se muestra el análisis estructural, para lo cual se tomó en cuenta el peso del motor de combustión y los pesos aproximados de los distintos sistemas que actuarán sobre la máquina, cada valor fue determinado mediante el software SOLIDWORKS 2019 (Ver Anexo 4).

Tabla 35. Fuerzas actuantes sobre la estructura de la máquina

n.º	Descripción	Peso (Kgf)
1	Sistema de guía	1.369
2	Tolva de acumulación	6.078
3	Sistema de transmisión para la cosecha	5.4247
4	Sistema de arado	0.99
5	Sistema de transmisión principal	3.04
6	Sistema de arrancado	2.33
7	Motor de combustión	16
8	Otros accesorios	10

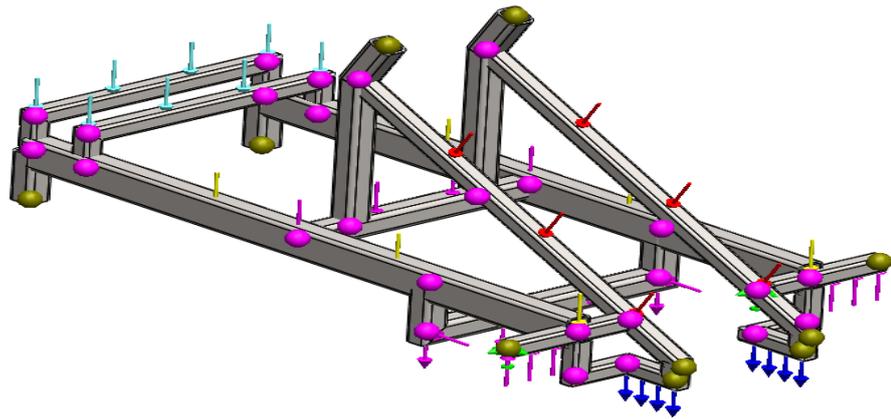


Figura 80. Fuerzas aplicadas sobre la estructura

- **Esfuerzo Von-Mises**

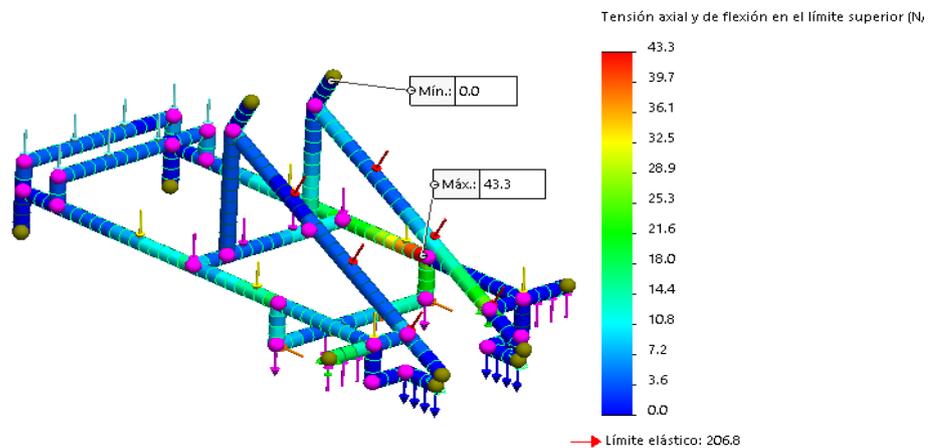


Figura 81. Esfuerzo a tensión von mises de la estructura

Tabla 36. Resultados del análisis de esfuerzo Von-Mises de la estructura

n.º	Nombre	Valor
1	Tensión mínima	0 Mpa
2	Tensión máxima	43.3 Mpa
3	Límite elástico	206.8 Mpa
4	Resistencia a la tracción del material	290 Mpa

En la Figura 81 se muestra los resultados del esfuerzo de tensión en la escala de Von-Mises, la cual indica que la estructura sufre una tensión máxima de 43.3 Mpa en la viga principal de la estructura, donde se concentra la mayor parte de todos los sistemas, además comparando con el esfuerzo por tracción máxima del material (ASTM A500) de 290 Mpa (Ver Anexo 3) se sabe que el resultado se encuentra dentro del rango, también para aprobar el resultado del

límite elástico de 206.8 Mpa se procede a calcular el límite elástico con la siguiente fórmula tomada del libro «Diseño en ingeniería mecánica», p. 216.

$$\sigma' = \frac{S_Y}{n} \quad (4.3.37)$$

Donde:

σ' = Esfuerzo de von Mises

S_Y = Resistencia a la fluencia del material

N = Factor de seguridad

$S_Y = 43.3 * 5$

$S_Y = 216.5 \text{ Mpa}$

El esfuerzo obtenido es de 216.5 Mpa que está por debajo del esfuerzo de la tracción máxima del material, lo cual es confiable ante la carga que soportará la estructura.

- **Desplazamiento**

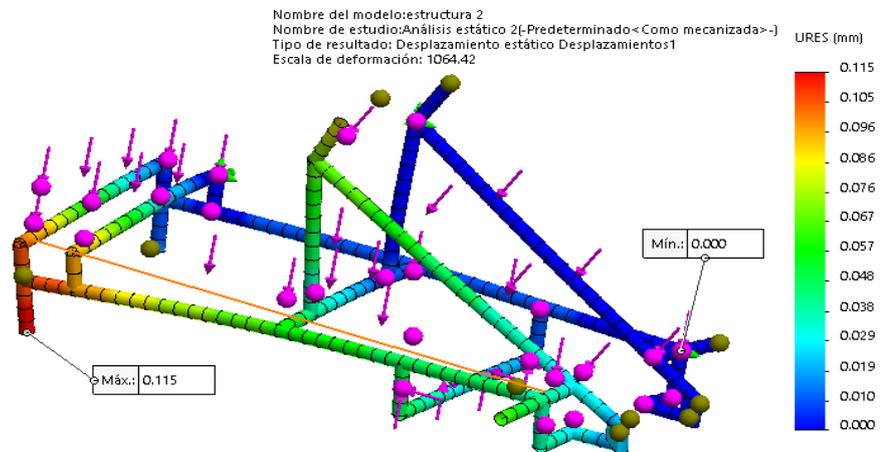


Figura 82. Análisis del desplazamiento de la estructura

Los resultados en la Figura 82, señalan que las fuerzas y pesos de los distintos componentes de la máquina ocasionan un desplazamiento máximo de 0.115 mm en la parte posterior de la estructura, lugar donde se ubica el motor de combustión. El resultado indica un valor permisible que no provocará mayores daños a la estructura, además que el punto de apoyo en esa zona serán los neumáticos que brindarán amortiguación frente a golpes durante su movimiento.

- **Factor de seguridad**

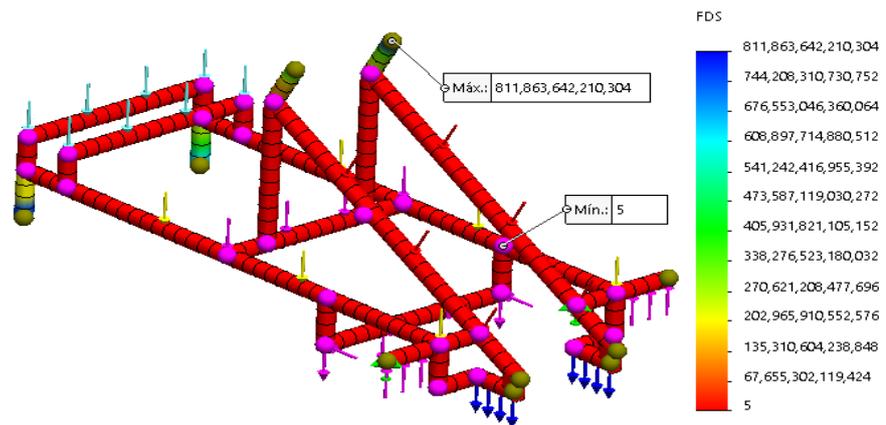


Figura 83. Análisis del factor de seguridad de la estructura

La Figura 83 muestra los resultados del factor de seguridad con que trabaja la estructura, señalando que la viga principal donde se concentra todos los pesos de los sistemas obtiene un factor de seguridad de 5, lo cual significa que el material usado para la estructura es correcto y no existirán problemas de resistencia durante el montaje y funcionamiento de la máquina.

- **Análisis de soldadura en zonas críticas de la estructura**

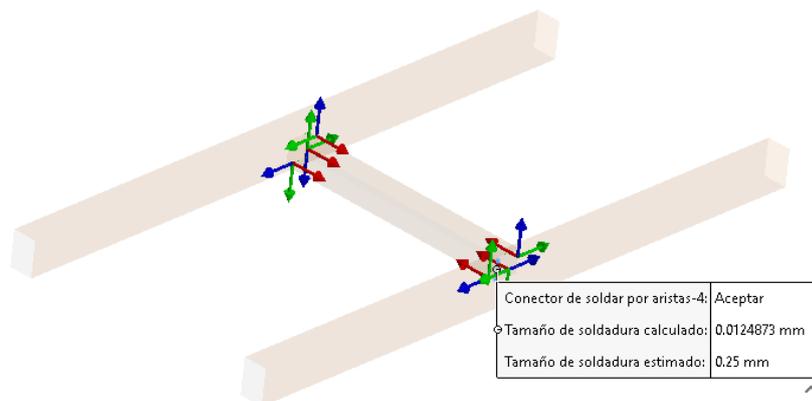


Figura 84. Análisis de soldadura en la viga de unión

En la Figura 84 se detalla el resumen de análisis de soldadura de la viga que une a los dos perfiles de 80*60 que conforman la estructura, la cual se rellena con soldadura 6011 por todo el contorno del tubo cuadrado de 40*40. De acuerdo a las fuerzas aplicadas, se observa que la soldadura calculada es menor a la soldadura estimada en el diseño y ello significa que es una soldadura aceptable.

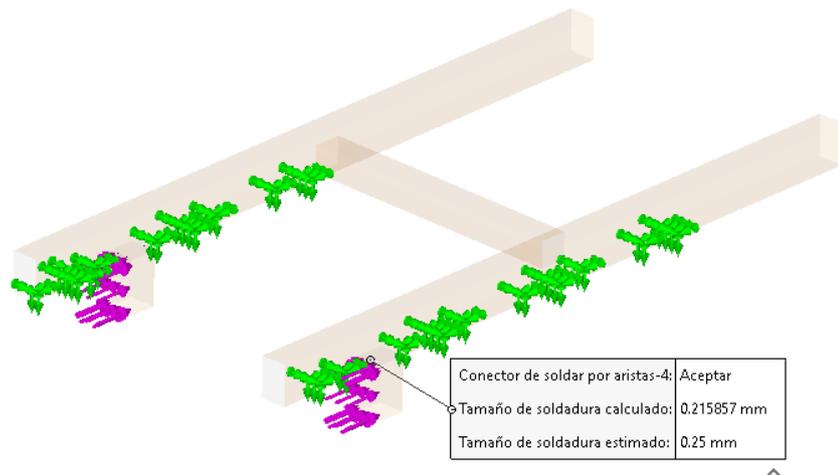


Figura 85. Análisis de soldadura en el soporte de viga de pico perforador

En la Figura 85 se detalla el análisis del soporte que une la viga que contiene el pico perforador, considerado zona crítica, ya que resistirá la fuerza de arado en función al empuje de la máquina. De igual manera es considerada una soldadura alrededor de todo el tubo cuadrado de 40*40 siendo una soldadura aceptable, ya que la soldadura calculada resulta menor que la entrada en el diseño.

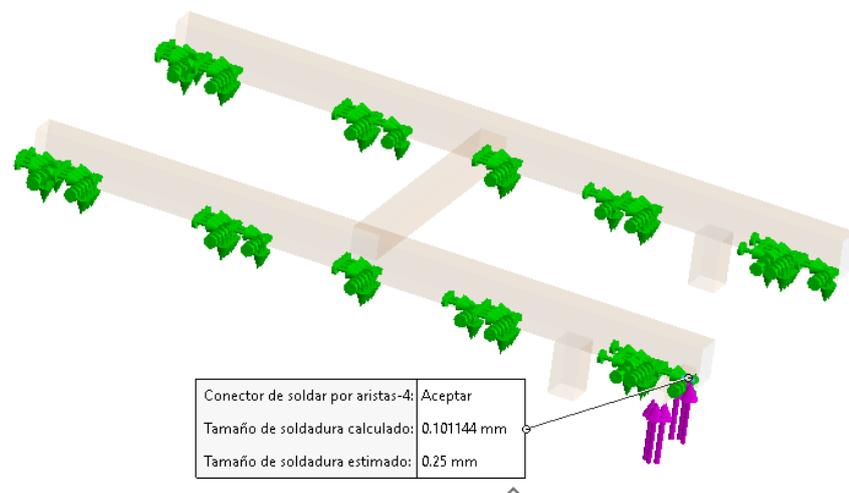


Figura 86. Análisis de soldadura en el soporte de llanta delantera

Por último, se define la zona crítica del soporte donde irán montadas las llantas delanteras que soportarán todo el peso ubicado delante de la estructura, siendo considerado con un tubo cuadrado de 20*20 unido mediante soldadura envolvente de un solo lado en parte de las cartelas unidas a la viga principal de 60*40 la cual resulta una unión

por soldadura aceptable ya que su valor calculado resulta menor a la soldadura estimada en el diseño.

4.3.2.8 Diseño y análisis del sistema de perforación

Para el diseño del pico perforador que se encargará del arado del suelo se debe tomar en cuenta la dureza y fuerza de reacción que brindará el suelo en relación con la fuerza de empuje de la máquina. El pico perforador trabajará bajo condiciones de humedad, lodo y superficie seca, por ello se optará por la elección del material con acero ASTM A36 (Ver Anexo 3: propiedades y usos), aplicando soldadura por fusión de resistencia SMAW. Para el adecuado mantenimiento y reemplazo del pico, este será de fácil desmontaje, ya que será removido a través del desajuste de unos pernos de ajuste con cabeza hexagonal M6 x 60mm que estarán unidos a un sistema de calibración de altura del pico.

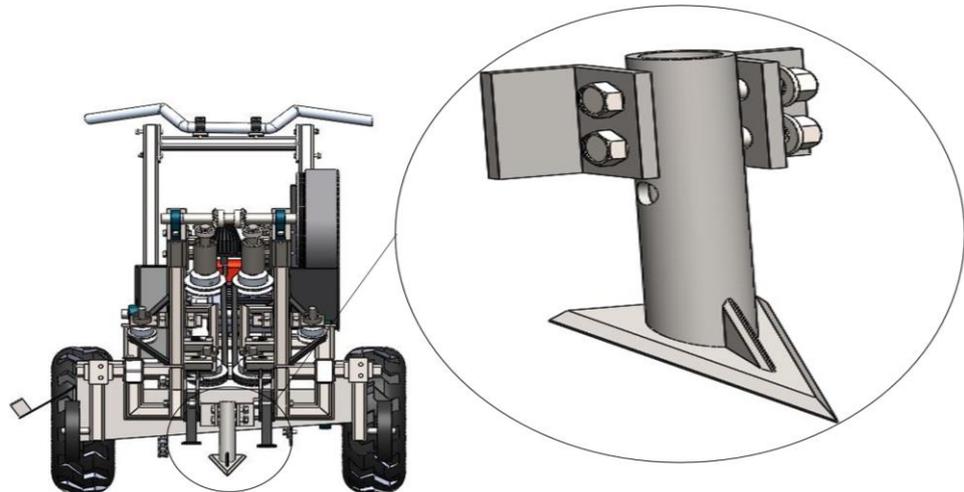


Figura 87. Diseño del sistema de perforación

A) Cálculo de la fuerza de arado

Para el cálculo de la fuerza de arado se considera el grado de fricción interna del suelo, siendo de 23.68 (Ver Anexo 2), considerando que, según la página web *Earth Observing System* (33), el suelo agrícola es de clase 2 con severa humedad, ubicado en superficies planas, detallado en el capítulo 1.

Para calcular la resistencia al esfuerzo por deslizamiento, según el libro «Diseño de elementos del tractor agrícola» para calcular la resistencia del suelo se usa la ecuación 2.2.29.

$$\tau_{max} = C + \sigma \cdot \tan \phi$$

ϕ : Ángulo de fricción de suelo (Anexo 2)

C: Adhesión (Anexo 2)

σ : Esfuerzo normal

- **Esfuerzo normal**

$$\sigma = \gamma \cdot \rho \quad (\text{Ec 2.2.30})$$

σ : Esfuerzo normal

γ : Peso unitario del suelo (14KN/m3) (Anexo 2)

ρ : Profundidad de trabajo (0.08m) (Anexo 19)

C: Cohesión del suelo (49.5°) (Anexo 2)

Calculando:

$$\sigma = 14 \frac{KN}{m^3} \times 0.08m$$

$$\sigma = 1.12 \frac{KN}{m^2}$$

- **Resistencia por deslizamiento**

$$\tau_{max} = C + \sigma \cdot \tan \phi$$

$$\tau_{max} = 49.5^\circ + 1.12 \frac{KN}{m^2} \cdot \tan 23.68^\circ$$

$$\tau_{max} = 49.99 \frac{KN}{m^2}$$

- **Área del pico sumergido**

$$A = \text{pico} + \text{soporte}$$

$$A = 0.0018m + 0.001 m$$

$$A = 0.0028 m^2$$

- **Cálculo de las fuerzas que actúan sobre el pico de perforación**

Fuerza de empuje

Para el cálculo de la fuerza total de empuje se multiplicará el área sumergida con el esfuerzo a resistencia del suelo, con la siguiente ecuación:

$$F_T = \tau_{max} \cdot A$$

$$F_T = 49.99 \frac{KN}{m^2} \cdot 0.0028m^2$$

$$F_T = 0.1399 KN$$

- **Fuerza tangencial**

Para calcular la fuerza tangencial que resiste el suelo ante el arado, se considera un ángulo de perforación de 35° del pico con la superficie del suelo agrícola.

$$F_{tj} = F_T \cdot \sin \theta$$

$$F_{tj} = 0.1399 KN \cdot \sin 35^\circ$$

$$F_{tj} = 0.0802 KN$$

4.3.2.9 Diseño y Análisis del pico de perforación

Para mayor confiabilidad en el material elegido para el diseño del pico perforador se realizará un análisis estático, determinando esfuerzos de tensión, desplazamientos debido a la fuerza de arado y el factor de seguridad; para ello se añaden las fuerzas a las que estará sometido durante el trabajo, valores que fueron calculados en la página 165.

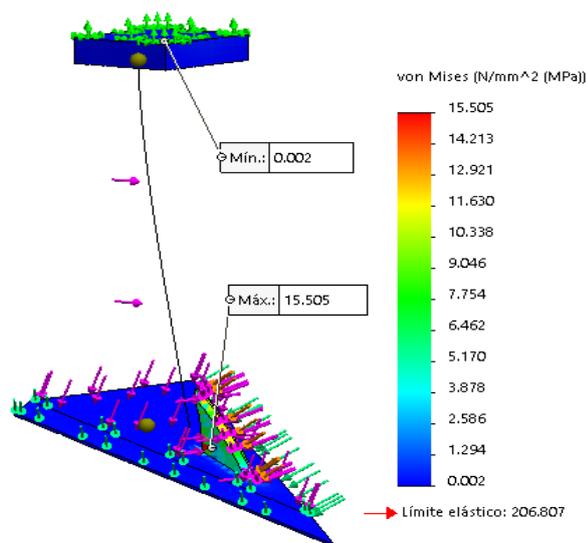


Figura 88. Análisis de esfuerzo Von-Mises del pico perforador

Tabla 37. Resultados del análisis de esfuerzo Von-Mises del pico perforador

Descripción	Valor
Esfuerzo mínimo	0.002 Mpa
Esfuerzo máximo	15.505 Mpa
Limite elástico	206.807 Mpa
Resistencia a la tracción máxima del material astm A36	250 Mpa

Los resultados obtenidos se observan en la Figura 88, los cuales indican que el pico sufre una tensión máxima en la zona centro con un valor de 15.505 Mpa, siendo un valor bajo en comparación al esfuerzo máximo que soporta el material (ASTM A36) de 250 Mpa (Ver Anexo 3). Finalmente, se concluye que el resultado obtenido se encuentra dentro del rango de esfuerzos que soporta el material.

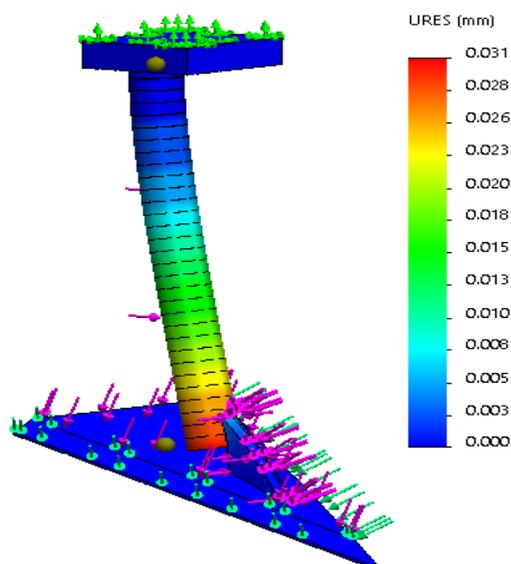


Figura 89. Análisis del desplazamiento del pico perforador

Los resultados mostrados en la Figura 89 señalan que el proceso de perforación provoca un desplazamiento máximo en la zona de unión del pico con la columna de soporte con un valor de 0.031, lo cual significa que, durante el arado, el pico con el soporte sufrirá un desplazamiento debido a la fuerza de impacto. Cabe mencionar también que la punta del pico estará expuesta directamente a rozamiento y por ello sufrirá un desgaste; para ello se realizará un mantenimiento preventivo para la durabilidad del componente.

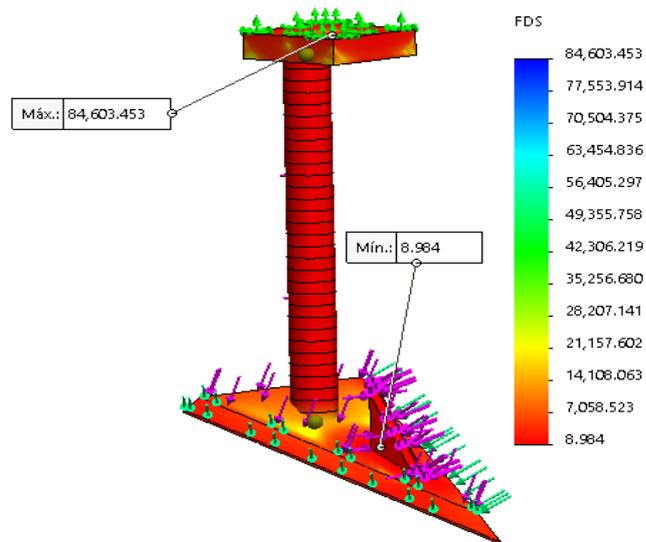


Figura 90. Análisis del factor de seguridad del pico perforador

Los resultados del análisis del factor de seguridad, mostrados en la Figura 90, señalan que el pico de perforación trabaja bajo un factor de seguridad mínima de 8.98 un valor elevado respecto a lo recomendado y es por la razón de que el soporte y el pico están unidos mediante cartelas de reforzamiento, además de que el soporte está diseñado con un tubo A500 de dimensiones robustas ante el trabajo que realizará el sistema de perforación.

4.3.2.10 Diseño y análisis de la tolva de almacenamiento

La tolva de acumulación se diseña una vez que se concluye con los distintos sistemas y juntamente con la estructura, puesto que la tolva se ubicará en la parte inferior de la estructura, adaptándose al espacio formado entre las uniones de los aceros que conforman la estructura con el sistema de transporte de ajo. La función de la tolva será la de recepcionar los ajos que caerán después de ser arrancados y limpiados y luego serán retirados manualmente, esta será sujeta mediante tornillos autorroscantes en la estructura, para ser de fácil desmontaje en cuanto se requiera una limpieza o mantenimiento.

La tolva se fabricará con láminas de acero inoxidable AISI 304 de espesor 1/32 pulg, unidas mediante soldadura por fusión y resistencia GMAW (soldadura por arco bajo, gas protector con electrodo consumible) en la parte 1 y sujetadas mediante tornillos autorroscantes en la estructura por la parte 2; la puerta se abrirá mediante bisagras, como se indica en la parte 3, y la base de la tolva se elaborará con

varillas de acero de $\frac{1}{4}$ para facilitar el zarandeo de residuos de tierra del ajo recién cosechado.

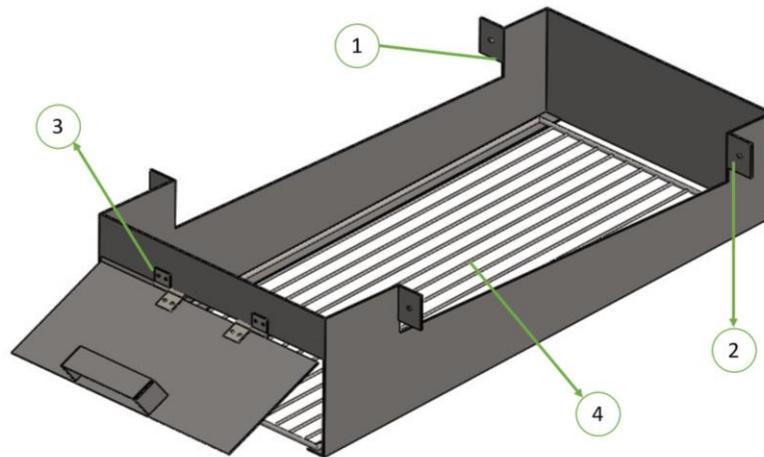


Figura 91. Diseño de la tolva de acumulación

La tolva será de capacidad limitada, con un máximo pesaje de 4.8 Kg, la necesidad de su implementación es de evitar que la máquina pase por encima del ajo cosechado, pues dañará el producto. La tolva además de contener el ajo en una cantidad limitada, permitirá reducir el tiempo de recojo de ajos ya que será arrojada por montones en ciertos puntos de la hilera de sembrío.

Para el análisis de esfuerzo a que estará sometida la tolva, se tomará en cuenta la cantidad aproximada de ajos y el peso promedio de una plantación de ajos maduro.

- Cantidad de ajos: 40 unidades.
- Peso aproximado de una planta de ajos: 120 g

• **Esfuerzo de tensión Von-Mises**

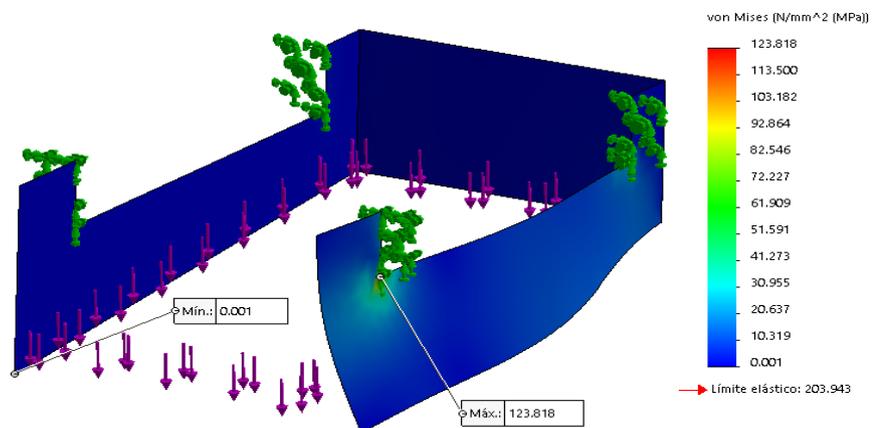


Figura 92. Análisis del esfuerzo a tensión Von mises de la tolva de acumulación

Tabla 38. Resultados del análisis de esfuerzo Von-Mises de la tolva

Descripción	Valor
Esfuerzo mínimo	0.001 Mpa
Esfuerzo máximo	123.818 Mpa
Límite elástico	203.9 Mpa
Resistencia máxima a la tracción del material	450 Mpa

Según los resultados obtenidos mostrados en la Figura 92 se detalla que la tolva sufre un esfuerzo máximo de 123.8 Mpa en la parte superior donde se sujetará, siendo comparado con el esfuerzo máximo de 550 Mpa que soporta el material (ASTM A36, ver anexo 3) se concluye que el resultado obtenido se encuentra dentro del rango permitiendo para así soportar el peso acumulado por cierta cantidad de ajo cosechado en un aproximado de 40 a 50 plantaciones.

- **Análisis de Desplazamiento**

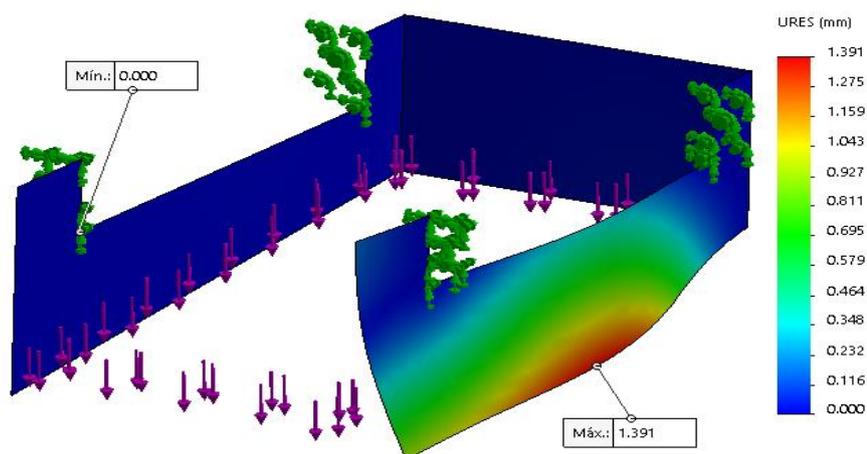


Figura 93. Análisis de desplazamiento de la tolva de acumulación

Los resultados de desplazamientos que señala la Figura 93 detallan que las partes laterales de la tolva se desplazarán como máximo 1.39mm siendo esto provocado por la acumulación de ajo.

- **Análisis de factor de seguridad**

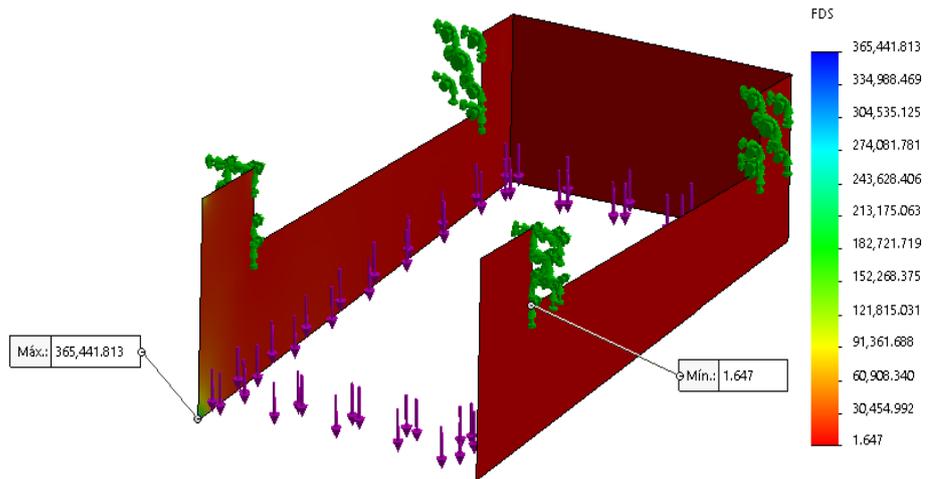


Figura 94. Análisis del factor de seguridad de la tolva de acumulación

La figura 94 muestran los resultados del factor de seguridad con que trabaja la tolva, siendo las partes superiores junto a las orejas de soporte las más críticas con un valor de 1.647, significando la buena elección del material y espesor.

4.3.2.11 Simulación y análisis de elementos críticos

A. Simulación de la brida de los frenos

La brida, que estará ubicada sobre el eje juntamente con el disco de freno, soportará un esfuerzo a tracción durante el frenado, es por ello que se realizará el análisis estático para determinar las deformaciones, esfuerzo por tensión y el factor de seguridad producido por las fuerzas que actuarán durante el momento de frenado de la máquina.

- **Esfuerzo Von-Mises**

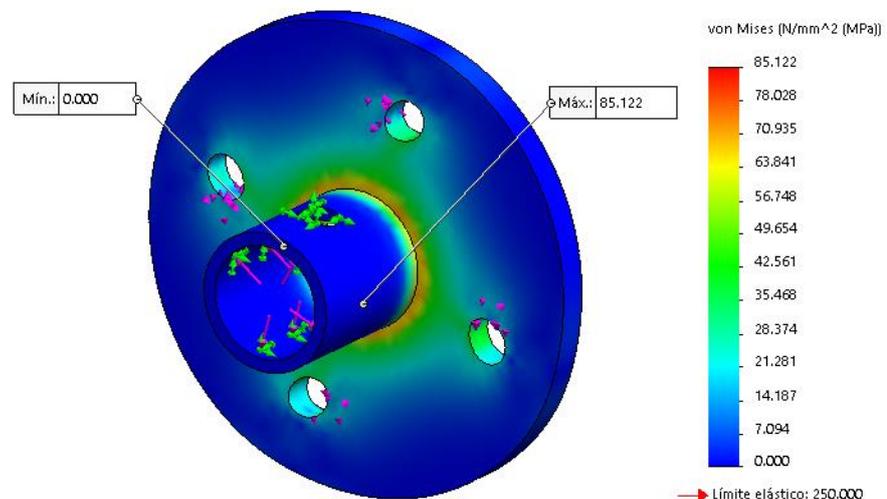


Figura 95. Análisis por esfuerzo tensión Von-Mises de la brida

Tabla 39. Resultados del análisis de esfuerzo de Von-Mises de la brida del disco de freno

Descripción	Valor
Esfuerzo mínimo	0.001 Mpa
Esfuerzo máximo	85.12 Mpa
Limite elástico	250 Mpa
Resistencia máxima a la tracción del material	450 Mpa

Según los resultados mostrados en la Figura 95, se observa que la brida sufre un esfuerzo máximo de 85.12 Mpa en la zona de la bocina donde estará sujeta mediante tornillos prisioneros, en comparación con el esfuerzo a la tracción máxima de 450 Mpa que soporta el material (ASTM A36, ver Anexo 3). Se concluye que el resultado se encuentra dentro del rango, permitiendo así soportar el frenado imprevisto de la máquina a una velocidad promedio de 4 K/h.

- **Análisis de desplazamiento**

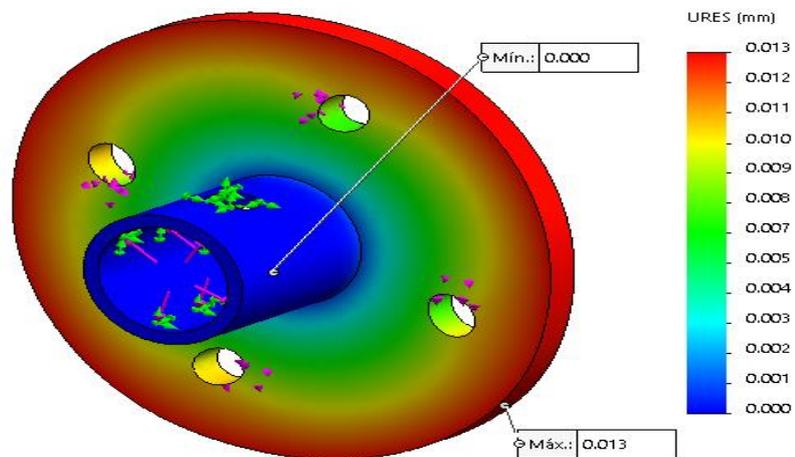


Figura 96. Análisis de desplazamiento de la brida

Según los resultados mostrados en la figura 96, se observa que la brida sufre un desplazamiento máximo de 0.013 mm en la parte periférica provocado por el esfuerzo de tracción a causa del frenado directamente al eje de transmisión.

- **Análisis del Factor de seguridad**

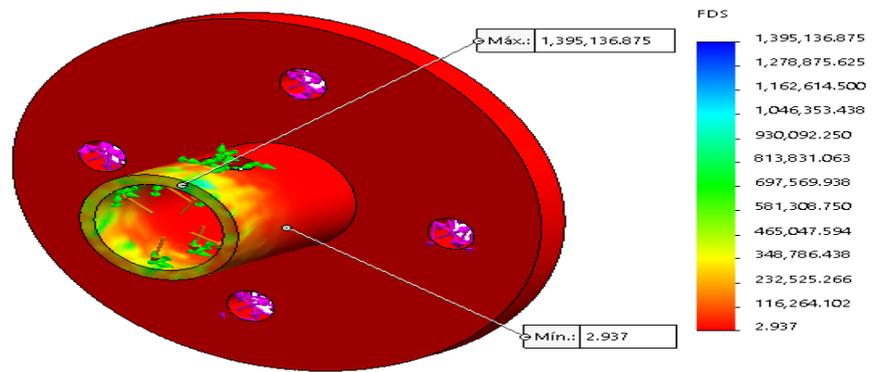


Figura 97. Análisis del factor de seguridad de la brida

Según los resultados del factor de seguridad mostrados en la Figura 97, se observa que la brida trabaja bajo un factor mínimo de 2.9, la cual indica la adecuada resistencia del material elegido ante el esfuerzo dado.

B. Simulación de la plataforma del sistema de arrancado

Para la simulación de análisis estático en SolidWorks, se requiere de ciertos parámetros previamente calculados y determinados por el mismo software (Ver Anexo 4). En la Tabla 38 se aprecia los parámetros usados para la simulación.

Tabla 40. Parámetros para el análisis estático de la plataforma del sistema de arrancado

n.º	Descripción	Valor
1	Peso del sistema de arranque	2.6 Kg.f
2	Peso de rodamiento y bocina	0.15 Kg.f
3	Torsión provocada por el eje y desplazamiento	0.03 N.m
4	Sujeción fija con cara cilíndrica con desplazamiento	0.1 mm

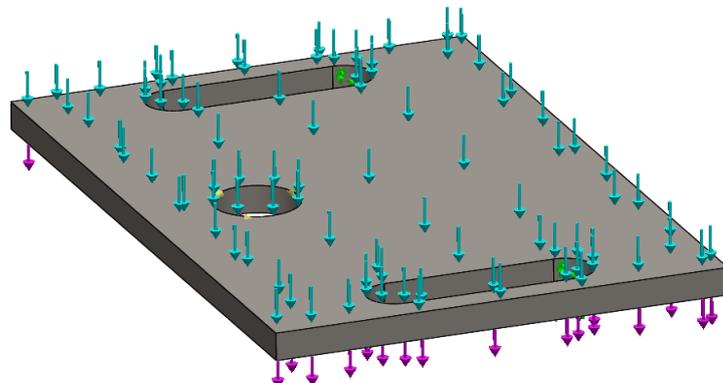


Figura 98. Fuerzas aplicadas sobre la plataforma para la simulación estática

- **Esfuerzo Von-Mises**

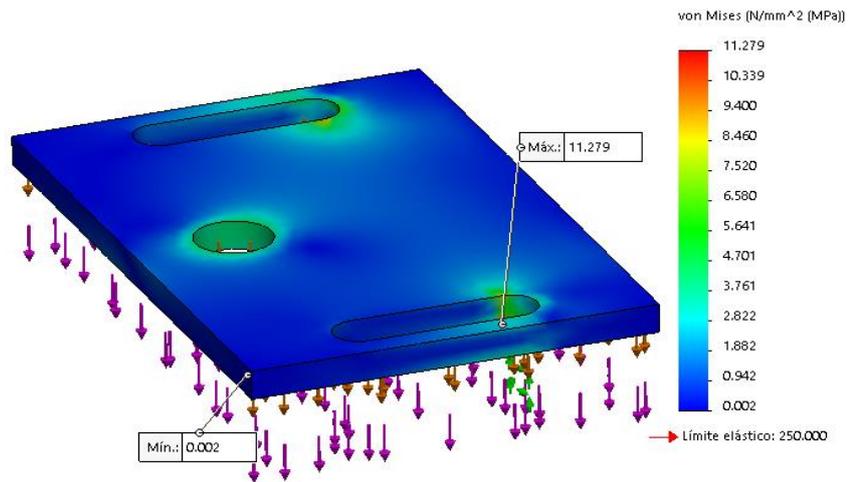


Figura 99. Análisis de esfuerzo a tensión Von-Mises de la plataforma del sistema de arrancado

Tabla 41. Resultados del análisis de esfuerzo Von-Mises de la plataforma del sistema de arrancado

Descripción	Valor
Esfuerzo mínimo	0.002 Mpa
Esfuerzo máximo	11.279 Mpa
Limite estático	250 Mpa
Resistencia a la tracción material	450 Mpa

Según los resultados presentados en la Figura 99, se muestra que la plataforma sufre un esfuerzo máximo de 11.27 Mpa en la zona donde se sujeta mediante pernos en la estructura, en comparación con el esfuerzo máximo de 450 Mpa que soporta el material (ASTM A36, ver Anexo 3). Se concluye que el resultado se encuentra dentro del rango material, lo cual quiere decir que soportará el peso del sistema de arranque que ira sujeta sobre ella, además de cierta fuerza por torsión que se producirá durante el funcionamiento.

- **Análisis de desplazamiento**

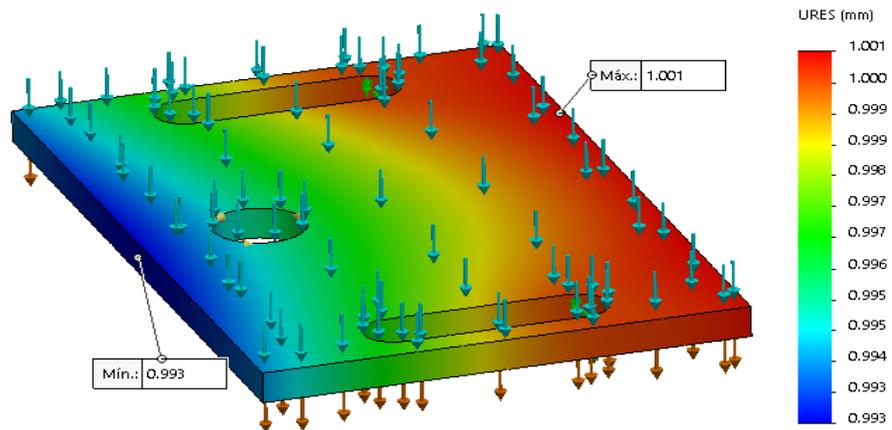


Figura 100. Análisis del desplazamiento de la plataforma del sistema de arrancado

Los resultados de desplazamiento mostrados en la Figura 100, indican que la pieza sufre un desplazamiento máximo de 1.001 en la parte lateral cerca de donde se localizan los pernos de ajuste. Este desplazamiento ocurre al momento de arrancar el ajo junto al movimiento de la banda transportadora.

- **Análisis de factor de seguridad**

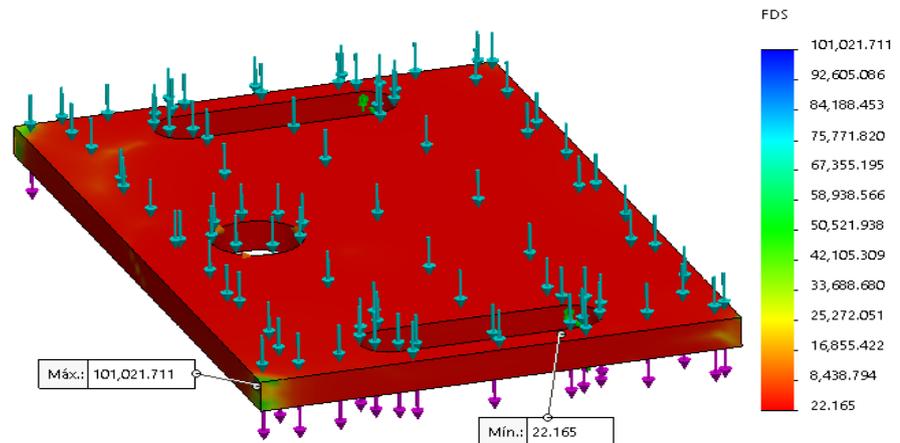


Figura 101. Análisis del factor de seguridad de la plataforma del sistema de arrancado

La figura 101 muestra que el componente está trabajando con un factor de seguridad mínimo de 22.165, lo cual significa que el material escogido es demasiado rígido y se podría optar por otro material más dúctil o también de menor espesor, pero tomando en cuenta que sobre la plataforma se acoplará la porta bocina que irá soldada, para ello se elige la platina ASTM A36 con espesor de 3/16", adecuado para resistir la soldadura.

C. Simulación de la plataforma del templador de banda

La plataforma es el componente encargado de sujetar la polea que dirige a la banda transportadora, a la vez que es regulable y sirve como templador.

Esta pieza será analizada con el fin de obtener resultados de su desplazamiento y esfuerzo producido con el torque y peso del sistema.

Para obtener un resultado satisfactorio en la simulación, se usará los parámetros detallados en la Tabla 42.

Tabla 42. *Parámetros para el análisis estático de la plataforma del templador de banda*

n.º	Descripción	Valor
1	Peso Conjunto de arrancado	2.8 Kg.f
2	Peso de rodamiento y bocina	0.15 Kg.f
3	Torque producido por el proceso de cosecha	0.03 N.m
4	Sujeción de cara cilíndrica con desplazamiento	0.1 mm

• Resultado Fuerza Tensión *Von-Mises*

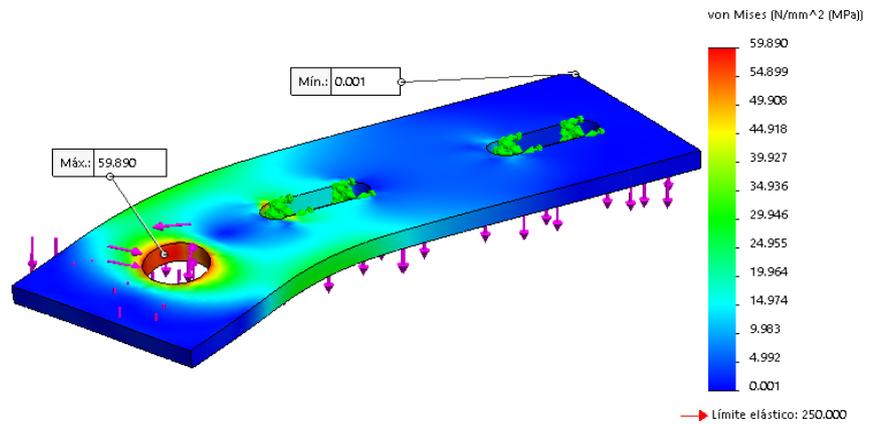


Figura 102. Análisis del esfuerzo a tensión *Von-Mises* de la plataforma del sistema templador de banda

Tabla 43. *Resultados del esfuerzo a tensión *Von-Mises* de la plataforma del sistema templador de banda*

Descripción	Valor
Esfuerzo mínimo	0.001 Mpa
Esfuerzo máximo	59.890 Mpa
Limite elástico	250 Mpa
Esfuerzo de tracción máxima del material	450 Mpa

Los resultados presentados en la Figura 102 muestran que la plataforma del sistema templador de banda sufre un esfuerzo máximo de 59.89 Mpa en la parte delantera donde se ubica el eje con la polea, siendo comparado con el esfuerzo máximo de 450 Mpa que soporta el material (ASTM A36, ver Anexo 3). Se concluye que el resultado obtenido en la simulación se encuentra dentro del rango permitido.

- **Resultado desplazamiento**

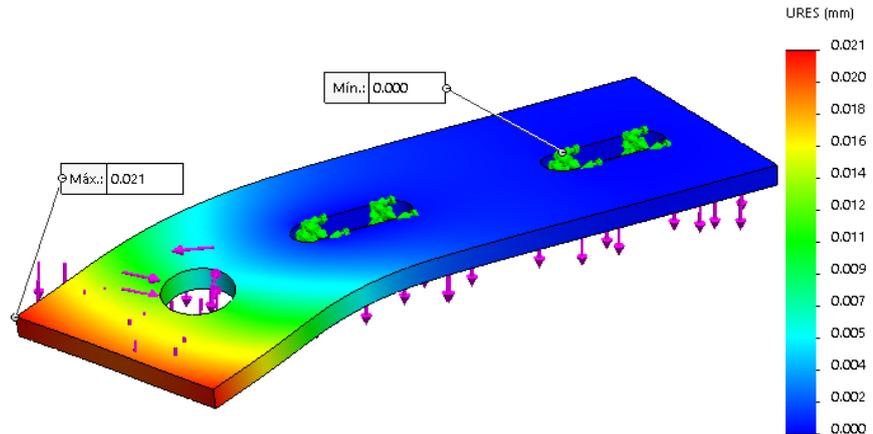


Figura 103. Análisis de desplazamiento de la plataforma del sistema templador de banda

Según la Figura 103, se observa el resultado del desplazamiento provocado por la carga, señalando que el desplazamiento máximo que sufre el componente está en la parte lateral delantera, donde se ubica la carga del sistema de arrancado con un valor de 0.021 mm.

- **Resultado factor de seguridad**

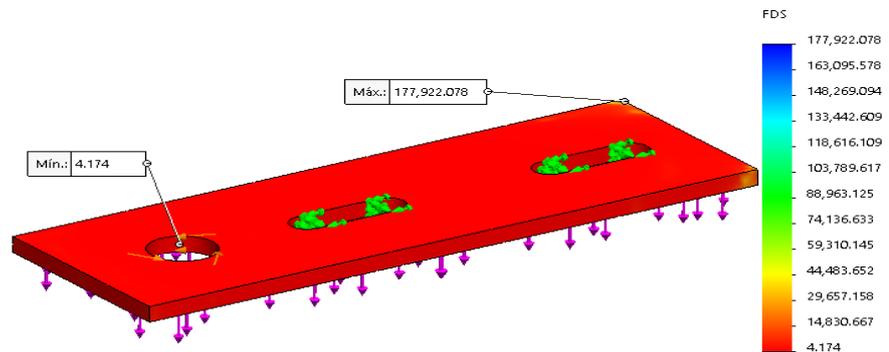


Figura 104. Análisis de factor de seguridad de la plataforma del templador de banda

En la Figura 104 se muestran los resultados del factor de seguridad con que trabaja el componente, señalando que este trabaja bajo un

factor de seguridad mínimo de 4.174 en la zona donde va apoyado el sistema templador de banda.

D. Simulación de los ejes

Los ejes, tanto del sistema templador de banda y el sistema de arranque de ajo, son de igual dimensión y geometría debido que serán ejes verticales donde irán montadas las poleas que dirigen a la banda transportadora de ajo.

Tabla 44. Parámetros para el análisis estático de los ejes

DESCRIPCIÓN	VALOR
Peso de la polea de 3.5"	0.21 gr
Torque producido por la correa	1.3 N.m
Geometría fija con desplazamiento	0.01 mm

- Tensión *Von-Mises*

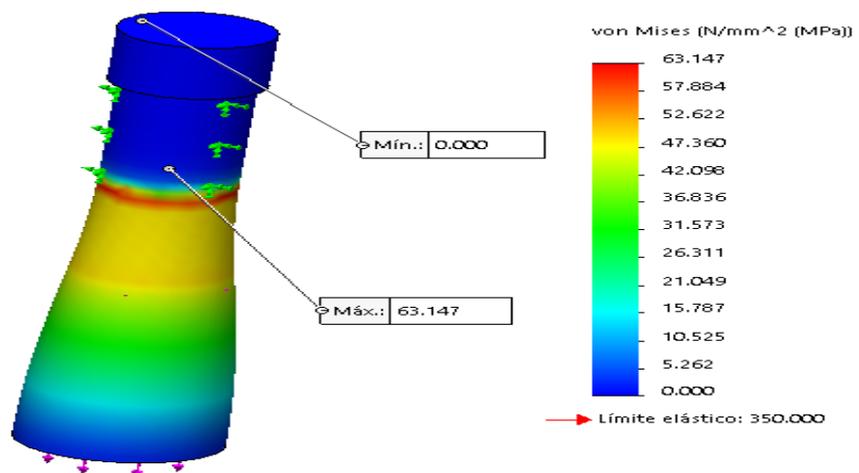


Figura 105. Análisis del esfuerzo a tensión *Von-Mises* del eje del sistema de arrancado

Tabla 45. Resultados del análisis de esfuerzo *von-Mises* de los ejes

DESCRIPCIÓN	VALOR
Esfuerzo mínimo	0.0001 Mpa
Esfuerzo máximo	63.147 Mpa
Limite elástico	350 Mpa
Esfuerzo máximo a la tracción	390 Mpa

Según los resultados presentados en la simulación de la Figura 105, se muestra que el eje sufre un esfuerzo máximo en su parte media con un valor de 63.147 Mpa, que siendo comparado con el esfuerzo máximo de 390 Mpa que soporta el material (AISI 1020, ver Anexo

3), se concluye que el resultado obtenido se encuentra dentro del rango permitido.

- **Análisis de Desplazamiento**

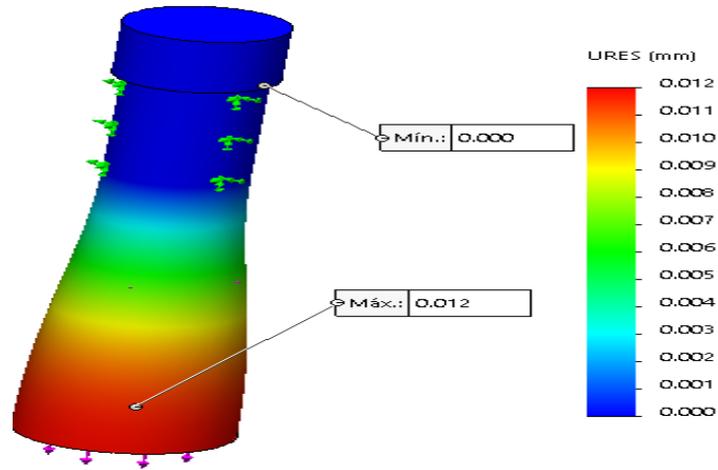


Figura 106. Análisis de desplazamiento del eje del sistema de arrancado

Según los resultados presentados en la Figura 106, se muestra que el eje que soporta las poleas en el sistema de cosecha sufre un desplazamiento máximo de 0.012 mm en la zona donde se ubica la polea.

- **Análisis del Factor de seguridad**

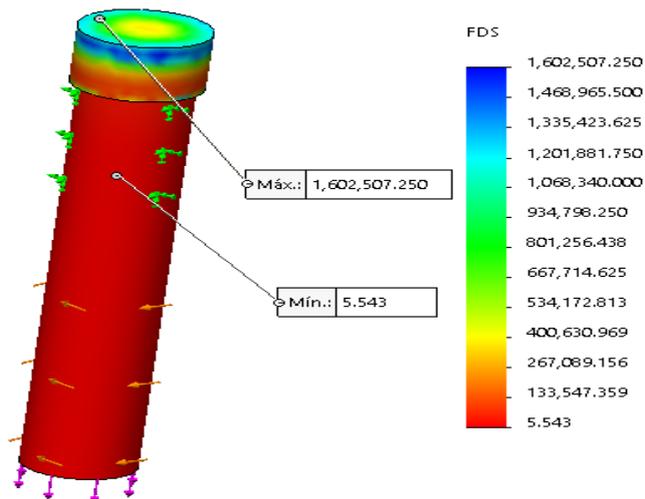


Figura 107. Análisis del factor de seguridad del eje del sistema de arrancado

Dado los resultados de la Figura 107, se muestra que el eje trabaja bajo un factor de seguridad mínimo de 5.5, el cual resulta un valor

poco elevado según lo recomendable (1.5 a 2.5), que significa que el diámetro es muy robusto para el trabajo que realizará o también que el material es muy rígido ante su propósito. Cabe mencionar que la medida del diámetro del eje se consideró en base a la medida del diámetro núcleo de las poleas que irán montadas en el mismo eje.

E. Simulación por Fatiga

La máquina esta comprendida por ciertos elementos que trabajarán bajo cargas variables de acuerdo a las condiciones del suelo, ya que la maquina se desplazará por zonas de lodo, tierra suelta e incluso piedras, y los elementos expuestos a estas fuerzas de reacciones son en primer lugar los neumáticos que funcionan juntamente a las bridas, también juntamente a ello está el eje del sistema de traslación y por último el elemento más crítico: el pico perforador.

- **Análisis de la vida total del eje 1**

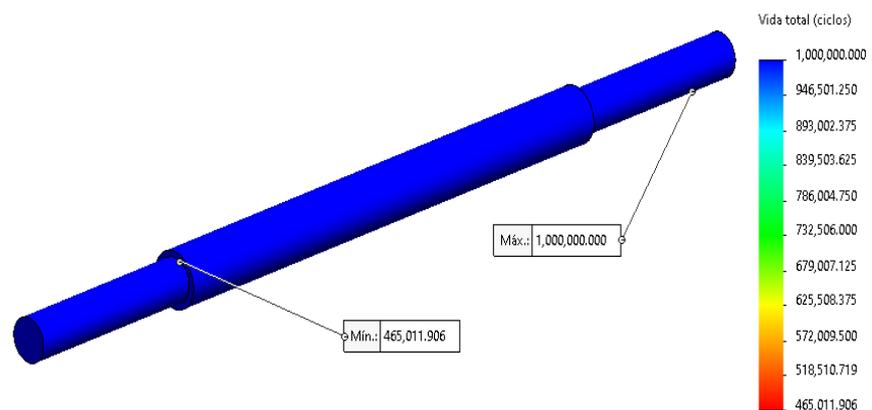


Figura 108. Análisis de vida total del eje 1

Según el análisis que se observa en la Figura 108, el eje del sistema de traslación estará sometido a fuerzas variables, contacto con humedad y reacciones que tendrá la maquina en general a causa de desniveles y obstáculos por donde se desplazará, pese a ello en el análisis resulta que el eje tendrá aproximadamente el 50 % menos de vida en la zona de variación del eje, muy cercano a la parte donde se realizará la transmisión por cadenas.

- **Análisis del porcentaje de daño del eje 1**

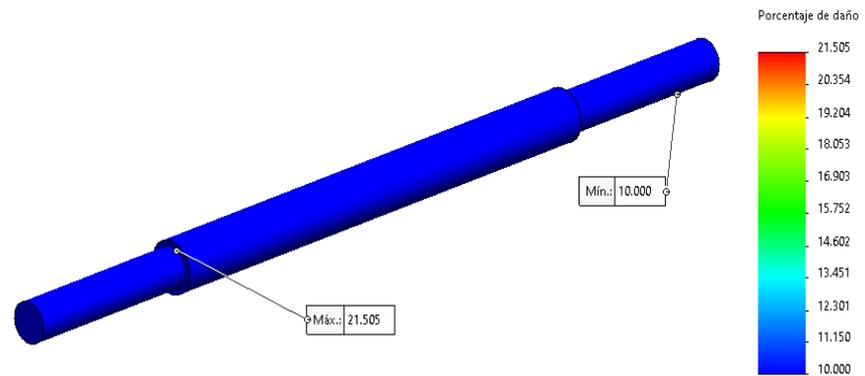


Figura 109. Análisis de porcentaje de daño en el eje 1

En la Figura 109 se observa que el máximo porcentaje de daño que sufre el eje es en la parte de variación de eje junto a la transmisión. La figura indica que el eje no sufre mucho daño pese al trabajo que realizará tanto en desplazamiento y soporte del peso de la máquina.

- **Análisis de porcentaje de daño del neumático**

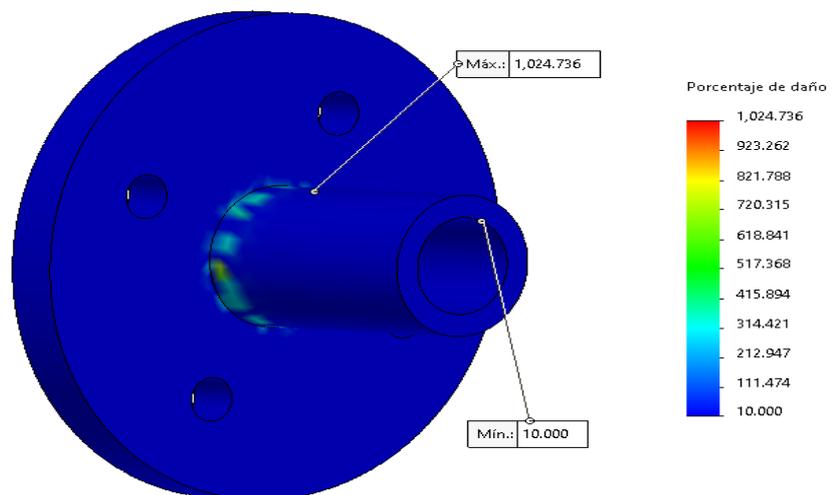


Figura 110. Análisis de porcentaje de daño en la brida de transmisión

Se sabe que la brida será el elemento encargado de brindar y transmitir el torque desde el eje hacia el neumático para el desplazamiento y siendo aún variable ante un frenado de emergencia, es por ello que en la figura se observa que este elemento sufre un pequeño porcentaje de daño en la zona de unión por soldadura entre la brida y la bocina, a lo cual se puede dar más vida mediante un mantenimiento rectificando con soldadura.

- **Análisis de vida total del neumático**

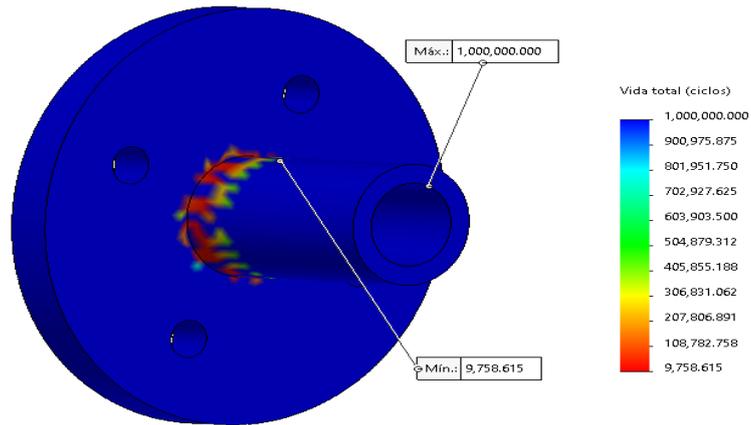


Figura 111. Análisis de vida total de la brida de transmisión

Como ya se indicó, la brida muestra un daño en la zona de unión y se puede prolongar la vida del material con un procedimiento de mantenimiento preventivo, rectificando la parte dañada.

- **Análisis de porcentaje de daño del pico de perforación**

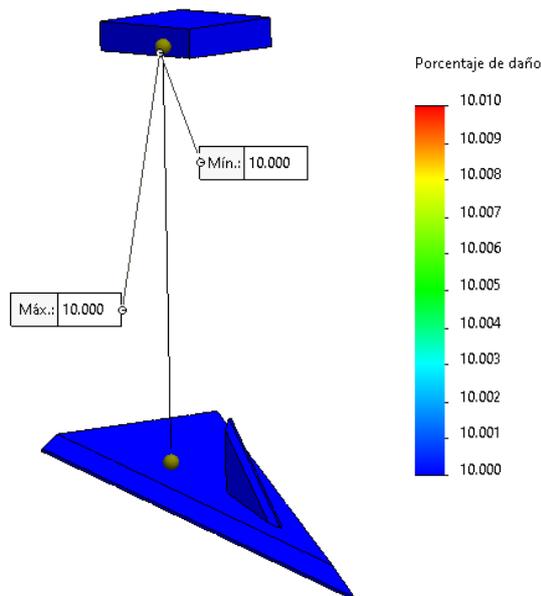


Figura 112. Análisis de porcentaje de daño en el pico perforador

El pico es uno de los elementos fundamentales dentro de la máquina, todo el proceso de cosecha inicia con el funcionamiento de este elemento y para no tener problemas de fallas, se realiza un análisis por carga variable, ya que este componente estará sometido al contacto con tierra seca, húmeda, con rozamiento y contacto directo con rocas que desgastarán el material y producirán quiebre o rotura del elemento. En la figura se observa la parte del pico y

soporte del elemento, superficies que están en contacto directo con las fuerzas durante su funcionamiento, lo cual indica que el porcentaje de daño se trasmite de manera constante en todo el elemento.

- **Análisis de vida total del pico de perforación**

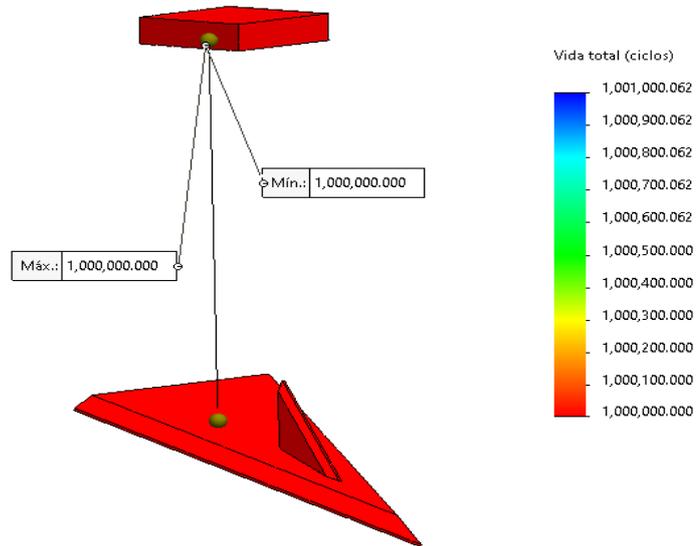


Figura 113. Análisis de vida total del pico perforador

El pico de perforación es el elemento que será reemplazado cada cierto tiempo de acuerdo a su estado, en la simulación se observa que la vida total del elemento es la misma en toda su superficie, por ello se realizará un mantenimiento preventivo al componente y de acuerdo a ello se procederá a su reemplazo si es que se requiere.

4.3.3 Modelo final

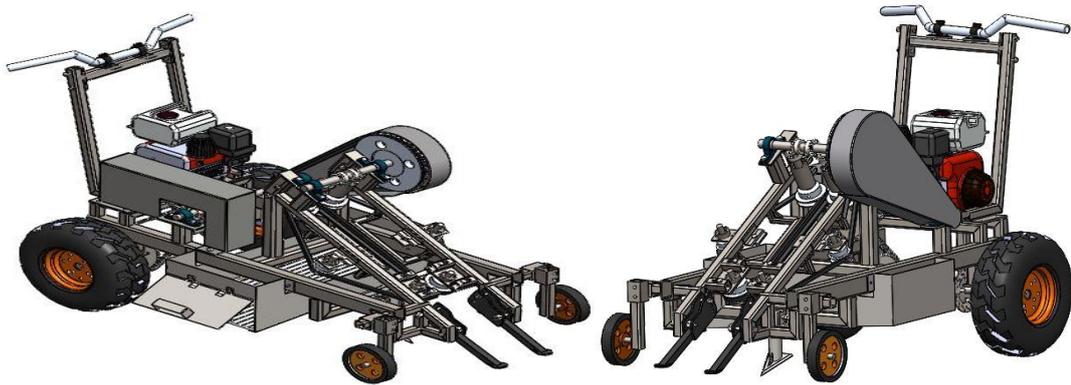


Figura 114. Diseño final de la máquina cosechadora de ajos autopropulsada

En la Figura 114 se observa el diseño final de la máquina cosechadora de ajo de una hilera, siendo diseñada mediante el software Solidworks. La máquina tiene longitudes requeridas previo análisis en la lista de exigencias, Tabla 16, con dimensiones de largo (1030 mm), ancho (640 mm) y alto (756 mm) detallados en el Anexo 21.

4.3.3.1 Ensamble de los sistemas

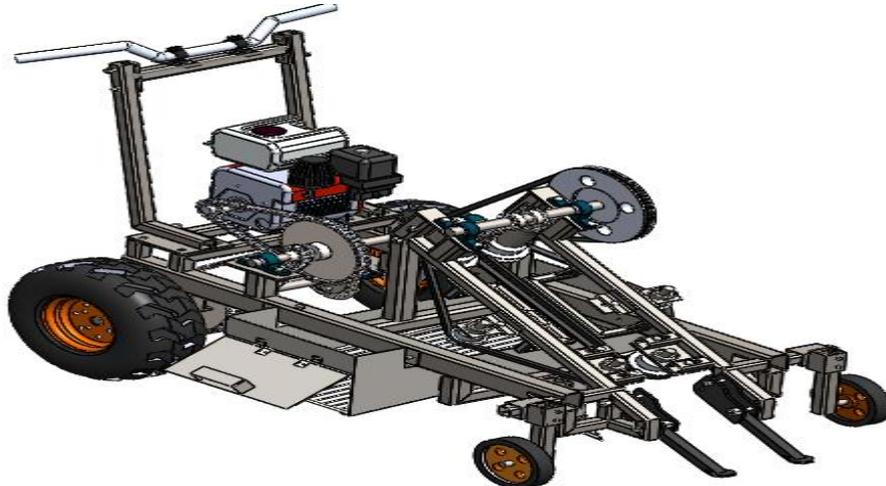


Figura 115. Ensamblaje de sistemas de la máquina cosechadora de ajos

De acuerdo a lo requerido en la Tabla 16 (Lista de exigencias), el ensamblaje de la máquina será sencillo, requiriendo solo una llave de ajuste. La máquina cuenta con 8 sistemas que actúan secuencialmente, con el objetivo de cosechar ajo, el listado de piezas que conforman la máquina se visualiza en el Anexo 22.

4.3.4 Plan de mantenimiento

Tabla 46. Plan de mantenimiento preventivo

COMPONENTE	CANT.	ACTIVIDAD DEL MANTENIMIENTO	TIEMPO	EPPS REQUERIDO	HERRAMIENTAS Y/O EQUIPO REQUERIDO	FREC	OBSERVACIONES
Pico de arado	1	Rectificación del filo y ángulo	45 min	Guantes maniobrables, lentes protectores y careta	Esmeril de banco, prensa de banco y comba	quincenal	Desmontar el pico y rectificar el ángulo y el filo.
Pinzas de guía	2	Firmeza y rectificación del filo	30 min	Guantes, lentes protectores	Esmeril de banco	mensual	Desmontar y verificar la firmeza de las guías y su filo en las patas.
Chumaceras	6	Lubricación	30 min	Guantes maniobrables	Aplicador de aceite.	semanal	Aplicar lubricante mediante su boquilla.
Catarinas, cadenas	4	Verificación del estado de los dientes y lubricación	60 min	Guantes, overol o guardapolvo	Aplicador de aceite, llave mixta y hexagonal	semanal	Verificar el buen estado y lubricar.
Engranaje cónico	4	Verificación del desgaste y engrase	20 min	Guantes, overol o guardapolvo	Hexagonal. Llave mixta	semanal	Aplicar grasa para su lubricación y verificar el estado de los dientes.
Rodamientos	8	Lubricación	20 min	Guantes, overol o guardapolvo	Hexagonal y aplicador de aceite	semanal	Desmontar de las guardas y lubricar mediante chorros.
Cables de frenos y aceleración	3	Verificación del estado óptimo	15 min	Guantes maniobrables, zapatos de seguridad	Alicate, hexagonal y aplicador de aceite	mensual	Descubrir los cables para verificar su estado y lubricar si es necesario.
Embrague centrifugo	1	Limpieza y revisión	45 min	Guantes, lentes y zapatos de seguridad	Llaves mixtas, desarmador y calibrador	mensual	Desmontar del eje del motor y realizar una limpieza general.
Pastillas del freno	2	Revisión y limpieza	30 min	Guantes, lentes y zapatos de seguridad	Desarmador, hexagonal y alicate	mensual	Revisar el estado de desgaste de las pastillas de los frenos, previamente desmontadas de la máquina.
Pernos y tornillos	-	Ajuste y revisión	20 min	Guantes maniobrables y zapatos de seguridad	Llaves mixtas, hexagonales, alicate	diario	Verificar el estado de los pernos y tornillos y realizar un adecuado ajuste.
Motor	1	Limpieza, calibración	60 min	Guantes, lentes, zapatos de seguridad y overol o guardapolvo	Llaves mixtas, hexagonal, aplicador de líquido	mensual	Desmontar el motor y dar limpieza al filtro de aire, carburador y bujía.

CAPÍTULO V

CONSTRUCCIÓN

5.1 Construcción del prototipo

La fabricación de la máquina cosechadora de ajo se realizará bajo la guía de los planos detallados mediante el software SOLID WORKS 2018, donde se diseñó cada componente con materiales estandarizados y con una geometría de acuerdo a los cálculos realizados. Para ello también se elaboró un diagrama de operaciones DOP que facilita el proceso de fabricación de cada componente.

El diagrama de proceso y operaciones consiste en la representación de instantes desde que se obtienen o introducen las materias ante una operación secuencial donde cada operación finaliza en una inspección, a excepción del momento en que se manipula el material. (37)

Tabla 47. Simbología en el diagrama de operaciones DOP

SÍMBOLO	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
	Operación	Son modificaciones en las propiedades de cualquier material.
	Inspección	Se encarga de verificar en las propiedades de materiales insumos.
	Trasporte	Es el traslado de una posición a otra de personas, máquinas, insumos, etc.
	Almacenamiento	Se coloca objetos, productos materiales en un espacio determinado por un cierto tiempo.
	Espera	Verifica la demora o transcurso del tiempo durante el proceso.
	Operación-inspección	Es la combinación de operación e inspección en simultáneo.

Fuente: Tomada de *DOP SENATI-You Tube*

5.1.1 Construcción de la estructura de la máquina

La estructura es la parte primordial de la máquina, ya que será la encargada de soportar todos los mecanismos que actuarán secuencialmente durante el funcionamiento, los materiales usados se detallan en la Figura 116, el proceso de unión se realizará bajo soldadura por SMAW ya que la estructura presenta una geometría robusta en cuanto al soporte y fuerza de empuje a la que estará sometida, a continuación, se muestra la secuencia de operaciones de la construcción, desde la obtención de materiales hasta la revisión del trabajo realizado.

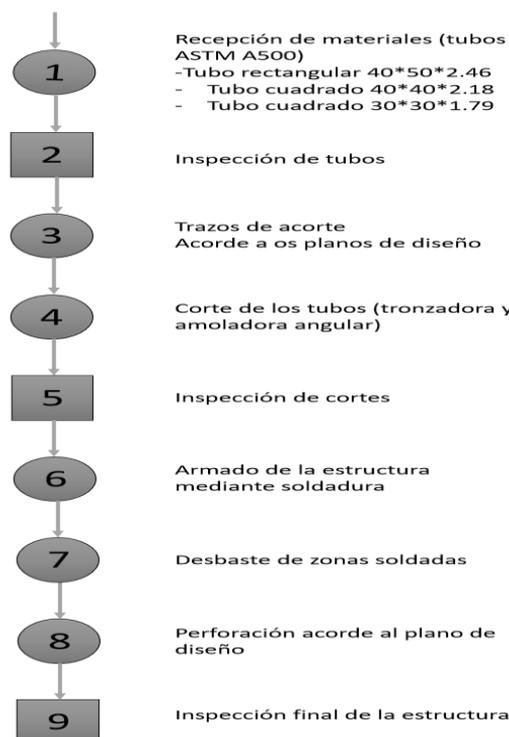


Figura 116. DOP de la estructura de la máquina

La fabricación se realiza con tubos estructurales de acero ASTM A500 de geometría robusta, debido a la vibración con que trabajará, producida por el motor de combustión y el espacio por donde circulará durante su funcionamiento.



Figura 117. Fabricación de la estructura

5.1.2 Construcción del sistema de transmisión principal

El sistema de transmisión está encargado de repartir la potencia hacia el sistema de traslación y el sistema de cosecha de ajo. Consiste principalmente en el eje de transmisión que se apoyará en dos chumaceras que estarán sujetadas sobre una base elevada a 6 cm sobre la viga horizontal de la estructura.

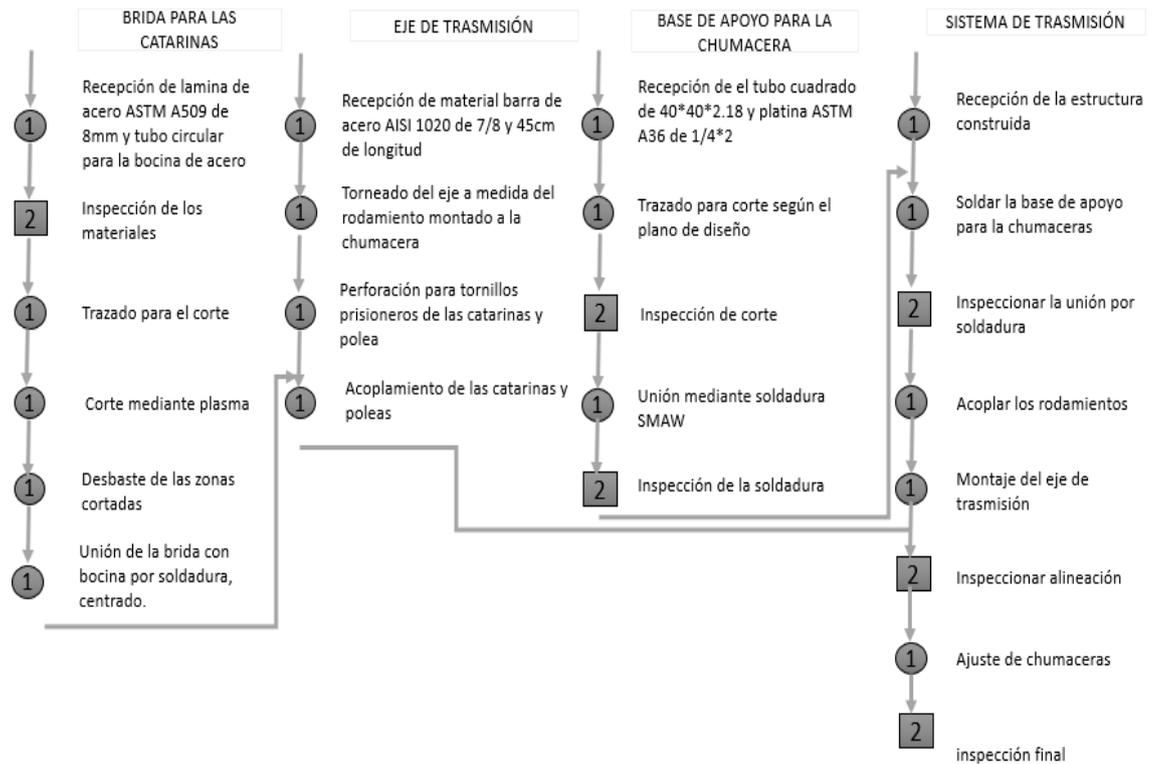


Figura 118. DOP del sistema de transmisión principal

Previamente seleccionado, el material del eje será de acero AISI 1020, los soportes para la base de las chumaceras serán de ASTM A500 y platina A36, las bridas serán fabricadas con material ASTM A36.



Figura 119. Construcción y montaje del sistema de transmisión principal

5.1.3 Construcción del sistema de traslación

El sistema de traslación consiste en dos neumáticos que rotarán en la superficie del terreno a cosechar por medio de una fuerza transmitida mediante una catarina que estará montada sobre el eje. Los neumáticos y las catarinas serán acopladas al eje mediante bridas fabricadas de material acero ASTM A36.

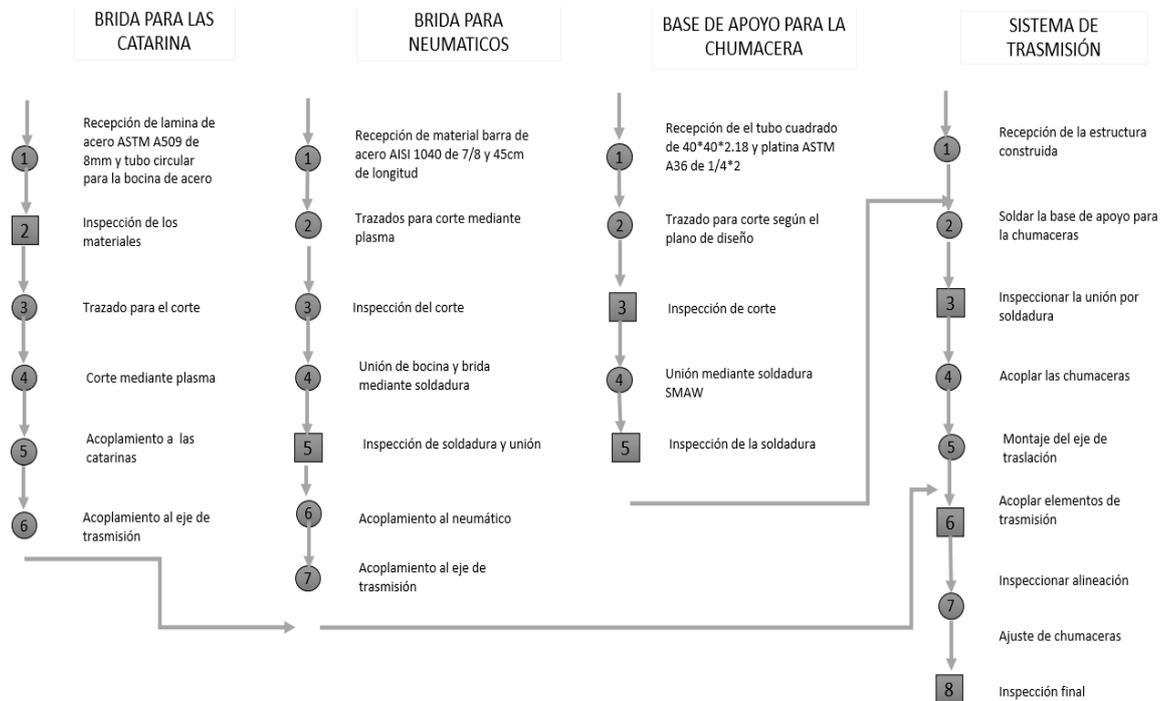


Figura 120. DOP del sistema de traslación



Figura 121. Fabricación y montaje del sistema de traslación.

5.1.4 Construcción del sistema de cambio de dirección de potencia

Es aquel sistema que se encarga de cambiar la dirección del sistema de transmisión de potencia a 90° mediante engranajes cónicos rectos de módulo 3, que serán montados a dos ejes. El cambio de dirección se realizará para dar movimiento horizontal al sistema de cosecha actuado por correas de transmisión y poleas. El sistema de cambio de dirección será fabricado con materiales de acero ASTM A36 para los soportes; el eje, con AISI 1020 y acero al carbono cementado para los engranajes (Ver aplicaciones en el Anexo 3).

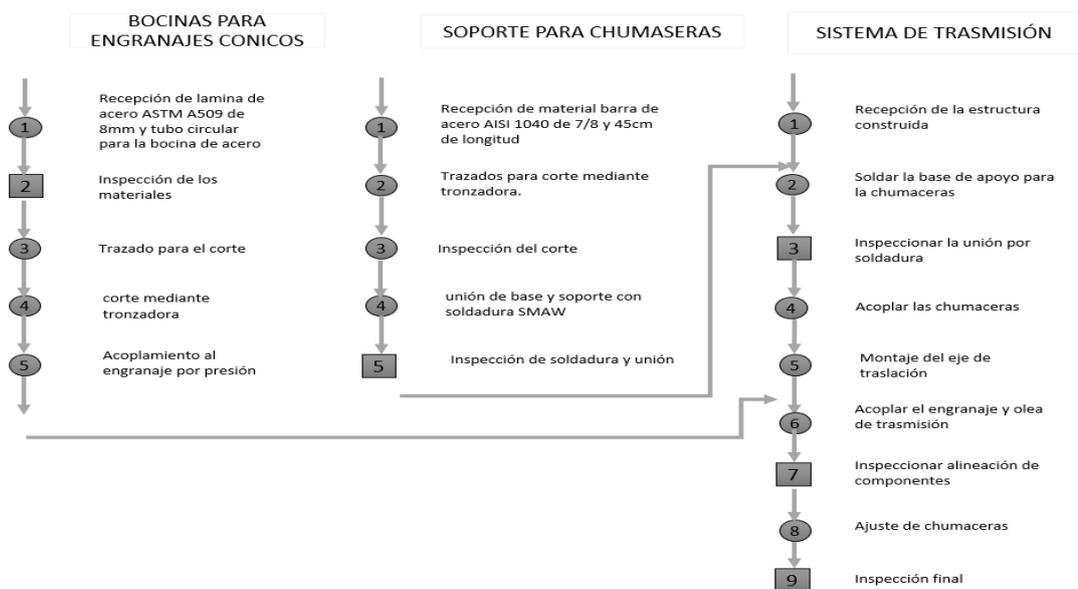


Figura 122. DOP del sistema de cambio de dirección de potencia

Ya que el soporte cargará con el peso del engranaje, eje, rodamiento y polea, este será fijado en la parte lateral de la estructura mediante tres pernos de sujeción M10, también para acceder fácilmente a los componentes durante su mantenimiento. En la Figura 114 se muestra la presentación del sistema sobre la estructura.



Figura 123. Presentación del mecanismo de transmisión para la cosecha



Figura 124. Fabricación del sistema de transmisión vertical

5.1.5 Construcción del mecanismo de perforación

Sera el encargado de arar la superficie de la tierra donde está sembrado el ajo con la finalidad de facilitar el proceso de arrancado. Este sistema será fabricado con un tubo redondo para el soporte y platina, ambos de material ASTM A36.

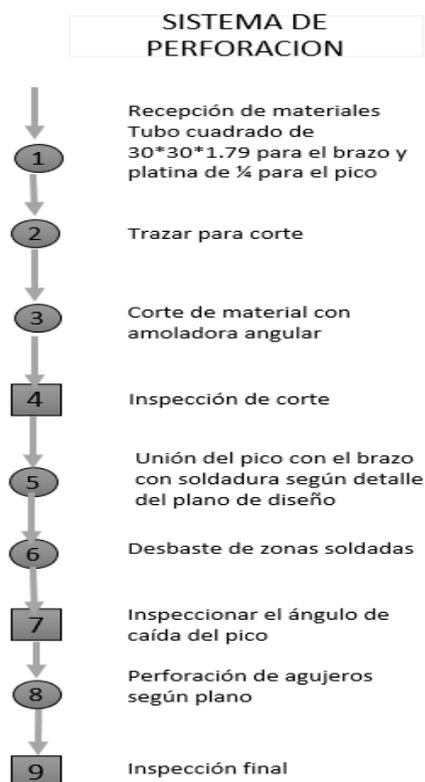


Figura 125. DOP del sistema de perforación

El pico de perforación contará con dos niveles de trabajo regulable de acuerdo a la altura de hileras, siendo sujetado en la parte inferior delantera de la estructura mediante un par de pernos de sujeción M10, dado que uno será el encargado de

brindar el giro para su regulación y el otro será usado para ajustar en la posición adecuada para operar.



Figura 126. Fabricación y montaje del sistema de perforación

Tal y como indica el DOP (Figura 125), el pico perforador se fabricará con lamina de acero A36 de espesor 1/4" y la columna de tubo redondo de 1.5" de diámetro, ambos unidos mediante soldadura por arco eléctrico (SMAW).

5.1.6 Construcción del mecanismo de arranque de ajos

Es el mecanismo encargado de arrancar el ajo mediante dos poleas de giro inverso por medio de correas de transmisión y trasladarlo hacia una cierta altura donde será soltado al nivel de una tolva de acumulación temporal. El sistema consiste en dos grupos de poleas de arranque de 3.5" y dos para depósito, juntamente con dos templadores de la correa. Los soportes de las poleas serán fabricados con platinas de material acero ASTM A36 y los ejes para cada polea serán de acero AISI 1020.

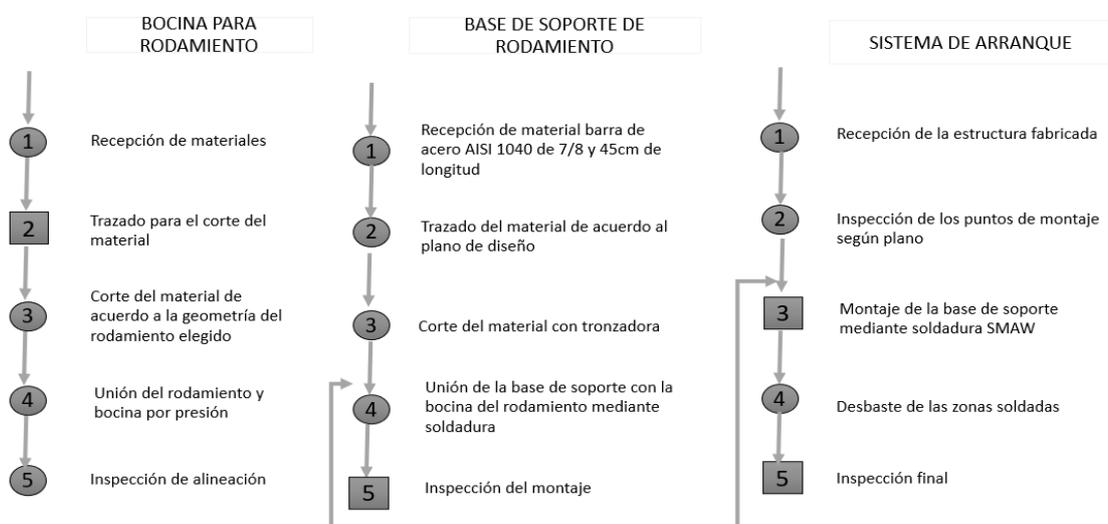


Figura 127. DOP del mecanismo de arrancado



Figura 128. Construcción del sistema de arranque

La fabricación del mecanismo de arranque, según la Figura 127, explica el proceso. También cabe mencionar que el mecanismo será ubicado en la parte inferior delantera de la estructura de la máquina, justamente delante del pico perforador, la plataforma del eje será soportada mediante un par de pernos M8, lo cual permitirá calibrar la distancia de separación entre poleas de acuerdo al diámetro del tallo de ajo a cosechar.

5.1.7 Fabricación del sistema templador de banda

Es aquel sistema encargado de ajustar o templar la correa de transmisión usada para trasportar el ajo cosechado, con la finalidad de mantener una distancia de separación constante durante todo el recorrido de transporte (Ver figura 129).



Figura 129. Fabricación y montaje del mecanismo templador de banda

5.1.8 Prototipo final

Después del proceso de montaje de los distintos sistemas actuantes en la máquina, se procede a desarmar para dar acabado a las superficies de los componentes (Se explica y detalla en el Anexo 22) para luego ensamblar y ajustar correctamente los componentes.



Figura 130. Prototipo final de la máquina cosechadora de ajo

En el anexo 24 se muestra y detalla el prototipo final de la máquina cosechadora de ajo.

5.2 Pruebas y resultados

5.2.1 Pruebas

Las pruebas de cosecha de ajo se realizaron en tres etapas con plantaciones de ajo a 1 mes de madurar y estar listas para la cosecha, esto debido a que la prueba se realizó en una fecha posterior a la temporada intensa de cosecha. El objetivo de las pruebas de la máquina es validar el buen funcionamiento de los distintos mecanismos que cumplen una tarea importante durante la cosecha y ciertos parámetros teóricos como la velocidad de transporte, el tiempo de cosecha por unidad de ajo, entre otros.

- **Primera prueba**

La primera prueba que se realizó fue para validar el funcionamiento del mecanismo de arrancado y de transporte, para ello se recolectó ajo para posicionarlo en la parte del sistema de arrancado y observar su funcionamiento, resultando que la correa que cumple la función de sujetar y transportar el ajo no tiene una presión adecuada para sujetar el producto desde el tallo y a causa de ese problema el ajo se inclina y en su defecto cae al mismo instante en que es recogido por las poleas de arranque (Ver Figura 131). Para solucionar el problema de sujeción se optó por colocar unos rieles para evitar la elongación de la banda

hacia los laterales junto al camino de transporte del ajo hasta antes de llegar al sistema de transmisión vertical (Ver figura 131).



Figura 131. Primera prueba de funcionamiento

- **Segunda prueba**

Para la segunda prueba, la máquina fue trasladada hacia un terreno en condiciones de reposo de sembrío donde se plantó los ajos en una hilera para simular una plantación y realizar correctamente las pruebas de cosecha de la máquina. El primer problema que se observó fue que el pico de arado era de longitud corta, por lo cual solo se sumergía unos 2cm en el suelo (Observar Figura 132), para remediar ello, se tuvo que rediseñar un pico con la punta más pronunciada (4cm mayor) suficiente para pasar por debajo del bulbo de ajo.



Figura 132. Segunda prueba de funcionamiento

- **Tercera prueba**

En la tercera prueba que se realizó, el pico perforador se sumergió y levantó correctamente al ajo, el sistema de arrancado sujetó al ajo desde el tallo sin dañar el bulbo, lo sujeto mediante las correas (Ver Figura 133) que, con un ajuste constante durante su recorrido, soltaron el ajo justamente en la zona donde se ubicará la tolva de acumulación (Ver Figura 131).



Figura 133. Tercera prueba de funcionamiento

5.2.2 Resultados

La tercera prueba realizada nos permitió culminar con el diseño de una máquina cosechadora de ajo autopropulsada para una hilera, con un costo accesible para el pequeño y mediano agricultor y sobre todo evitando las malas posturas de trabajo durante la cosecha tradicional. Como se detalló, la máquina está dirigida a agricultores que no cuentan con la tecnología adecuada para la producción de ajos en las zonas externas del valle del Mantaro.

Las pruebas realizadas también permitieron cronometrar el tiempo de recorrido de la máquina en línea recta sobre la hilera, resultando que la máquina recorrió 4m de longitud en un tiempo de 10 s a una aceleración baja, obteniendo una velocidad constante de 0.4m/s lo que cual resulta aceptable para el operario, ya que también se puede avanzar con una aceleración media o alta dependiendo de la capacidad del agricultor. También se detalla que en la hilera de 4 metros se plantó 19 ajos (Ver Figura 134) de los cuales la máquina cosechó todos en un tiempo de 10s, logrando que el tiempo de cosecha por unidad sea de 1.9 ajos/s, considerada una velocidad óptima para mejorar la productividad.



Figura 134. Anotación de datos en la tercera prueba

Para la correcta cosecha del ajo sobre una hilera, se necesita alinearse correctamente con la ayuda del sistema de guía (Ver Anexo 22), para ello se requiere que el operario se acostumbre a acelerar la máquina conforme esta se desplaza sobre la hilera.

Tabla 48. Objetivos y resultados

Objetivos	Resultados
Diseñar y prototipar una máquina cosechadora de ajos de una hilera y mejorar el tiempo de cosecha de ajo en el Valle del Mantaro.	Se diseñó y fabricó el prototipo de la máquina cosechadora de ajos autopropulsada para una hilera, con el objetivo de mejorar el tiempo de cosecha en comparación al método tradicional, logrando una producción máxima de 220 kg/h y una producción mínima de 180kg/h, datos que fueron calculados tomando como referencia pruebas de plantaciones de hileras comprendidas de 20 ajos.
Investigar el estado de la tecnología que se usa actualmente para cosechar ajo en el valle del Mantaro.	Se investigó la tecnología que se usa para la cosecha de ajo tanto por grandes y pequeños productores de ajo, concluyéndose que no cuentan con equipo o maquinaria, justamente para la cosecha de ajo, usando únicamente un tractor agrícola con discos de arado y otros lo hacen solo manualmente mediante palas y picos de arar.
Diseñar la máquina cosechadora de ajo autopropulsada de una hilera para la variedad	Se diseñó una máquina cosechadora de ajo autopropulsada de una hilera para la variedad <i>chino</i> siguiendo una adaptación de la norma VDI 2225 (Ver figura 28), tomando en cuenta ciertos requerimientos detallados en una lista de exigencias (Tabla 16), evaluando cada proceso de los distintos mecanismos en la

chino en el valle del Mantaro.	secuencia de operaciones (Ver Figura 32) y culminando con pruebas donde se determinó que la máquina logra cosechar 31 ajos por minuto y 1860 por hora, con una capacidad de 223.2 kg/h, datos cercanos a lo calculado en el capítulo 4 (pág. 100).
Fabricar el prototipo de la máquina cosechadora de ajos autopropulsada de una hilera para la variedad chino en el valle del Mantaro.	Se fabricó el prototipo de la máquina cosechadora de ajos a un 85% del diseño, se usó materiales alternativos y existentes en el mercado local, elaborando principalmente los sistemas importantes para la cosecha (sistema de arranque, templador de banda, sistema de perforación y sistemas de traslación) cada uno con sus respectivos diagramas de operación tomando en cuenta los materiales seleccionados y detallados en los planos de detalle (Anexo 21).
Probar y validar el prototipo de la máquina cosechadora de ajo autopropulsada de una hilera para la variedad chino en el valle del Mantaro.	A través de las pruebas realizadas se validó el funcionamiento del prototipo de la máquina cosechadora de ajo autopropulsada de una hilera, para la variedad chino, verificando el correcto funcionamiento de los sistemas y correcta cosecha de ajo midiendo el tiempo de cosecha de plantación en plantación con una velocidad media y velocidad alta (Anexo 23).

5.2.3 Daños y mermas

El daño más común durante la cosecha es la picadura de bulbo de ajo y corte de tallo, producido directamente por el sistema del pico perforador que se encarga de arar la tierra por debajo del bulbo, haciendo que este se desprenda del interior del suelo y sea fácil de arrancar. Como se mencionó anteriormente lo importante de la siembra manual es que las semillas caen y se mantienen a un mismo nivel, lo cual, al momento de la cosecha, facilita el proceso arado y arrancado, es por ello que durante las pruebas se encontró un mínimo daño producido por la máquina.

Durante la cosecha también se produce la mordida del tallo del ajo por parte de los engranajes cónicos que se ubican en la parte superior, tal y como indica la figura 133, ocasionando un daño mínimo que no afecta directamente al bulbo del ajo.

5.3 Documentación de detalles

5.3.1 Planos de detalle

Consiste en detallar la geometría, material, tipo de acabado superficial y proceso de soldadura que se usó, a continuación se menciona el orden de los planos presentados en el Anexo 21.

Tabla 49. Listado de planos

N.º	DESCRIPCIÓN
Plano 1	Vista de ensamble
Plano 2	Vista de explosión
Plano 3	Vista de dimensiones
Plano 4	Detalle de sistema tensor de banda y porta rodamiento
Plano 5	Detalle guía de banda y juste de manubrio
Plano 6	Detalle soporte de chumaceras
Plano 7	Detalle soportes de eje y bridas
Plano 8	Detalle de componentes de sistema de arrancado
Plano 9	Detalle de pico de guía y perforador
Plano 10	Detalle de estructura
Plano 11	Detalle de ejes

5.3.2 Planos de subensamble

El subensamble indica el montaje de los elementos a cada sistema y en general cada subensamble conforma toda la máquina cosechadora de ajos, cuyos planos se observan en el Anexo 21.

5.4 Costo y listado de materiales

Después de elaborar el diseño y la fabricación en base a los requerimientos, se detallará los costos de materiales usados durante la fabricación.

5.4.1 Costo de materiales para la construcción

Consiste en materiales adquiridos para fabricar ciertos mecanismos de la máquina de acuerdo a las dimensiones detalladas en el diseño.

Tabla 50. Costo de materiales para la construcción

ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA					
1	Tubo rectangular 50x30x2.6mm (2 varillas de 1.2 m)	ASTM A513	2	15.00	30.00

2	Tubo cuadrado 40x40x2.6 mm (1 varilla de 2 m)	ASTM A513	1	30.00	30.00
3	Tubo cuadrado 30x30x2.6 mm (1 varilla de 2 m)	ASTM A513	1	18.00	18.00
	Tubo cuadrado 25x25x2.6 mm (1 varilla de 1 m)	ASTM A513	1	15.00	15.00
SISTEMA Y MECANISMOS EN GENERAL					
4	Barras Ø 25mm x 700mm (Para eje de traslación)	AISI 1020	1	20.00	20.00
5	Eje Ø 35 mm x 500 mm (para transmisión principal)	AISI 1020	1	25.00	25.00
6	Eje Ø 25 mm x 350 mm (para sistema de cambio de dirección)	AISI 1020	1	10.00	10.00
7	Eje de Ø 25 mm x 170mm (para transmisión vertical)	AISI 1020	1	10.00	10.00
8	Eje de Ø 16 mm x 50mm (sistemas de poleas)	AISI 1020	1	10.00	10.00
9	Platina de 2"x1/4"x500 mm (para plataformas de sistemas)	ASTM A36	1	10.00	10.00
10	Platina de 2"x1/4"x1000 mm (para plataformas de chumaceras)	ASTM A36	1	20.00	20.00
11	Ángulo de 20x20x3mm x300mm (para soportes templador de banda)	ASTM A36	1	10.00	10.00
12	Plancha de 300 x 300mmx 6mm (para bridas)	ASTM A131	1	30.00	30.00
13	Tubería de 1"x7/16"x5"(Para bocinas de bridas)	AISI 304	1	10.00	10.00
14	Tubería de 7/8"x7/16"x5"(para bocinas de bridas)	AISI 304	1	10.00	10.00
TOLVA DE ACUMULACIÓN					
15	Plancha galvanizada de 3x1000x1000mm	ASTM A653	1	70.00	70.00
16	Varillas galvanizadas de 1/4" x 2m (para rejillas de tolva)	ASTM A653	1	40.00	40.00
CONSUMIBLES PARA LA FABRICACIÓN					
17	Disco de corte 4"	abrasivo	5	5.00	25.00
18	Disco de desbaste 4"	abrasivo	2	8.00	16.00
19	Electrodos 6011 1/8"	Punto azul	60	0.30	18.00
20	Brocas para metal		6	10.00	60.00
costo total de materiales para la fabricación					487.00

5.4.2 Costo de manufactura

Consiste en el uso de máquinas y equipos adecuadas para la fabricación de los distintos mecanismos de la máquina en conjunto con las materias adquiridos.

Tabla 51. Costo de manufactura

SERVICIO MANUFACTURA	TIEMPO EN HORAS	PRECIO POR HORA S/.	VALOR TOTAL S/.
Torno horizontal	1	25.00	25.00
Taladro de pie	1	15.00	15.00
Soldadura Tig	3	35.00	105.00
Plegadora	0.5	30.00	15.00
Tronzadora	1	15.00	15.00
Prensa hidráulica	0.5	20.00	20.00
Soldadura Smaw	8	15.00	120.00
Amoladora angular	7	10.00	70.00
Esmeril de banco	2	10.00	20.00
Prensa de banco	3	8.00	24.00
Limado	2	15.00	30.00
Oxicorte	1	25.00	25.00
Herramientas de ajuste	3	10.00	30.00
costo total de manufactura			s/ 514.00

5.4.3 Costo de elementos normalizados

Consiste en el costo de adquisición de materiales o componentes normalizados previamente seleccionados en el proceso de cálculos de los distintos sistemas de la máquina.

Tabla 52. Costo de elementos normalizados

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANT	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
SISTEMA DE TRASLACION				
1	Chumaceras de pie Ø 7/8"	2	29.00	58.00
2	Pernos hexagonales M12x40 con arandelas y tuerca (para chumacera)	4	2.50	10.00
3	Pernos hexagonales M8x25 con arandelas y tuerca (para brida de Catarina)	4	2.50	10.00
4	Pernos de fijación M6 (para bocina de las bridas)	2	1.00	2.00
5	Neumático de mini tractor Aro 16	2	50.00	100.00
6	Catarinas N°428 paso 1/2" de 47 dientes	1	22.00	22.00
SISTEMA DE TRASMICION PRINCIPAL				

8	Chumaceras de pie Ø 1"	2	35.00	70.00
9	Catarina N°428 paso 1/2" de 57 dientes	1	30.00	30.00
10	Catarina N°428 paso 1/2" de 11 dientes	1	12.00	12.00
11	Polea Ø2" 1X1A	1	3.00	3.00
12	Pernos hexagonales M12x40 con arandelas y tuerca (para chumacera)	2	2.50	5.00
13	Pernos hexagonales M8x25 con arandelas y tuerca (para brida de Catarina)	6	2.50	15.00
	Pernos de fijación M6 (para bocina de las bridas)	2	1.00	2.00
	Correa trapezoidal A54	1	20.00	20.00
SISTEMA DE CAMBIO DE DIRECCION				
15	Chumaceras de pie Ø7/8"	2	35.00	70.00
16	Polea Ø9" x 1ª	1	19.00	19.00
17	Engranaje cónico recto módulo 3, 15 dientes	2	20.00	40.00
	Pernos hexagonales M12x40 con arandelas y tuerca (para chumacera)	4	2.50	10.00
18	Pernos de fijación M6 (para bocina de la polea)	1	1.00	1.00
	Correa trapezoidal A40	1	20.00	20.00
SISTEMA DE TRASMISION VERTICAL				
19	Engranaje cónico recto módulo 3, 15 dientes			
20	Rodamiento 6203-5/8-RS	4	11.00	44.00
21	Polea Ø3" X1A	2	6.00	12.00
22	Pernos hexagonales M12x40 con arandelas y tuerca (para soportes)	12	2.50	30.00
23	Anillos de retención	4	3	12.00
SISTEMA DE ARRANCADO				
23	Rodamiento 6203-5/8-RS	2	8.00	16.00
24	polea Ø3.5" X1A	2	9.00	18.00
25	Pernos hexagonales M6x30 con arandelas y tuerca (para soportes)	4	2.50	10.00
26	Correa trapezoidal A50	2	25.00	50.00
SISTEMA TEMPLADOR DE BANDA				
27	Rodamiento 6203-5/8-RS			16.00
28	Polea Ø2.5" X1A	2	5.00	10.00
29	Pernos hexagonales M6x30 con arandelas y tuerca (para soportes)	4	2.50	10.00
SISTEMA DE TRANSMISIÓN				
31	Motor estacionario 5,5 HP	1	700.00	700.00

32	Embrague centrifugo con salida piñón de 11 dientes paso 1/2"	1	180.00	180.00
33	Cadena de paso 1/2"	1	35.00	35.00
34	Pernos hexagonales M6 x 50	4	2	8.00
SISTEMA DE CONDUCCIÓN				
35	Manubrios de motocicleta	1	45.00	45.00
36	Kit regulador de embrague	1	20.00	20.00
37	Kit freno de disco motocicleta	1	65.00	65.00
Costo total de componentes normalizados				1800.00

5.4.4 Costo total de la fabricación del proyecto

Tabla 53. Costo total del proyecto

DESCRIPCIÓN	COSTO
Costo de materiales de fabricación	487.00
Costo de manufactura	514.00
Costo de elementos normalizados	1800.00
Total	2801.00

El precio final de la máquina, para disposición en el mercado agricultor, se fija con una ganancia del 30 %, siendo su valor de venta de 3641soles.

5.4.5 Comparación de costos

Como se mencionó anteriormente, en el mercado actual existen diferentes variedades de maquinaria orientada a la cosecha de ajo, por ello se realizará una comparación en el costo de adquisición.

Tabla 54. Comparación de costos

Maquinaria	Precio de venta
Cosechadora autopropulsada (Propuesta)	S/. 3641.00
Máquina cosechadora y atadora	S/. 21000.00
Máquina cosechadora y cortadora.	S/. 16000.00
Máquina cosechadora autoguiada.	S/. 26700.00
Cosechadora de hortalizas	S/. 5330.00
Cosechadora y cortadora autoguiada	S/. 28000.00
Motocultor	S/. 4300.00

Los precios de venta se tomaron como referencia mediante la página web de cada empresa que comercializa productos y maquinaria agrícola, detallado en el Anexo 5.

Realizando el comparativo, se observa que la máquina propuesta tiene un costo accesible para pequeños y medianos productores, debido a su capacidad de producción y tamaño de la misma, compitiendo directamente con la máquina cosechadora autoguiada, la cual tiene un costo accesible, con la diferencia de que requiere ser impulsada por un tractor agrícola, ya que no presenta un sistema propio de traslación.

CONCLUSIONES

Después de haber finalizado con el diseño, construcción y validación mediante pruebas del prototipo de la máquina cosechadora de ajos autopropulsada, se concluye con lo siguiente:

- Se diseñó y fabricó el prototipo de la máquina cosechadora, detallado en la Figura 130 y en los Anexos 21 y 24, con la capacidad de cosecha promedio de entre 220 kg/h y 180kg/h, datos aproximados a lo calculado en el capítulo 4, página 100, siendo variables de acuerdo a la velocidad de empuje del operario. Cada mecanismo de la máquina fue diseñado y fabricado considerando morfologías y condiciones ambientes de los sembríos de ajo chino, la variedad con mayor producción en el valle del Mantaro.
- Se logró investigar el estado de tecnología de los agricultores de ajo en el valle del Mantaro, principalmente en la provincia de Sicaya y Chupaca, mediante entrevistas (Ver Anexo 20). Se concluyó que la implementación de la máquina cosechadora influirá directamente en el aumento de la producción, reducción de tiempo de cosecha, reducción de probabilidades de enfermedades y el costo, puesto que se realizó una comparación entre el precio de venta de las máquinas existentes en el mercado internacional a grande y pequeña escala, y se determinó que la presente propuesta resulta accesible para el pequeño y mediano agricultor que no cuenta con maquinaria dirigida a la cosecha de ajo, además de que reemplazará el alquiler de tractor agrícola y mano de obra en jornales de 4 a 6 horas diarias.
- Se logró diseñar la máquina cosechadora de ajos autopropulsada para una hilera, mediante el software Solidworks, con dimensiones establecidas para la comodidad del operario (Ver Anexo 23), la máquina será propulsada mediante un motor estacionario de combustión interna de 5.5 HP, que brindará potencia y velocidad de acuerdo a la capacidad del operario a través de un embrague centrifugo. Tomando en cuenta las condiciones del suelo, se optó por el uso de neumáticos de arrastre de diámetro de 50 cm, apto para terrenos sueltos y lodosos; para el diseño del mecanismo de guía y las llantas delanteras se consideró las distancias entre hileras de 15 cm en promedio, especificado en el Anexo 19. Se diseñó el sistema de perforación y la altura del sistema de arrancado, tomando en cuenta el ancho de una hilera de 19 a 28 cm, el diámetro del tallo de una planta de ajo de 9 a 18 mm y la profundidad de plantación del bulbo de ajo de 4 a 7 cm (Ver Anexo 19), parámetros

que fueron importantes para conseguir el diseño óptimo de la máquina cosechadora de ajo.

- Se logró fabricar el prototipo de la máquina cosechadora de ajos autopropulsada de una hilera (Ver Figura 130) tomando en cuenta materiales alternativos de fácil acceso en el mercado local, asimismo una manufactura cómoda y accesible, fabricando esencialmente los mecanismos que funcionan directamente durante el proceso de cosecha: sistema de traslación que conforman dos neumáticos montados a un eje mediante bridas de 5" para conseguir tracción (Ver Anexo 22), un sistema de arrancado regulable de 5mm hasta 25mm, de acuerdo al diámetro del tallo del ajo (Ver Anexo 22), un sistema de perforación regulable mediante pernos M8 a la profundidad de arado que varía entre 4cm a 10 cm (Ver Anexo 19), un sistema templador de bandas regulable de acuerdo a la tensión provocada por la regulación del sistema de arrancado (Ver Anexo 22); todos estos sistemas funcionan gracias a la transmisión repartida mediante un sistema compuesto por un eje que poleas de 9" y 2", catarinas de 57 dientes y 11 dientes tanto para el sistema de cosecha y el sistema de arrastre (Ver Anexo 22).
- Se validó el óptimo funcionamiento de la máquina cosechadora de ajo mediante tres pruebas consecutivas, logrando una capacidad de cosecha a una aceleración alta, de 1.9 ajos/s, la cual equivale a una cantidad de 1894 ajos/h y una producción de 227.4 kg/h, y a una aceleración media, logrando cosechar 2.4 ajos/s equivalente a 1500 ajos/h con una producción alta de 180 kg/h.

APORTES DE LA INVESTIGACIÓN

- La máquina cosechadora de ajo logra reducir el tiempo de cosecha en agricultores que no cuentan con la tecnología adecuada, además de que reduce las probabilidades de sufrir enfermedades a largo plazo a causa de las malas posturas.
- Los componentes de la máquina están diseñados para un fácil desmontaje cuando se requiera hacer un mantenimiento o reemplazo de piezas; a su vez, son de fácil fabricación, ya que están contruidos con materiales de fácil acceso en el mercado local.
- La operación de la máquina es de fácil uso, dado que solo requiere una adaptación al sistema de aceleración y guía que dependerá de cada operario.
- La máquina cosechadora de ajo permite que los agricultores opten por una producción en mayores hectáreas, ya que el proceso de cosecha se efectuará con una máquina diseñada especialmente para ajos, además de que disminuirá directamente los gastos en mano de obra y sobre todo de tiempo.

IMPLEMENTACIONES FUTURAS

- A la máquina se le implementara un sistema de corte y limpieza de bulbos que funcionará inmediatamente después del arrancado del ajo.
- La máquina cosechadora de ajo se presentará a los agricultores dedicados a su producción en el valle del Mantaro, ya que no poseen una maquinaria especializada en ajo y optan por una cosecha tradicional o en otros casos requieren de un tractor agrícola, lo cual no es eficiente ni adecuado.
- Durante el diseño de la máquina, se puede optar por una caja direccional escuadra para implementarlo en la transmisión para la cosecha y transmisión para el desplazamiento.
- El sistema de perforación y guía puede ser implementado mediante palancas con resortes, con el objetivo de ser accionado de manera automática cuando se requiera realizar la perforación.

BIBLIOGRAFÍA

- 1. MINISTERIO de Agricultura y Riego (MIDAGRI).** Situación actual de la producción de ajo. Lima : s.n., 2008. [En línea] 16 de Julio del 2021. [Citado el: 16 de julio del 2021]. Disponible en: <https://www.midagri.gob.pe/portal/download/pdf/herramientas/boletines/ajo.pdf>
- 2. NAMESNY, A.** Posrecolección de Hortaliza. [ed.] Universidad Técnica de Valencia. Valencia - España : SPE3, 25 de Enero de 2015, Vol. Volumen III. [Fecha de consulta el: 17 de Julio del 2021]. Disponible en: <https://www.bibliotecahorticultura.com/wp-content/uploads/2018/02/NAMESNY-Alicia.-Febrero-2018.-Poscosecha-de-hortalizas-Texto-completo.pdf>.
- 3. COMISIÓN Nacional de Salud y Seguridad en el trabajo.** Enfermedades profesionales de los agricultores. [En línea] Colombia: s.n., octubre 2008 [fecha de consulta: 22 de Agosto del 2021]. Disponible en: <https://www.ucm.es/data/cont/media/www/pag-56437/enfermedades%20profesionales%20de%20los%20agricultores.pdf>
- 4. CALDERÓN-REYES E., SERWATOWSKI R., CABRERA J. M., y GRACIA-LÓPEZ C.** Siembra mecanizada del ajo: métodos y equipos. *Agrociencia* [en línea]. 2003, 37(5), 483-493 [fecha de Consulta: 28 de agosto de 2021]. ISSN: 1405-3195. Disponible en: <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=30237505>
- 5. ALCACIEGA, E.** Diseño y construcción de un apero para cosechar papas en campos agrícolas. Tesis (Título de Ingeniero Mecánico). Ambato: Universidad Técnica de Ambato, 2017. [Fecha de consulta: 12 de Mayo del 2021]. Disponible en: <https://repositorio.uta.edu.ec/jspui/bitstream/123456789/26082/1/Tesis%20I.M.%20393%20-%20Alcaciega%20Quinga%20Eduardo%20Efra%c3%adn.pdf>
- 6. PICAZO, E.** Máquina cosechadora de ajos autoguiada. ES 1 079 164 U. (A01D 31/00), 19 de abril de 2013 05 de julio de 2013. App. 201330470, España 07 de mayo de 2013, 13 pp.
- 7. PARRA, M.** Máquina arrancadora y atadora de ajos. ES 10459557U. (A01D 25/02), 03 de febrero de 2000. App, U200000233, España 01 de diciembre del 2000, 6 pp.
- 8. KLEMENS, K.** Maquina cosechadora para patatas, remolachas o tubérculos similares. ES2569860T3 (A01D 33/10), 28 de noviembre del 2011. App, EP 2601825, España 02 de marzo del 2016, 9 pp.

- 9. BELMONTE, J.** Sistema automático para el corte de tallos y raíces de cabezas de ajos. ES 2315105B2 (A23N 15/08), 14 junio del 2006. App 200601677, Alicante - España, 17 de Diciembre de 2009, 16 pp.
- 10. QUN, S., YONGXIANG. S., LING. Z., JINYONG. S.** Diseño y desarrollo de cosechadora autopropulsada de ajos. NAAS (Academia Nacional de Ciencias Agrícolas). China 1 de junio del 2018. [Fecha de a consulta: 15 de abril del 2022]. Disponible en: <https://sun2018.pdf> cosechadora de ajos autopropulsada.en.es.pdf
- 11. LAZO. D., HUATUCO. M.,** Diseño de una máquina cosechadora de zanahoria. (Artículo científico). Huancayo: Universidad Nacional del Centro del Perú, 2010. [Fecha de consulta: 18 de abril del 2022]. Disponible en: <https://repositorio.Universidad.del.centro.del.peru.edu.pe/20articulo-2782-1-10-20211206.pdf>.
- 12. GRANADOS, L. y GRANADOS, Y.** Diseño y simulación de una máquina cosechadora para disminuir el ennegrecimiento del anillo vascular de papa en la comunidad de Lastay-Concepcion. Tesis (Título de Ingeniero Mecánico) Huancayo: Universidad Continental, 2020. p. 141. [Fecha de consulta: 05 de julio del 2021]. Disponile en: https://repositorio.continental.edu.pe/bitstream/20.500.12394/8700/4/IV_FIN_111_Tl_Granados_Granados_2020.pdf.
- 13. MINISTERIO de Agricultura y Riego (MIDAGRI).** Situación actual de la producción de ajo. [En línea] Perú. diciembre de 2008. [Fecha de consulta: 23 de mayo del 2021]. Disponible en: <https://www.midagri.gob.pe/portal/download/pdf/herramientas/boletines/ajo.pdf>.
- 14. MINISTERIO de Agricultura y Riego (MIDAGRI).** El ajo en el contexto mundial y nacional. [En línea] Jenny, A. LIMA - PERÚ 2020, Vols. N°02-2020. [Fecha de consulta: 25 de mayo del 2021]. Disponible en: https://www.inia.gob.pe/wp-content/uploads/2020/04/El_Ajo_MercadoMundial.pdf.
- 15. INACAL aprueba norma técnica para impulsar requisitos de calidad en el ajo** [En línea]. *Agencia peruana de noticias (ANDINA)*, Lima, Perú, 8 de abril de 2020. [Fecha de consulta: 26 de mayo del 2021]. Disponible en: <https://andina.pe/agencia/noticia-inacal-aprueba-norma-tecnica-para-impulsar-requisitos-calidad-el-ajo-840724.aspx>.

16. **AJOS PERÚ.** Mercado mayorista nacional de ajos en el Peru. [En línea] Mayo de 2015. [fecha de consulta 28 de mayo del 2021]. Disponible en: <https://www.ajosperu.com/productos1>.
17. **BURBA, J. L.** Producción de ajo. [En línea]. Mendoza-Argentina: Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria, 2003 [Fecha de consulta: 02 de junio del 2021]. Disponible en: https://inta.gob.ar/sites/default/files/script-tmp-inta_produccion_de_ajo__doc_069.pdf
18. **BUDYNAS, R. y NISBETT, J.** Diseño en Ingeniería Mecánica. México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, 2008. Vol. NOVENA. ISBN-10: 970-10-6404-6; ISBN-13: 978-970-10-6404-7.
19. **MOTT, ROBERT. L.** Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación, 2006. Vol. Cuarta edición. ISBN: 970-26-0812-0.
20. **DUCASSE Comercial.** Transmisiones por cadenas. [En línea] 2020. [Fecha de consulta: 15 de Junio de 2021.]. Disponible en: <https://www.ducasse.cl/productos/transmisiones/108-cadenas-de-rodillos>.
21. **PORRAS, A y SORIANO, L.** Elementos de máquinas, selección de cadenas. [En línea] Noviembre 2013. [Fecha de consulta: 16 de junio del 2021]. Disponible en: <http://es.tauomega.com/4625/5703.html>.
22. **FM INDUSTRIAL S. A.** Correas de transporte [En línea] 2016. [Fecha de la consulta: 03 de julio del 2021]. Disponible en: <http://fmindustrial.com/correas-de-transmision/>.
23. **NORTON, ROBERT L.** Diseño de máquinas. México: Prentice Hall/ Pearson, 2005. 1ra. Edición. ISBN: 113620.
24. **MOTION & CONTROL NSK.** Tipos y definición de rodamientos. [En línea] Julio del 2021. [Fecha de consulta: 03 de Julio del 2021]. Disponible en: www.nskamericas.com.
25. **CATÁLOGO de rodamientos SKF.** Selección y usos de los rodamientos. [En línea] Octubre 2015. [Fecha de la consulta: 05 de Julio del 2021]. Disponible en: https://www.skf.com/0901d19680416953-10000_2-ES---Rolling-bearings_tcm_201-121486.pdf.
26. **MARÍN, J.** Apuntes en diseño mecánico. [En línea] Ecuador, Mayo, 2008. UNED, Vol. 2da. Edición. ISBN: 61042107

- 27. WEST ARCO. Manual de soldadura.** [En línea] Bogotá-Colombia 2006. [Fecha de consulta: 10 de julio del 2021]. Disponible en: <https://www.westarco.com/westarco/sp/support/documentation/upload/manual-de-soldadura-2015v2.pdf>.
- 28. OERLIKON. Manual de soldadura & Catálogos y productos.** [En línea] España: EXSA. [Fecha de consulta: 10 de julio del 2021]. Disponible en: <https://www.soldaceros.com.pe/wp-content/uploads/2015/09/Manual-de-Soldadura-OERLIKON.pdf>.
- 29. MATERIAL MUNDIAL.** Grados y propiedades de materiales estructurales. [En línea] Octubre de 2019. [Fecha de consulta: 15 de julio del 2021]. Disponible en: <https://www.materialmundial.com/acero-astm-a36-propiedades-ficha-tecnica-estructural/>.
- 30. CIA GENERAL DE ACEROS.** Aceros especiales para aplicaciones industriales. [En línea] Volumen 1, Bogota-Colombia: s.n., 2018. [Fecha de consulta: 16 de julio del 2021]. Disponible en: <https://www.cga.com.co/>.
- 31. RAFAEL, M. y HERNÁNDEZ, A.** Caracterización de un motor de combustión interna con dos tipos de combustible.[En línea] Sanfandila-México 2014, Instituto Mexicano de Transporte. [Fecha de consulta: 21 de julio del 2021], ISSN 0188-7297. Disponible en: <https://www.imt.mx/archivos/Publicaciones/PublicacionTecnica/pt417.pdf>
- 32. CONFORZA Productos de Potencia.** Descripción de motores estacionarios y productos de potencia. [En línea] 14 de agosto de 2019. [Fecha de consulta: 30 de julio del 2021]. Disponible en: <https://comforza.com.pa/motores-estacionarios/>.
- 33. EARTH OBSERVING SYSTEM.** Descripción de tipos de suelos. [En línea] Agosto de 2018. [Fecha de consulta: 04 de agosto del 2021]. Disponible en: <https://eos.com/es/blog/tipos-de-suelo/>.
- 34. ASHBURNER, J. y SIMS, B.** *Elementos de diseño del tractor y herramientas de labranza.* [En línea]. Editor: Julio Escoto. Costa Rica: Instituto interamericano de cooperación para la agricultura, 1984. [Fecha de la consulta: 10 de julio del 2021]. ISBN: 92-9039-058-1. Disponible en: <http://repositorio.iica.int/handle/11324/6796>.
- 35. HUAMANÍ, P.** La investigación tecnológica. [En Línea] Lima-Peru: Enero de 2018. [Fecha de la consulta: 15 de agosto del 2021]. Disponible en: <https://www.urp.edu.pe/pdf/id/4274/n/huamani-la-investigacion-tecnologica.pdf>.

- 36. BARRIGA, B.** Métodos de diseño en ingeniería mecánica.[En línea]. Lima-Perú, agosto del 2016. [Fecha de consulta: 16 de agosto del 2021]. Disponible en: <https://es.scribd.com/document/359452509/Metodos-de-diseño-en-Ingenieria/Mecanica-introduccion-Benjamin-BarrigaPUP>.
- 37. UNIVERSIDAD Continental.** Ingeniería de Procesos (Guía de laboratorio). [En línea]. Huancayo 2017: Manuel Isaías López Cristobal, Fondo Editorial. [Fecha de consulta: 21 de agosto del 2021]. Disponible en: https://repositorio.continental.edu.pe/bitstream/20.500.12394/3218/5/DO_FIN_108_GL_ASUC01057_2020.pdf.
- 38. SÁNCHEZ, Ma. Eugenia.** El concepto diseño en el taller de diseño: reflexiones teoricas. [en línea] Puebla 2012. Benemerita Universidad Autónoma de Puebla [Fecha de la consulta: 1 de marzo del 2022]. ISSN: 2007-3151. Disponible en: [1408-4919-1-SM.pdf](https://www.benemehua.mx/revistas/1408-4919-1-SM.pdf).
- 39. ESPINOZA, C.** Metodología de investigación tecnológica. Biblioteca Nacional del Perú. SBN: 978-612-00-0222-3. Huancayo-Perú, marzo de 2010.

ANEXOS

ÍNDICE DE ANEXOS

- Anexo 1. Coeficientes de fricción estática y cinética entre materiales
- Anexo 2. Propiedades de los suelos
- Anexo 3. Propiedades de los aceros usados para la fabricación
- Anexo 4. Propiedades físicas de los sistemas de la máquina
- Anexo 5. Datos técnicos del motor estacionario
- Anexo 6. Datos de servicio para la transmisión de potencia
- Anexo 7. Parámetros para selección de cadenas
- Anexo 8. Parámetros para la selección de bandas
- Anexo 9. Propiedades mecánicas de los aceros AISI
- Anexo 10. Tabla de factor de corrección por ángulo de contacto
- Anexo 11. Factor de corrección por longitud de banda en pulgadas
- Anexo 12. Parámetros para diseño de ejes
- Anexo 13. Datos para selección de rodamientos cojinetes
- Anexo 14. Comparación de materiales de rodamientos
- Anexo 15. Tabla de selección de chumaceras de pie
- Anexo 16. Tabla de selección de rodamientos
- Anexo 17. Tabla de especificaciones de cuñas
- Anexo 18. Parámetros para el diseño de engranajes cónicos
- Anexo 19. Fotos del estudio de dimensiones de una plantación de ajo
- Anexo 20. Entrevista a comerciantes y agricultores de ajo
- Anexo 21. Listado de planos
- Anexo 22. Fotos de la construcción del prototipo
- Anexo 23. Fotos de las pruebas realizadas
- Anexo 24. Prototipo final de la máquina cosechadora

Anexo 1

Tabla de Coeficientes de fricción estática y cinética entre materiales

Tabla 5.1 Coeficientes de fricción aproximados

Materiales	Coefficiente de fricción estática, μ_s	Coefficiente de fricción cinética, μ_k
Acero sobre acero	0.74	0.57
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Cobre sobre acero	0.53	0.36
Latón sobre acero	0.51	0.44
Zinc sobre hierro colado	0.85	0.21
Cobre sobre hierro colado	1.05	0.29
Vidrio sobre vidrio	0.94	0.40
Cobre sobre vidrio	0.68	0.53
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Teflón sobre acero	0.04	0.04
Hule sobre concreto (seco)	1.0	0.8
Hule en concreto (húmedo)	0.30	0.25

Fuente: Tomada de Semanzqui, p.150

Anexo 2

Propiedades del suelo

Tabla de las propiedades por resistencia de los suelos

TABLA 2. Propiedades del suelo.

Condición de Suelo	ϕ , grado	C, kPa	δ , grado	Ca, kPa
1	37,40	77,37	31,80	8,16
2	27,19	49,50	23,68	9,29
3	45,00	129,74	42,89	8,77
4	36,41	149,66	30,70	4,45
5	20,33	26,28	16,28	8,80
6	27,19	49,50	23,68	9,29
7	45,00	129,74	42,89	8,77
8	36,37	81,00	26,98	4,90

donde: W, humedad; g_d , densidad seca; ϕ , ángulo de fricción interna; C, cohesión; δ , ángulo de fricción suelo-metal; Ca, adhesión.

Fuente: Tomada de «Predicción de la resistencia del suelo durante la labranza mediante los modelos de presiones pasivas».

Tabla de las Propiedades del suelo por humedad

Cuadro 3. Variación de la cohesión, ángulo de rozamiento interno, adherencia y ángulo de fricción por efecto del contenido de humedad.

Contenido de humedad	Cohesión	Angulo de rozamiento interno suelo-metal	Adherencia suelo-suelo	Angulo de fricción
% w/w	kPa		kPa	grado
2	1.8	40	0	23
8	15	34	1.2	25
12	25	29	0.5	27
15	0.4	34	1.1	26
20	0	34	1.1	22
25	0	34	0	25

Fuente: Tomada de J. E. Ashburner y B. G. Sims.

Tabla de valores del Peso unitario de los suelos

2	γ_1 Limo arenoso pardo claro	ΔZ_1	
4			
6	γ_2 Arena mediana blanca, algo densa	ΔZ_2	
8			
10	γ_3 Arena limosa	ΔZ_3	
12			
14	γ_4 Arcilla ardo rojiza compacta	ΔZ_4	
16			
	Estrato	Espesor	$\gamma [KN/m^3]$
	1	5	14,0
	2	3	18,1
	3	3	17,3
	4	6	16,8
$\gamma =$ Peso específico seco			

Fuente: Tomada de Alcaciega, p. 43

Anexo 3

Propiedades de los aceros usados para la fabricación

Tabla de propiedades de aceros bajo la norma AISI

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg. %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Fuente: Tomada de «Diseño en ingeniería mecánica», por Sigley

Tabla de propiedades y aplicaciones de Platina de acero ASTM A36

Platinas



NORMAS TÉCNICAS

· Propiedades Mecánicas: ASTM A36/A36M y NTP 350.400
· Tolerancias Dimensionales: ASTM A6/A6M y NTP 241.105



PRESENTACIÓN

Se comercializa en barras de 6 metros de longitud.
Se suministra en paquetes de 1 t.



USOS

En la fabricación de estructuras metálicas, puertas, ventanas, rejas, piezas forjadas y otros.



PROPIEDADES MECÁNICAS

Límite de Fluencia mínimo = 250 Mpa (2,530 kg/cm²) mínimo
Resistencia a la Tracción = 450 - 550 Mpa (4,080-5,620 kg/cm²)
Alargamiento en 200 mm:
1/8" y 3/16" = 15.0% mínimo
1/4" = 17.5% mínimo
5/16, 3/8", 5/8", 3/4" y 1" = 20.0% mínimo
Doblado a 180° = Bueno
Soldabilidad = Buena

DIMENSIONES

Sistema Inglés (pulgadas)

1/8 x 1/2	1/4 x 1	1/2 x 3
1/8 x 3/4	1/4 x 1 1/4	1/2 x 4
1/8 x 1	1/4 x 1 1/2	5/8 x 4
1/8 x 1 1/4	1/4 x 2	3/4 x 4
1/8 x 1 1/2	1/4 x 2 1/2	1 x 4
1/8 x 2	1/4 x 3	3/8 x 5
3/16 x 1/2	1/4 x 4	3/8 x 6
3/16 x 5/8	3/8 x 1	1/2 x 5
3/16 x 3/4	3/8 x 1 1/4	1/2 x 6
3/16 x 1	3/8 x 1 1/2	5/8 x 5
3/16 x 1 1/4	3/8 x 2	5/8 x 6
3/16 x 1 1/2	3/8 x 2 1/2	3/4 x 5
3/16 x 2	3/8 x 3	3/4 x 6
3/16 x 2 1/2	3/8 x 4	1 x 5
3/16 x 3	1/2 x 1 1/2	1 x 6
1/4 x 5/8	1/2 x 2	
1/4 x 3/4	1/2 x 2 1/2	



Datos y propiedades de acero en Laminas A36



LAMINA CALIDAD ESTRUCTURAL ASTM A36 (A1011-10 SS36-2)

Requerimientos de tensión:

El acero A-36 tiene como esfuerzo de fluencia mínimo de 36ksi. Además, es el único acero que puede obtenerse en espesores mayores a 8 pulgadas, aunque estas placas como excepción, solo están disponibles con esfuerzo de fluencia mínimo inferior especificado, siendo este 32ksi.

Normalmente, el material de conexión se especifica como A-36, sin importar el grado de sus propios componentes primarios. El esfuerzo último de tensión de este acero varía de 58ksi a 80 ksi; para cálculos de diseño se utiliza el valor mínimo especificado.

Propiedades mecánicas:

Requerimientos a tensión*		
Láminas, Vigas* y barras	Ksi (Mpa)	*ver orientación del espécimen bajo la prueba a tensión según especificación A6. para la gama formas de brida sobre 426lb/ft (634kg / m), el 80 KSI (550Mpa) resistencia a la tensión máxima no se aplica una elongación mínimo en zin (50mm) de 19% se aplica.
Esfuerzo último	50-80 (400-550)	*** Punto de fluencia 32 KSI (220 MPa) para las placas de más de 8in (200mm) de espesor. Alargamiento de que no es obligatorio determinarle para placa de piso. Las placas de más de 24 in (600 mm) el requisito de elongación se reduce dos puntos porcentuales. Ver los ajustes de elongación en la sección de ensayo de tracción de la especificación A6
Esfuerzo de fluencia	36 (250)	
Láminas y Barras,**,***		
Elongación en 8in. (200mm), min, %	20	
Elongación en zin. (50mm), min, %	23	
Dureza	120-135 HB	HB: Dureza Brinell

Requerimientos a tensión para Aceros ASTM A36

Fuente: Tomada de «Ficha de distribuidor de aceros FERROCORTES»

Tabla de propiedades mecánicas y aplicaciones de Tubos estructurales A500

Tubo LAC ASTM A500



Tubo fabricado con acero al carbono laminado en caliente (LAC), utilizando el sistema de soldadura de resistencia eléctrica por inducción de alta frecuencia longitudinal (ERW). Las secciones de fabricación son redondas, cuadradas y rectangulares.

NORMAS TÉCNICAS

Las propiedades mecánicas, dimensiones, pesos y espesores se fabrican según la norma ASTM A500 - Grados A y B según lo solicitado.

USOS

Diversas estructuras livianas y pesadas, correderías, tijerales, postes, etc.

PRESENTACIÓN

- Longitud:
 - Redondos: 6.40 m y 6 m.
 - Cuadrados y rectangulares: 6 m.
 - Otras longitudes a pedido.
- Acabado de extremos: Refrentado (plano), limpios de rebordes.

PROPIEDADES MECÁNICAS

Sección	Norma técnica		Grado	Límite de fluencia (MPa)	Resistencia a la tracción (MPa)	Elongación mínimo
	Del tubo	Del acero				
Redondo	ASTM A 500/A 500 M	ASTM A 500 GRADO A	A	228	310	25
		ASTM A 1011 CS TIPO B		-	□ 290	□ 25
Cuadrado	ASTM A 500/A 500 M	ASTM A 500 GRADO A	A	269	310	25
		ASTM A 1011 CS TIPO B		-	□ 290	□ 25
Rectángulo	ASTM A 500/A 500 M	ASTM A 500 GRADO A	B	269	310	25
		ASTM A 1011 CS TIPO B		-	□ 290	□ 25

Fuente: Tomada de «Catálogo de productos ACEROS ARQUIPA»

Tabla de propiedades mecánicas y aplicaciones de ángulos estructurales A36

Ángulos Estructurales de Calidad Dual



DIMENSIONES	
Sistema Inglés (pulgadas)	
1 1/2 x 1 1/2 x 3/32	
1 1/2 x 1 1/2 x 1/8	
1 1/2 x 1 1/2 x 3/16	
1 1/2 x 1 1/2 x 1/4	
2 x 2 x 1/8	
2 x 2 x 3/16	
2 x 2 x 1/4	
2 x 2 x 3/8	
2 1/2 x 2 1/2 x 3/16	
2 1/2 x 2 1/2 x 1/4	
2 1/2 x 2 1/2 x 3/8	
3 x 3 x 1/4	
3 x 3 x 5/16	
3 x 3 x 3/8	
3 x 3 x 1/2	
4 x 4 x 1/4	
4 x 4 x 5/16	
4 x 4 x 3/8	
4 x 4 x 1/2	

NORMAS TÉCNICAS

· Composición Química y Propiedades Mecánicas: ASTM A36 / A36M, ASTM A572/A572M, NTP 350.400 y NTP 350.408.
· Tolerancias Dimensionales: ASTM A6/A6M y NTP 241.105.

USOS

Para la fabricación de estructuras de acero en plantas industriales, almacenes, techados de grandes luces, industrial naval, carrocerías, torres de transmisión. También se pueden utilizar para la fabricación de puertas, ventanas, rejas, etc.

PRESENTACIÓN

Se comercializa en longitudes de 6 m. Se suministra en paquetes de 1 t.

PROPIEDADES MECÁNICAS

Límite de Fluencia mínimo	= 345 MPa (3,520 kg/cm ²)
Resistencia a la Tracción	= 450 - 550 MPa (4,590 - 5,620 kg/cm ²)
Alargamiento en 200 mm:	
3/32", 1/8" y 3/16"	= 15.0% mínimo
1/4"	= 17.5% mínimo
5/16", 3/8" y 1/2"	= 20.0% mínimo
Soldabilidad	= Buena

Fuente: Tomada de «Catálogo de productos ACEROS ARQUIPA»

Tabla de propiedades mecánicas y aplicaciones de planchas galvanizada A36



*Previo acuerdo se comercializa en otras medidas.

DIMENSIONES NOMINALES			
Bobinas LAC BLAC A36 (mm)	Planchas LAC PLAC A36 (mm)		
1.5 x 1,200	1.5"	4.5"	19
1.8 x 1,200	1.8"	4.8"	20
1.9 x 1,200	1.9"	5.0"	22
2.0 x 1,200	2.0"	5.9"	25
2.2 x 1,200	2.2"	6	32
2.3 x 1,200	2.3"	6.35	38
2.4 x 1,200	2.4"	6.4	50
2.5 x 1,200	2.5"	8	63
2.9 x 1,200	2.9"	9	75
4.4 x 1,200	3.0"	9.5	100
5.9 x 1,200	3.9"	12	125
	4.0"	12.5	150
	4.4"	16	

NORMAS TÉCNICAS

Estructural: ASTM A36 y Dimensiones según JIS G3193-2008

USOS

Se usa en la fabricación de tubos, perfiles plegados, asimismo luego de su corte en planchas, se emplea en la construcción de silos, carrocerías y construcción en general.

PRESENTACIÓN

Planchas: Las planchas se comercializan en unidades.

Bobinas: Se presentan en calidad estructural. Las bobinas se entregan con peso mínimo de 5 TM aproximadamente, enzunchadas longitudinalmente y transversalmente.

PROPIEDADES MECÁNICAS

ASTM A36
Límite de Fluencia mínimo = 250 Mpa (25.50 kg/mm²)
Resistencia a la Tracción = 400 - 550 Mpa (40.80 - 56.10 kg/mm²)
Alargamiento en 200 mm = 20.0% mínimo

ASTM A1011 / A1011M SS36 Tipo 2
Límite de Fluencia mínimo = 250 Mpa (25.50 kg/mm²)
Resistencia a la Tracción = 400 - 550 Mpa (40.80 - 56.10 kg/mm²)
Alargamiento en 200 mm = 16.0% mínimo

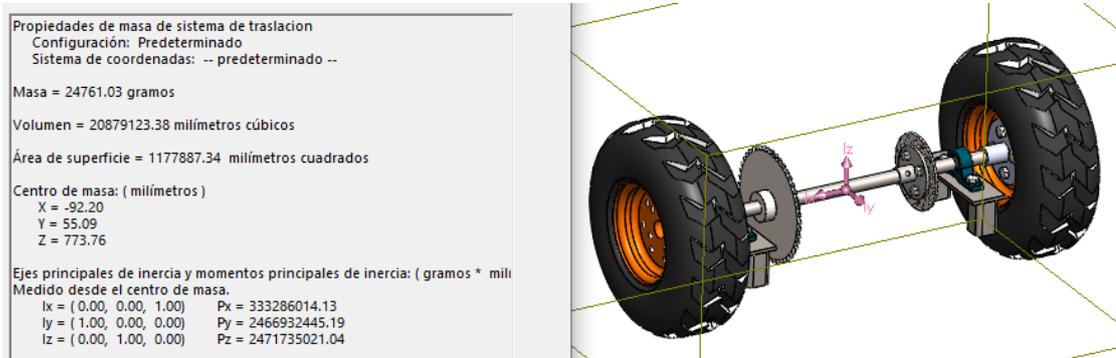
ASTM A1011 / A1011M Grado 36 Tipo 2
Límite de Fluencia mínimo = 250 Mpa (25.50 kg/mm²)
Resistencia a la Tracción = 400 - 550 Mpa (40.80 - 56.10 kg/mm²)
Alargamiento en 200 mm = 18.0% mínimo

Fuente: Tomada de catálogo de productos ACEROS ARQUIPA

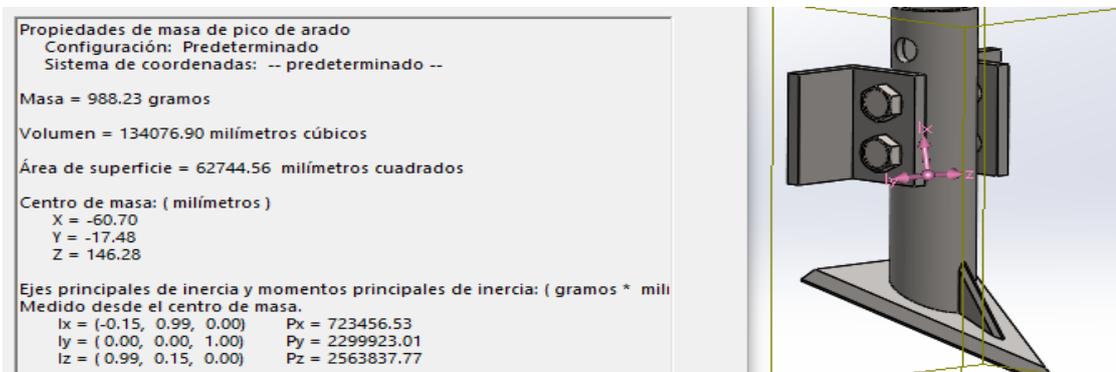
Anexo 4

Propiedades físicas de los sistemas de la máquina

Propiedades físicas del sistema de traslación



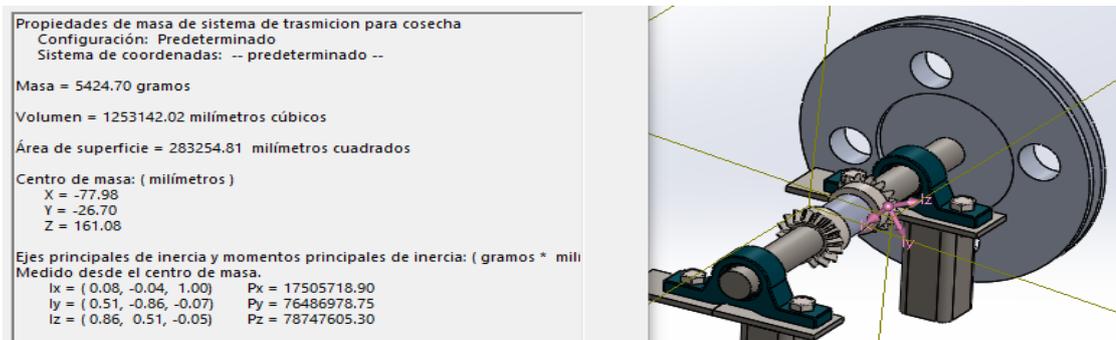
Propiedades físicas del sistema de arado



Propiedades físicas del sistema de arrancado



Propiedades físicas del sistema de transmisión para la cosecha



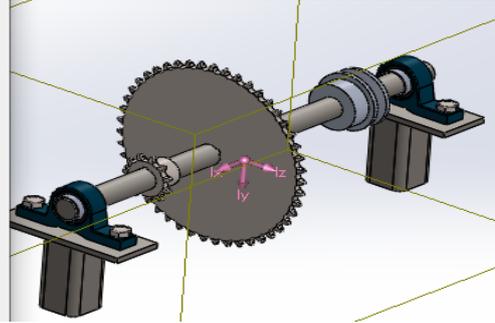
Propiedades físicas del sistema de transmisión principal

Propiedades de masa de sistema de trasmision principal
 Configuración: Predeterminado
 Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

Masa = 3042.66 gramos
 Volumen = 679790.40 milímetros cúbicos
 Área de superficie = 228341.25 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)
 X = 442.71
 Y = 91.56
 Z = -230.88

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (gramos * milímetro)
 Medido desde el centro de masa.
 Ix = (0.00, -0.01, 1.00) Px = 4926995.64
 Iy = (0.00, -1.00, -0.01) Py = 83373247.67
 Iz = (1.00, 0.00, 0.00) Pz = 85456720.75



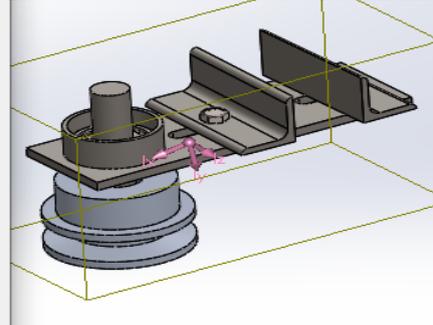
Propiedades físicas del sistema templador de banda

Propiedades de masa de sistema tesnor de bandas
 Configuración: Predeterminado
 Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

Masa = 713.24 gramos
 Volumen = 131410.22 milímetros cúbicos
 Área de superficie = 60470.06 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)
 X = -1.72
 Y = -4.25
 Z = 172.47

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (gramos * milímetro)
 Medido desde el centro de masa.
 Ix = (-0.01, -0.19, 0.98) Px = 348432.09
 Iy = (-0.07, -0.98, -0.19) Py = 1534819.26
 Iz = (1.00, -0.07, 0.00) Pz = 1559498.52

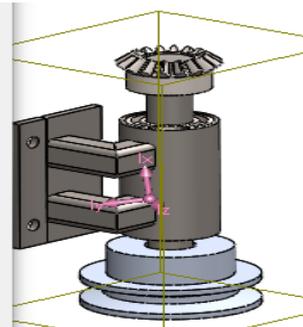


Propiedades de masa de sistema de trasmision vertical
 Configuración: Predeterminado
 Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

Masa = 1532.65 gramos
 Volumen = 321214.29 milímetros cúbicos
 Área de superficie = 113497.98 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)
 X = -19.31
 Y = 21.74
 Z = 188.42

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (gramos * milímetro)
 Medido desde el centro de masa.
 Ix = (-0.09, 0.99, -0.06) Px = 1190055.04
 Iy = (-0.81, -0.11, -0.58) Py = 3576409.77
 Iz = (-0.59, 0.00, 0.81) Pz = 4141858.75



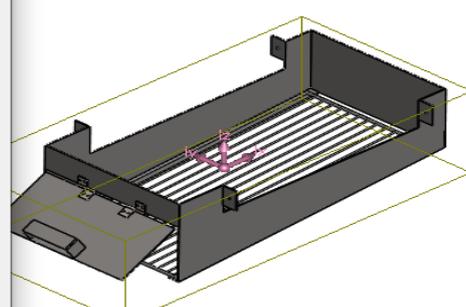
Propiedades físicas de la tolva de acumulación

Propiedades de masa de Tolva
 Configuración: Predeterminado
 Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

Masa = 6077.75 gramos
 Volumen = 759073.89 milímetros cúbicos
 Área de superficie = 700239.42 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)
 X = -93.01
 Y = 73.62
 Z = 317.21

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (gramos * milímetro)
 Medido desde el centro de masa.
 Ix = (0.01, -0.01, 1.00) Px = 109914361.31
 Iy = (-0.01, -1.00, -0.01) Py = 369922489.45
 Iz = (1.00, -0.01, -0.01) Pz = 447413672.39

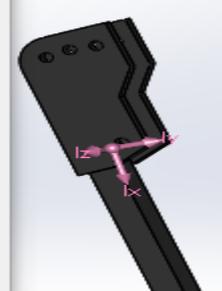


Propiedades físicas del sistema de guía

Propiedades de masa de Perforador
 Configuración: Predeterminado
 Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

Densidad = 0.01 gramos por milímetro cúbico
 Masa = 1369.46 gramos
 Volumen = 190203.44 milímetros cúbicos
 Área de superficie = 49829.70 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)
 X = -208.85
 Y = 10.00
 Z = 49.03



Anexo 5

Datos técnicos de motor estacionario de cálculo

Ficha Técnica

Motor

Tipo de Motor	Monocilíndrico OHV 4 Tiempos Refrigerado por aire
Cilindrada	196 cm ³
Potencia Neta	5,5 HP (4,1 Kw) a 3600 rpm
Potencia Neta uso continuo	5,0 HP (3,7 Kw) a 3600 rpm
Relación de Compresión	8,5 : 1
Torque	1,26 Kgm (12,4 Nm) a 2500 rpm
Encendido	Transistorizado
Arranque	Manual

Dimensiones

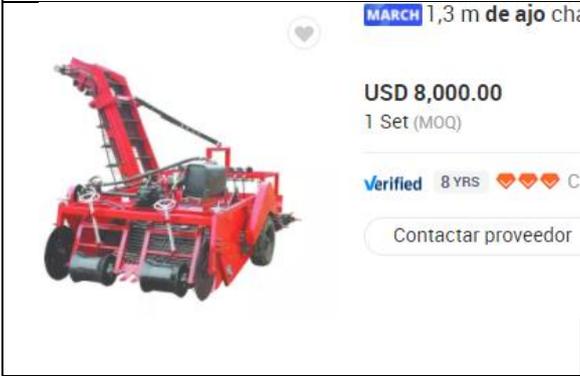
Ancho	376 mm
Largo	313 mm
Alto	346 mm
Peso en seco	16 Kg

Otras Especificaciones

Capacidad de combustible	3,1 lts.
Consumo Especifico de Combustible	1,7 lts./hs a 3600 rpm
Capacidad de aceite	0,6 lts.
Filtro de Aire	Doble

Datos y precios de maquinaria

 <p>Mini Tractor multifunción de 2 ruedas, multifunción, para granja, novedad</p> <table> <tr> <td>1 - 49 Set/s</td> <td>50 - 199 Set/s</td> <td>>=200 Set/s</td> </tr> <tr> <td>868,35 €</td> <td>822,65 €</td> <td>776,95 €</td> </tr> </table> <p>detalle fuente</p>	1 - 49 Set/s	50 - 199 Set/s	>=200 Set/s	868,35 €	822,65 €	776,95 €	 <p>Pequeño ajo harve</p> <p>USD 800.00 +USD 500.00 (Envío) 1 Set (MOQ)</p> <p>Verified 8 YRS</p> <p>Contactar proveedor</p>
1 - 49 Set/s	50 - 199 Set/s	>=200 Set/s					
868,35 €	822,65 €	776,95 €					
<p>PRECIO DE MOTOCULTOR KAWAMOTORS 868.35 USD</p>  <p>Cosechadora automática Number Of Rows 2</p> <p>USD 6,500.00 1.0 Set (MOQ)</p> <p>2 YRS CN Supplier ></p> <p>Contactar proveedor</p>	<p>COSECHADORA DE HORTALIZAS MARCH 1300 USD</p>  <p>Cosechadora de hortalizas</p> <p>USD 11,000.00 1 Unidad (MOQ)</p> <p>Verified 2 YRS</p> <p>Contactar proveedor</p>						

<p>COSECHADORA AUTOGUIADA GOLMYT 6500 USD</p>	<p>COSECHADORA MULTIFUNCIONAL MINNUO 11000 USD</p>
	
<p>COSECHADORA Y CORTADORA DE AJOS 8000 USD</p>	<p>COSECHADORA Y ATADORA ERME 6300 USD</p>

Anexo 6

Factor de servicio para transmisión por cadena

TABLA 7-8 Factores de servicio para transmisiones por cadenas

Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera y uniforme)	1.0	1.0	1.2
Choque moderado (máquinas herramienta, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimento y molinos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillos, transportadores alternos, accionamientos de molino de rodillos)	1.4	1.5	1.7

Fuente: Tomada de diseño de elementos de máquinas, p. 290

Anexo 7

Datos para la Selección de cadenas

Tabla de datos para selección de cadenas de 1/2" de paso

TABLA 7-5 Capacidades en caballos de fuerza - Cadena simple de rodillos número 40

Núm. de dientes	0.500 pulgadas de paso																					
	10	25	50	100	180	200	300	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2500	3000	3500	4000	5000	6000
11	0.06	0.14	0.27	0.52	0.91	1.00	1.48	2.42	3.34	4.25	4.70	5.60	6.49	5.57	4.66	3.70	2.85	2.17	1.72	1.41	1.01	0.77
12	0.06	0.15	0.29	0.56	0.99	1.09	1.61	2.64	3.64	4.64	5.13	6.11	7.09	6.34	5.31	4.22	3.25	2.47	1.96	1.60	1.15	0.87
13	0.07	0.16	0.31	0.61	1.07	1.19	1.75	2.86	3.95	5.02	5.56	6.62	7.68	7.15	5.99	4.76	3.66	2.79	2.21	1.81	1.29	0.98
14	0.07	0.17	0.34	0.66	1.15	1.28	1.88	3.08	4.25	5.41	5.98	7.13	8.27	7.99	6.70	5.31	4.09	3.11	2.47	2.02	1.45	1.10
15	0.08	0.19	0.36	0.70	1.24	1.37	2.02	3.30	4.55	5.80	6.41	7.64	8.86	8.86	7.43	5.89	4.54	3.45	2.74	2.24	1.60	1.22
16	0.08	0.20	0.39	0.75	1.32	1.46	2.15	3.52	4.86	6.18	6.84	8.15	9.45	9.76	8.18	6.49	5.00	3.80	3.02	2.47	1.77	1.34
17	0.09	0.21	0.41	0.80	1.40	1.55	2.29	3.74	5.16	6.57	7.27	8.66	10.04	10.69	8.96	7.11	5.48	4.17	3.31	2.71	1.94	1.47
18	0.09	0.22	0.43	0.84	1.48	1.64	2.42	3.96	5.46	6.95	7.69	9.17	10.63	11.65	9.76	7.75	5.97	4.54	3.60	2.95	2.11	1.60
19	0.10	0.24	0.46	0.89	1.57	1.73	2.56	4.18	5.77	7.34	8.12	9.66	11.22	12.64	10.59	8.40	6.47	4.92	3.91	3.20	2.29	0.99
20	0.10	0.25	0.48	0.94	1.65	1.82	2.69	4.39	6.07	7.73	8.55	10.18	11.81	13.42	11.44	9.07	6.99	5.31	4.22	3.45	2.47	0.00
21	0.11	0.26	0.51	0.98	1.73	1.91	2.83	4.61	6.37	8.11	8.96	10.69	12.40	14.10	12.30	9.76	7.52	5.72	4.54	3.71	2.65	0.00
22	0.11	0.27	0.53	1.03	1.81	2.01	2.96	4.83	6.68	8.50	9.40	11.20	12.99	14.77	13.19	10.47	8.06	6.13	4.87	3.98	2.85	0.00
23	0.12	0.28	0.56	1.08	1.90	2.10	3.10	5.05	6.98	8.89	9.83	11.71	13.58	15.44	14.10	11.19	8.62	6.55	5.20	4.26	3.05	0.00
24	0.12	0.30	0.58	1.12	1.98	2.19	3.23	5.27	7.28	9.27	10.26	12.22	14.17	16.11	15.03	11.93	9.18	6.99	5.54	4.54	0.87	0.00
25	0.13	0.31	0.60	1.17	2.06	2.28	3.36	5.49	7.59	9.66	10.69	12.73	14.76	16.78	15.98	12.68	9.76	7.43	5.89	4.82	0.00	
26	0.13	0.32	0.63	1.22	2.14	2.37	3.50	5.71	7.89	10.04	11.11	13.24	15.35	17.45	16.95	13.45	10.36	7.88	6.25	5.12	0.00	
28	0.14	0.35	0.67	1.31	2.31	2.55	3.77	6.15	8.50	10.82	11.97	14.26	16.53	18.79	18.94	15.03	11.57	8.80	6.99	5.72	0.00	
30	0.15	0.37	0.72	1.41	2.47	2.74	4.04	6.59	9.11	11.59	12.82	15.28	17.71	20.14	21.01	16.67	12.84	9.76	7.75	6.34	0.00	
32	0.16	0.40	0.77	1.50	2.64	2.92	4.31	7.03	9.71	12.38	13.68	16.30	18.89	21.48	23.14	18.37	14.14	10.76	8.54	1.41		
35	0.18	0.43	0.84	1.64	2.88	3.19	4.71	7.69	10.62	13.52	14.96	17.82	20.67	23.49	26.30	21.01	16.17	12.30	9.76	0.00		
40	0.21	0.50	0.96	1.87	3.30	3.65	5.38	8.79	12.14	15.45	17.10	20.37	23.62	26.85	30.06	25.67	19.76	15.03	0.00			
45	0.23	0.56	1.08	2.11	3.71	4.10	6.08	9.89	13.66	17.39	19.24	22.92	26.57	30.20	33.82	30.63	23.88	5.83	0.00			

Tipo A
Tipo B
Tipo C

Tipo A: Lubricación manual o por goteo
Tipo B: Lubricación en baño o con disco
Tipo C: Lubricación con chorro de aceite

Fuente: Tomada de «Diseño de elementos de máquinas», p. 287

Tabla de selección de número de cadena

Tabla 17-19

Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanas: torón sencillo.
(Fuente: Compilada de la norma ANSI B29.1-1975.)

Número de cadena ANSI	Paso, pulg (mm)	Ancho, pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión, lbf (N)	Peso promedio, lbf/pie (N/m)	Diámetro del rodillo, pulg (mm)	Espaciamento de hileras múltiples, pulg (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	—
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

Fuente: Tomada de Richard G. Budynas, p. 875

Tabla de determinación de tipo de lubricación de acuerdo al número de cadena y capacidad nominal de potencia

Tabla 17-20

Capacidad nominal de potencia de cadenas de paso único de torón sencillo de una catarina de 17 dientes
(Fuente: Compilada de la norma ANSI B29.1-1975 sección únicamente de información, así como de la norma B29.9-1958.)

Velocidad de la catarina, rpm	Número de ANSI de cadena					
	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13*	0.41*	0.99*	0.55*	1.92*	3.32
200	0.16*	0.54*	1.29	0.71	2.50	4.30
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30*	1.01*	2.40	1.32	4.67	8.03
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44*	1.46*	3.45*	1.90*	6.72*	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
800	0.56*	1.89*	4.48*	2.46*	8.71*	15.0
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1 000	0.68*	2.31*	5.48	3.01	10.7	18.3
1 200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
1 400	0.93*	3.13*	7.41	2.61	14.4	18.1
1 600	1.05*	3.53*	8.36	2.14	12.8	14.8
1 800	1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4
2 000	1.27*	4.32*	7.72*	1.52*	9.23*	10.6
2 500	1.56	5.28	5.51*	1.10*	6.58*	7.57
3 000	1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76

* Estimado de tablas ANSI por medio de interpolación lineal.

Nota: Tipo A, lubricación manual o por goteo; tipo B, lubricación por baño o disco; tipo C, lubricación por chorro de aceite.

Fuente: Tomada de Richar G. Budynas, p. 877

Anexo 8

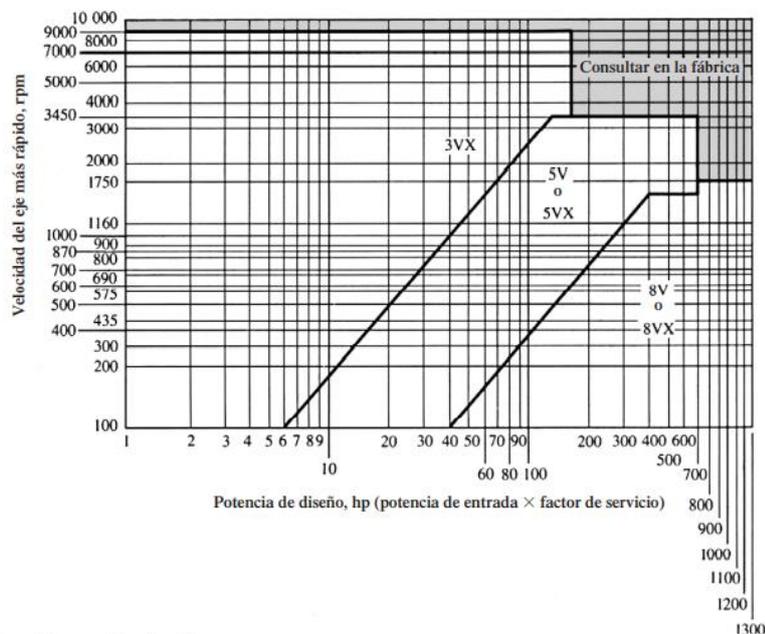
Parámetros para la selección de bandas

Gráfico para Selección de tipo de banda V

274

Capítulo 7 ■ Transmisiones por bandas y por cadenas

FIGURA 7-9 Gráfica para la selección de bandas en V industriales de sección angosta (Dayco Corp., Dayton, OH)



Fuente: Tomada de «Diseño de elementos de máquinas» p. 274

Tabla de Factor de servicio por transmisión de banda

TABLA 7-1 Factores de servicio para bandas V

1300

Tipo de máquina impulsada	Tipo de impulsor					
	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día
Agitadores, sopladores, ventiladores, bombas centrífugas, transportadores ligeros	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, máquinas herramienta, mezcladores, transportadores de grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de cangilones, máquinas textiles, molinos de martillos, transportadores pesados	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bolas, malacates, extrusoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Toda máquina que se pueda ahogar	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

^aSíncronos, fase dividida, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.
^bMonofásicos, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.

Fuente: Tomada de «Diseño de elementos de máquinas» p. 274

Anexo 9

Propiedades mecánicas de aceros SAE/AISI

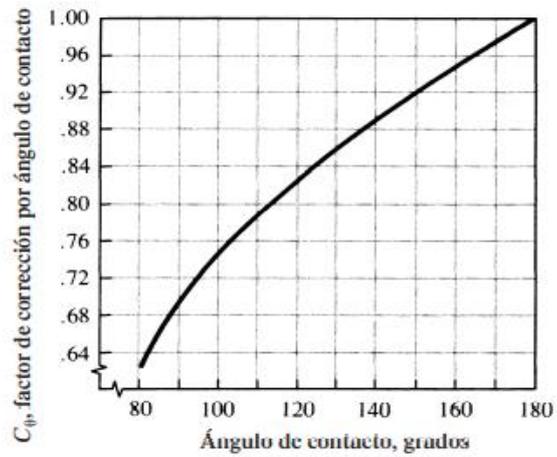
1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Proce- samiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Fuente: Tomada de Richar G. Budynas, p. 1004

Anexo 10

Factor de corrección por ángulo de contacto

FIGURA 7-14 Factor de corrección por ángulo de contacto, C_θ

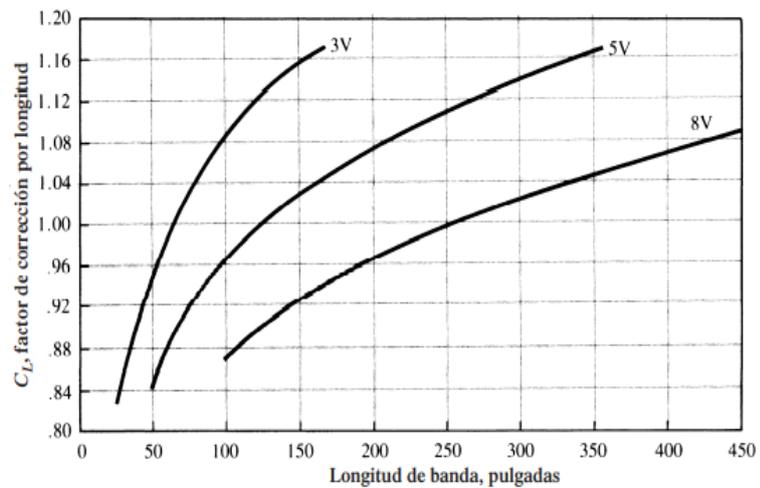


Fuente: Tomada de «Diseño de elementos de máquinas» p. 277

Anexo 11

Factor de corrección por longitud de banda en pulgadas

FIGURA 7-15 Factor de corrección por longitud de banda, C_L



Fuente: Tomada de «Diseño de elementos de máquina», p. 277

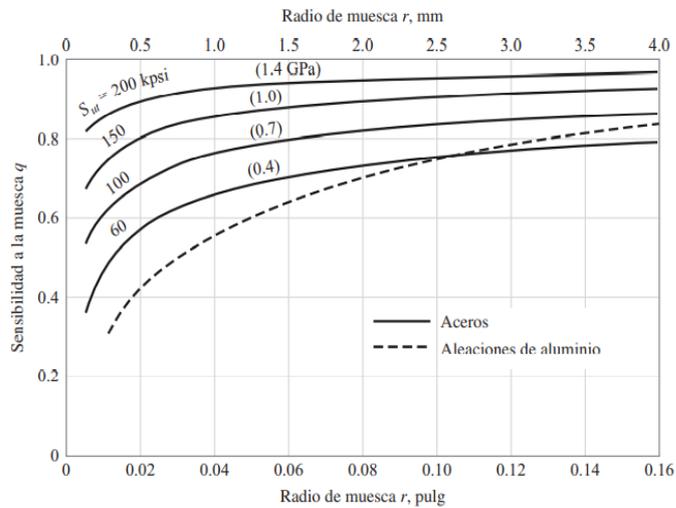
Anexo 12

Parámetros para diseño de ejes

Gráfico de factor de sensibilidad a la muesca

Figura 6-20

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = 0.16$ pulg (4 mm). [De George Sines y J.L. Waisman (eds.), *Metal Fatigue*, McGraw-Hill, Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]

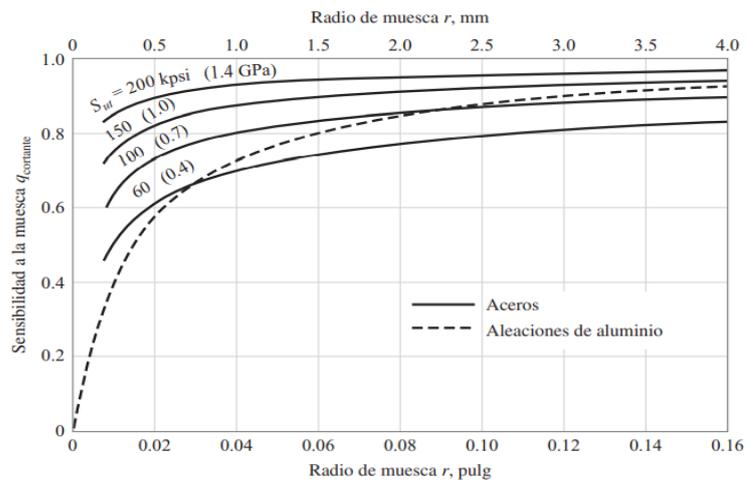


Fuente: Tomada de Richard G. Budynas, p. 282

Gráfico de sensibilidad a la muesca cortante

Figura 6-21

Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. En el caso de radios de muesca más grandes, use los valores de q_{cortante} correspondientes a la ordenada $r = 0.16$ pulg (4 mm).



Fuente: Tomada de Rychard G. Budynas, p. 282

Gráfico de Factor de concentración de esfuerzos

Tabla 7-1

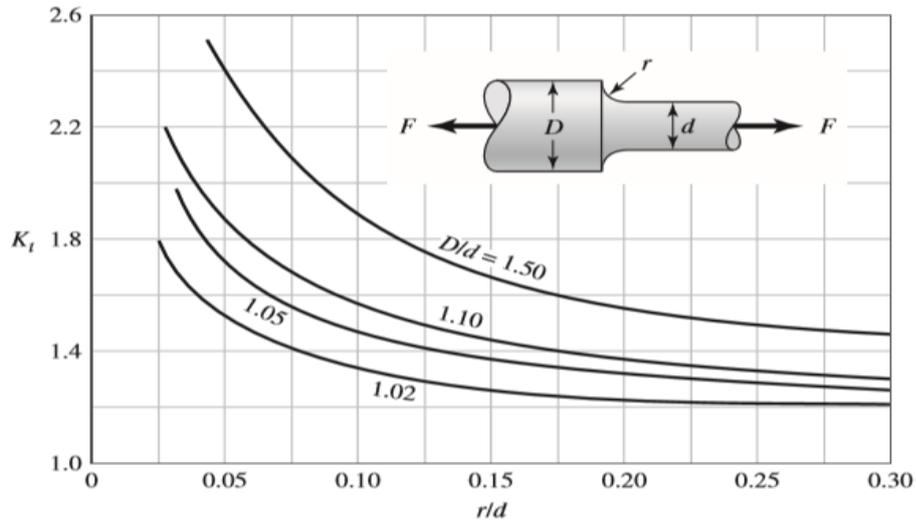
Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo K_t y K_{ts} . *Advertencia:* Estos factores sólo son estimaciones que pueden usarse cuando las dimensiones reales aún no se determinan. *No* utilice estos valores cuando ya cuente con las dimensiones reales.

diámetros hayan sido determinados.

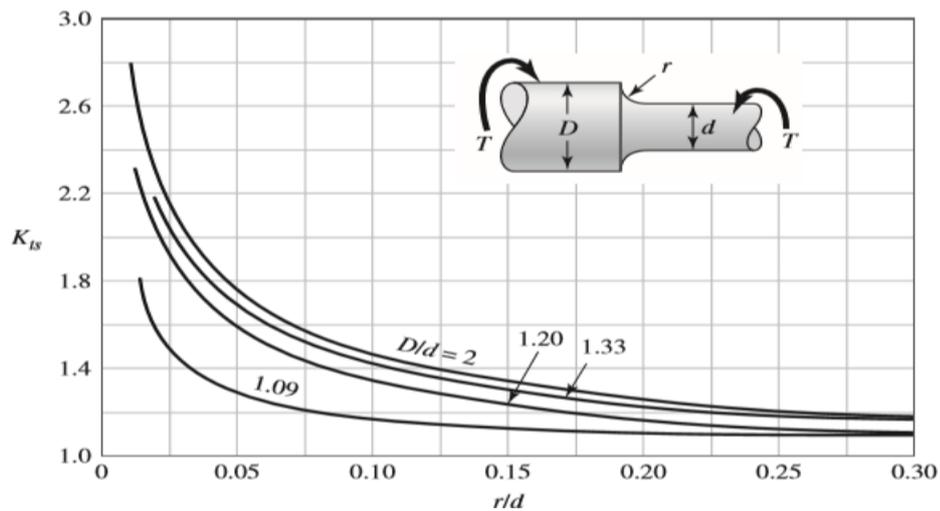
	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.14	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

Fuente: Tomada de Rychard G. Budynas, p. 356



Fuente: Tomada de Sigley, p. 992



Fuente: Tomada de Sigley, p. 992

Factor de la condición superficial

Tabla 6-2

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C.J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O.J. Horger (ed.). *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright© 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Tomada de Richard G. Budynas, p. 274

Fórmulas para factor de tamaño

Factor de tamaño k_b

El factor de tamaño se evaluó en 133 conjuntos de puntos de datos.¹⁵ Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (6-20)$$

Tomada de Rychard G. Budynas, p. 275

Fórmula para el límite de resistencia a la fatiga

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (6-8)$$

Tomada de Richard G. Budynas, p. 269

Anexo 13

Datos para selección de rodamientos cojinetes

Tabla de Duración según las horas de trabajo

Tabla 6.1 Duración de la vida según la aplicación

Clasificación del servicio	Aplicación de la maquinaria	Duración L_n
Maquinaria utilizada ocasionalmente	Mecanismos de las puertas, Cierre de garaje	500
Equipos utilizados en períodos cortos o intermitentes con interrupciones permitidas	Electrodomésticos, Herramientas eléctricas manuales, Maquinaria agrícola, Tecles en tiendas	4 000 ~ 8 000
Intermitente pero con requerimientos de alta confiabilidad	Equipo auxiliar de centrales eléctricas, Elevadores, Bandas transportadoras, Puentes grúa	8 000 ~ 14 000
Maquinaria utilizada 8 horas al día, pero no siempre a su máxima capacidad	Ejes de vagones minas, Unidades de la caja de engranaje importantes	14 000 ~ 20 000
Maquinaria utilizada 8 horas a máxima capacidad	Sopladores, Máquinas de uso general en talleres, Grúas de operación continua	20 000 ~ 30 000
Maquinaria utilizada 24 horas al día de manera continua	Compresores, Bombas	50 000 ~ 60 000
Maquinaria utilizada 24 horas al día de manera continua con máxima seguridad	Equipos de Centrales eléctricas, Suministro de agua en áreas urbanas, Ventiladores en minas	100 000 ~ 200 000

Fuente: Tomada de «Catálogo de rodamientos NTH», p. 25

Tabla de factor de carga de elementos de transmisión

Tabla 7.1 Factor de carga f_w

Condiciones de carga	f_w	Ejemplos
Con pequeña carga de choque o sin carga	1 to 1.2	Máquinas herramientas, máquinas eléctricas, etc.
Algún tipo de carga de choque; Máquinas con componentes recíprocos	1.2 to 1.5	Vehículos, mecanismos de conducción, máquinas metal-mecánica, máquinas utilizadas en la fabricación de acero, maquinaria de papeleras, maquinaria para mezclar gomas, equipo hidráulico, montacargas, maquinaria de transporte, equipo de transmisión de potencia, maquinaria maderera, impresoras, etc.
Cargas de choque violentas	1.5 to 3	Maquinaria agrícola, cribas vibradoras, molinos de tubo y de bola, etc.

En el caso de transmisión de potencia por correas, engranajes, etc., los factores de carga adoptados, son algo diferentes a los arriba indicados. Los factores usados para transmisión de potencia por correas, engranajes, y cadenas respectivamente, etc., se dan en las siguientes secciones.

Fuente: Tomada de «Catálogo de rodamientos NTH», p. 28

Factor de carga en correa

Tabla 7.2 Factores de correa f_b

Tipo de correa	f_b
Correa en V	1.5 to 2.0
Correa de tiempo	1.1 to 1.3
Correa plana (con polea tensola)	2.5 to 3.0
Correa plana	3.0 to 4.0

Fuente: Tomada de «Catálogo de rodamientos NTH», p. 28

Factor en engranaje de transmisión y cadena

Tabla 7.3 Factores de engranaje f_z

Engranaje	f_z
Engranajes de precisión (tolerancia 0.02 mm ó 0.0008 pulg. Máx., para paso y perfil)	1.05 to 1.1
Engranajes maquinados de acabado ordinario (tolerancia 0.02 a 0.1 mm, 0.0008 a 0.0039 pulg. para paso y perfil)	1.1 to 1.3

Transmisión por cadena

Cuando la potencia es transmitida por cadena, la fuerza efectiva de transmisión sobre la rueda dentada se calcula con la ecuación 7.3. Para obtener la carga actuante, la fuerza efectiva de transmisión debe ser multiplicada por el "factor de cadena", 1.2 á 1.5.

Fuente: Tomada de «Catálogo de rodamientos NTH», p. 29

Anexo 14

Comparación de materiales de rodamientos

TABLA 14-2 Comparación de materiales de rodamientos

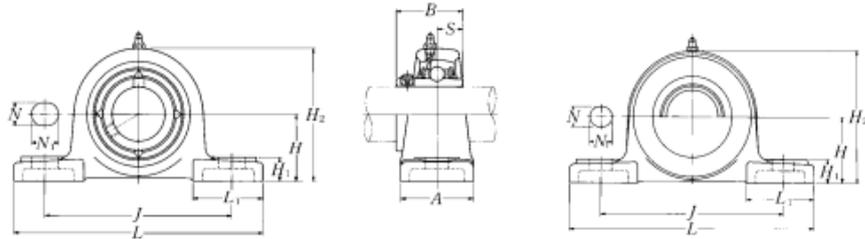
	Material			
	Nitruro de silicio	Acero 52100	Acero inoxidable 440C	Acero M50
Dureza a temperatura ambiente, HRC	78	62	60	64
Módulo de elasticidad a temperatura ambiente	45×10^6 psi 310 GPa	30×10^6 psi 207 GPa	29×10^6 psi 200 GPa	28×10^6 psi 193 GPa
Temperatura máxima de operación	2200°F 1200°C	360°F 180°C	500°F 260°C	600°F 320°C
Densidad, kg/m ³	3200	7800	7800	7600

Fuente: Tomada de «Diseño de elementos de máquinas» p. 606

Anexo 15

Tabla de selección de chumaceras de pie

Chumacera tipo puente, alojamiento de acero fundido
Con tornillo de fijación (Prisionero)



Tipo con guardapolvo de acero prensado
Extremo abierto: S-UCP...D1
Extremo cerrado: SM-UCP...D1

Diámetro del eje mm pulg.	Número ¹⁾ de la chumacera	Dimensiones nominales											Tamaño del perno mm pulg.	Número del rodamiento
		mm					pulg.							
		H	L	J	A	N	N ₁	H ₁	H ₂	L ₁	B	S		
12 ½	UCP201D1 UCP201-008D1	30.2 1 ⅜	127 5	95 3 ¾	38 1 ½	13 ½	16 ⅝	14 ⅞	62 2 ⅞	42 1 ⅞	31 1.2205	12.7 0.500	M10 ⅜	UC201D1 UC201-008D1
15 9/16 5/8	UCP202D1 UCP202-009D1 UCP202-010D1	30.2 1 ⅜	127 5	95 3 ¾	38 1 ½	13 ½	16 ⅝	14 ⅞	62 2 ⅞	42 1 ⅞	31 1.2205	12.7 0.500	M10 ⅜	UC202D1 UC202-009D1 UC202-010D1
17 1 1/16	UCP203D1 UCP203-011D1	30.2 1 ⅜	127 5	95 3 ¾	38 1 ½	13 ½	16 ⅝	14 ⅞	62 2 ⅞	42 1 ⅞	31 1.2205	12.7 0.500	M10 ⅜	UC203D1 UC203-011D1
20 ¾	UCP204D1 UCP204-012D1	33.3 1 ⅜	127 5	95 3 ¾	38 1 ½	13 ½	16 ⅝	14 ⅞	65 2 ⅞	42 1 ⅞	31 1.2205	12.7 0.500	M10 ⅜	UC204D1 UC204-012D1
25 1 1/16 3/8 1 1/16 1	UCP205D1 UCP205-013D1 UCP205-014D1 UCP205-015D1 UCP205-100D1	36.5 1 ⅜	140 5 ½	105 4 ⅞	38 1 ½	13 ½	16 ⅝	15 1 9/32	71 2 ⅞	42 1 ⅞	34.1 1.3425	14.3 0.563	M10 ⅜	UC205D1 UC205-013D1 UC205-014D1 UC205-015D1 UC205-100D1

Fuente: Tomada de «Catálogo de NTH», p. 56

30 1 1/16 1 1/8 1 3/16 1 1/4	UCP206D1 UCP206-101D1 UCP206-102D1 UCP206-103D1 UCP206-104D1	42.9 1 11/16	165 6 ½	121 4 ¾	48 1 7/8	17 21/32	20 25/32	17 21/32	83 3 9/32	54 2 1/8	38.1 1.5000	15.9 0.626	M14 ½	UC206D1 UC206-101D1 UC206-102D1 UC206-103D1 UC206-104D1
35 1 1/4 1 5/16 1 3/8 1 1/16	UCP207D1 UCP207-104D1 UCP207-105D1 UCP207-106D1 UCP207-107D1	47.6 1 7/8	167 6 9/16	127 5	48 1 7/8	17 21/32	20 25/32	18 23/32	93 3 21/32	54 2 1/8	42.9 1.6890	17.5 0.689	M14 ½	UC207D1 UC207-104D1 UC207-105D1 UC207-106D1 UC207-107D1

Fuente: Tomada de «Catálogo de NTH», p. 56

Anexo 16

Tabla de Selección de rodamientos

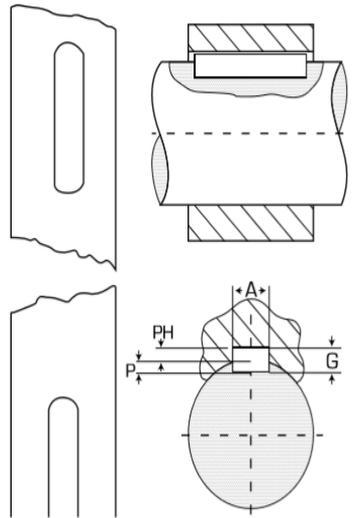
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
12	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	43 000	0,0063	61801	
	24	6	2,91	1,46	0,062	67 000	40 000	0,011	61901	
	28	8	5,4	2,36	0,1	60 000	38 000	0,021	* 6001	
	30	8	5,07	2,36	0,1	60 000	38 000	0,026	16101	
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	32 000	0,037	* 6201	
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28 000	0,06	* 6301	
15	24	5	1,9	1,1	0,048	60 000	38 000	0,0065	61802	
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	34 000	0,016	61902	
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,03	* 16002	
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,03	* 6002	
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	28 000	0,045	* 6202	
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	24 000	0,082	* 6302	
17	26	5	2,03	1,27	0,054	56 000	34 000	0,0075	61803	
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	32 000	0,016	61903	
	35	8	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,038	* 16003	
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,038	* 6003	
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	24 000	0,065	* 6203	
	40	12	11,4	5,4	0,228	38 000	24 000	0,064	6203 ETN9	
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	22 000	0,11	* 6303	
	62	17	22,9	10,8	0,455	28 000	18 000	0,27	6403	
	20	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	28 000	0,018	61804
		37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	26 000	0,037	61904
42		8	7,28	4,05	0,173	38 000	24 000	0,05	* 16004	
42		12	9,95	5	0,212	38 000	24 000	0,067	* 6004	
47		14	13,5	6,55	0,28	32 000	20 000	0,11	* 6204	
47		14	15,6	7,65	0,325	32 000	20 000	0,098	6204 ETN9	
52		15	16,8	7,8	0,335	30 000	19 000	0,14	* 6304	
52		15	18,2	9	0,38	30 000	19 000	0,14	6304 ETN9	
72		19	30,7	15	0,64	24 000	15 000	0,41	6404	

Fuente: Tomada de «Catálogo de rodamientos SKF», p. 324

Anexo 17

Tabla de especificaciones de cuñas

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS ESTÁNDAR MILIMÉTRICOS



Diámetro del eje (mm)	Anchura y profundidad del cuñero en el eje (mm)	Dimensiones de la cuña (mm)	Diámetro del prisionero (mm)
6 a 8	2 x 1	2 x 2	3
8+ a 10	3 x 1.6	3 x 3	3
10+ a 12	4 x 2.2	4 x 4	4
12+ a 17	5 x 2.7	5 x 5	5
17+ a 22	6 x 3.2	6 x 6	6
22+ a 30	8 x 3.7	8 x 7	8
30+ a 38	10 x 4.7	10 x 8	10
38+ a 44	12 x 4.7	12 x 8	10
44+ a 50	14 x 5.2	14 x 9	14
50+ a 58	16 x 5.7	16 x 10	14
58+ a 65	18 x 6.6	18 x 11	18
65+ a 75	20 x 7.1	20 x 12	18
75+ a 85	22 x 8.6	22 x 14	22
85+ a 95	25 x 8.6	25 x 14	22
95+ a 110	28 x 8.6	28 x 16	22
110+ a 130	32 x 10.6	32 x 18	30
130+ a 150	36 x 11.6	36 x 20	30
150+ a 170	40 x 12.6	40 x 22	30
170+ a 200	45 x 14.6	45 x 25	30
200+ a 230	50 x 16.6	50 x 28	30

Fuente: Tomada de A.L Casillas

Anexo 18

Datos para diseño de engranajes cónicos

Tabla de Factor de sobre carga

Tabla 15-2

Factores de sobrecarga K_o (K_A)
(Fuente: ANSI/AGMA 2003-B97.)

Carácter del movimiento principal	Carácter de la carga sobre la máquina impulsada			
	Uniforme	Impacto ligero	Impacto medio	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75 o mayor
Impacto ligero	1.10	1.35	1.60	1.85 o mayor
Impacto medio	1.25	1.50	1.75	2.00 o mayor
Impacto pesado	1.50	1.75	2.00	2.25 o mayor

Nota: Esta tabla es para transmisiones reductoras de velocidad. Para transmisiones aumentadoras de velocidad, agregue $0.01(N/n)^2$ o $0.01(z_2/z_1)^2$ a los factores anteriores.

Fuente: Tomada de Richard G. Budynas, p. 761

Factor dinámico

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{v_t}}{A} \right)^B \quad (\text{Unidades usadas en Estados Unidos}) \quad (15.5)$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200v_{et}}}{A} \right)^B \quad (\text{Unidades SI})$$

donde

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (15-6)$$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3}$$

Tomada de Richard G. Budynas, p. 763

Anexo 19

Anexo fotos del estudio dimensiones de una plantación de ajos

Foto 1: Profundidad del bulbo de ajos



Descripción: Medición de la profundidad en la que se encuentra el bulbo de ajos (4cm – 7cm), dato importante para el diseño del pico perforador.

Foto 2: Plantación de ajos en hileras



Descripción: Imágenes tomadas en campos de cultivo en las zonas de Sicaya y en la provincia de Chupaca, en la fotografía de la derecha se observa ajos entre plantación de zanahoria debido a que la temporada de cosecha en la zona se realizó 3 meses antes y producto a una inadecuada cosecha quedo restos de bulbos que permitió el crecimiento tardío de ajo.

Foto 3: Diámetro del tallo de los ajos



Descripción: Medición del diámetro de los tallos de ajos (9mm – 18mm), dato importante para el diseño del sistema de arranque y determinar la distancia de separación entre poleas.

Foto 4: Medición de las distancias entre ajo



Descripción: Medición de la distancia de separación entre ajos sobre una hilera (13cm – 17cm).

Foto 5: Arrancado manual de ajo



Descripción: Arrancado manual de ajo para poder conocer y experimentar la fuerza de resistencia que ofrece el bulbo dentro de la superficie.

Anexo 20

Entrevista a comerciantes y agricultores de ajo

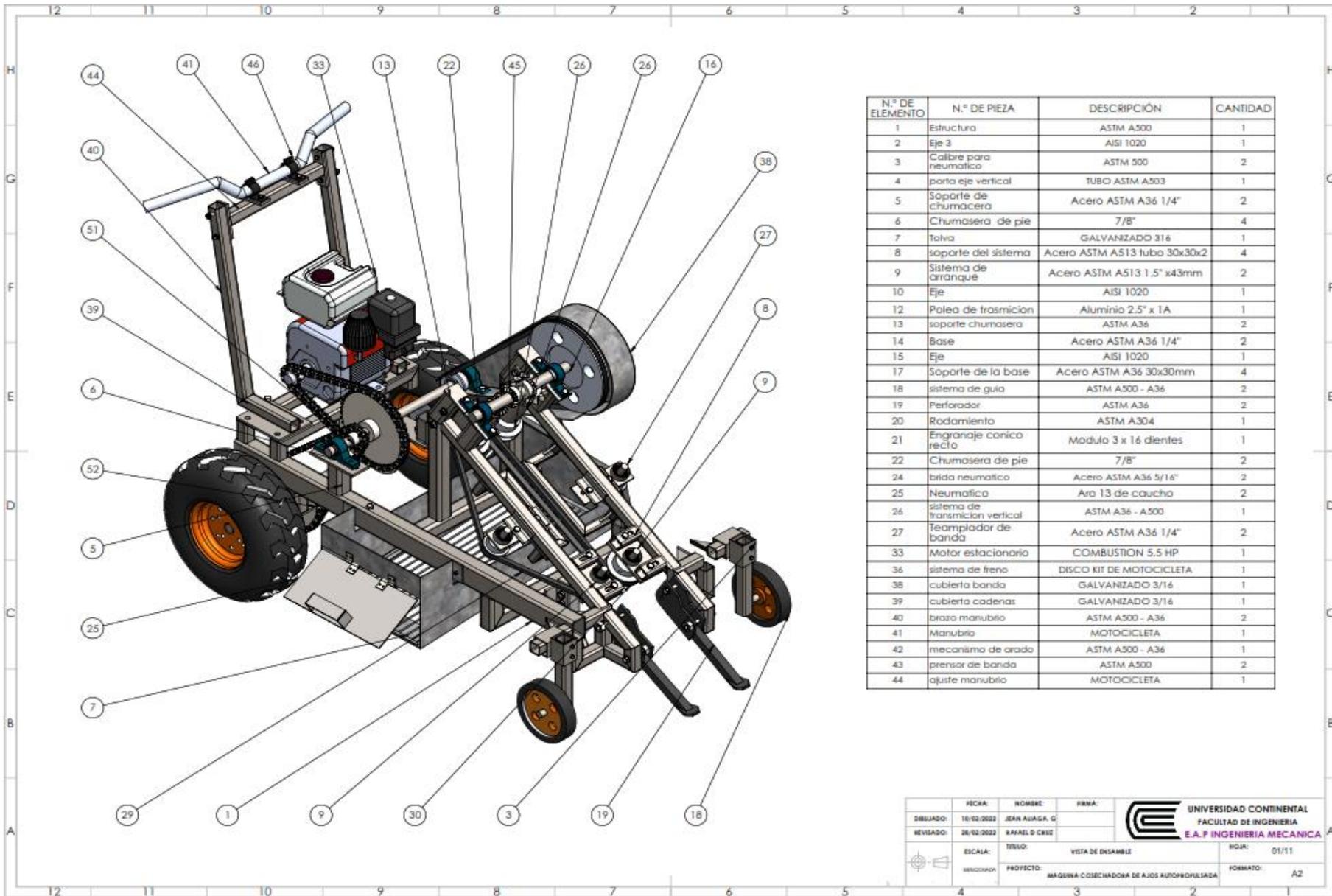


Descripción: Conversación con agricultores y comerciantes de ajo con la finalidad de tener conocimiento sobre la tecnología que poseen para cosechar ajos y el gasto que realizan ante la cosecha.

Anexo 21

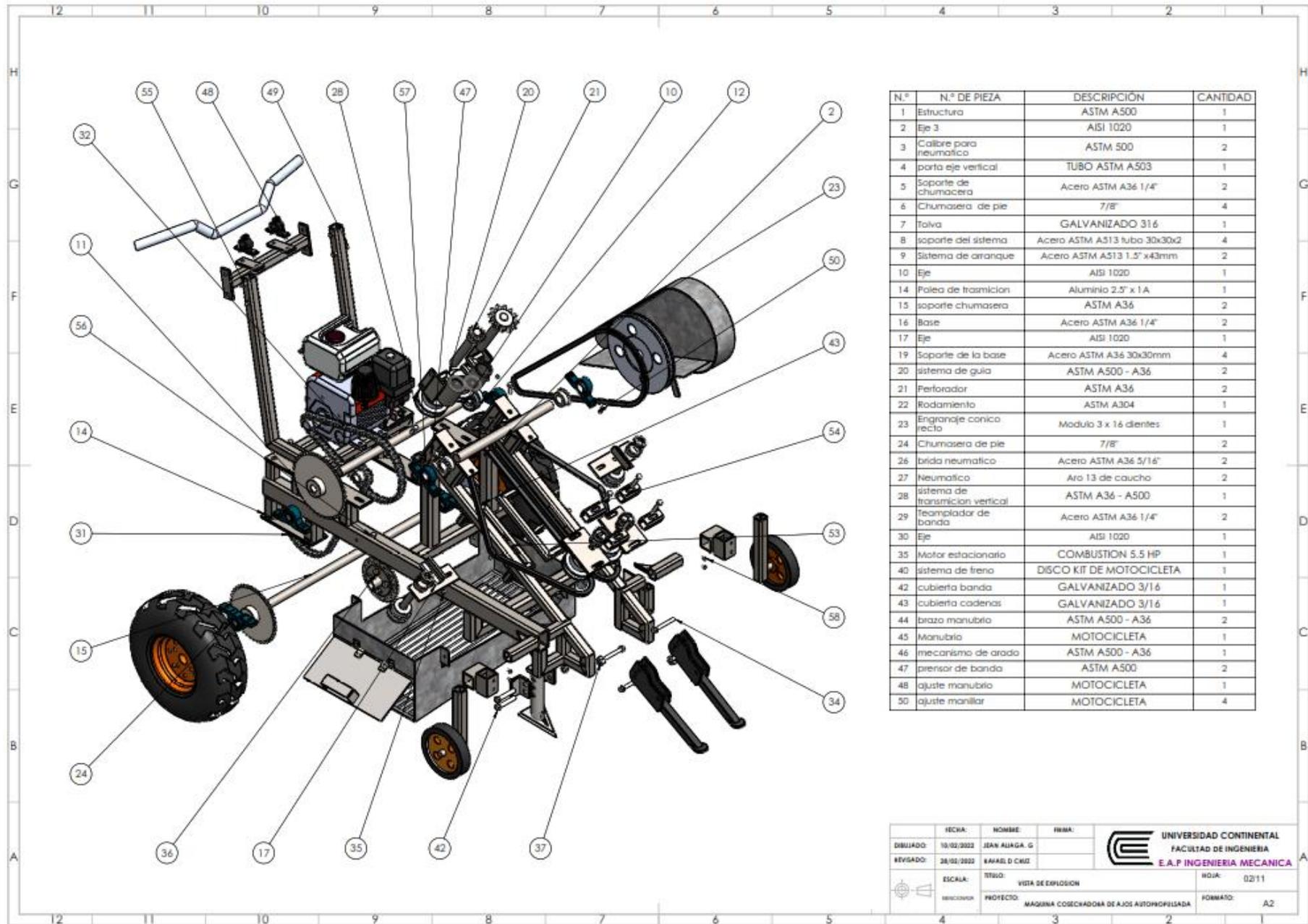
Listado de planos

n.º	DESCRIPCIÓN
Plano 1	Vista de ensamble
Plano 2	Vista de explosión
Plano 3	Vista de dimensiones
Plano 4	Detalle de sistema tensor de banda y porta rodamiento
Plano 5	Detalle guía de banda y ajuste de manubrio
Plano 6	Detalle soporte de chumaceras
Plano 7	Detalle soportes de eje y bridas
Plano 8	Detalle de componentes de sistema de arrancado
Plano 9	Detalle de pico de guía y perforador
Plano 10	Detalle de estructura
Plano 11	Detalle de ejes



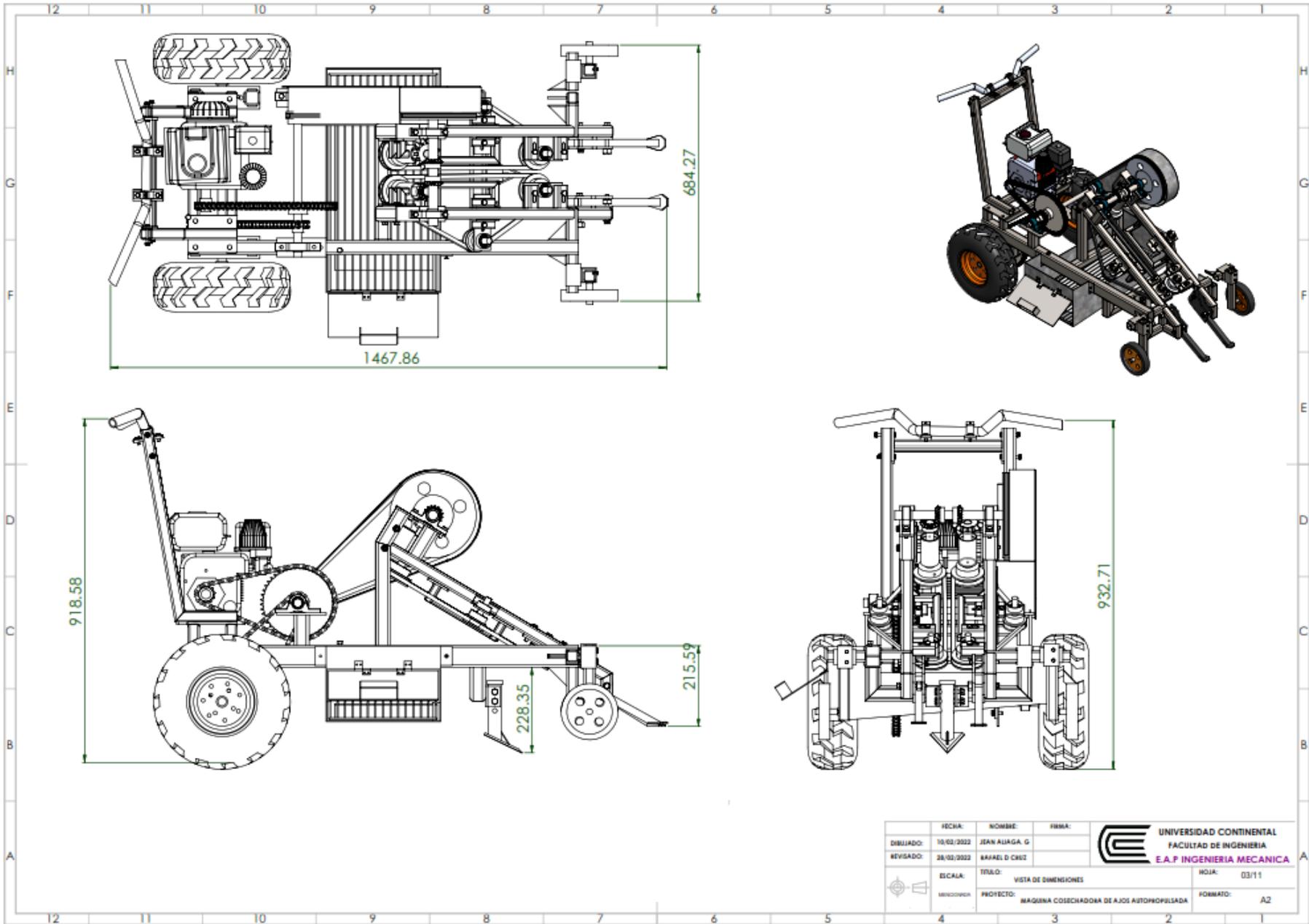
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Estructura	ASTM A500	1
2	Eje 3	AISI 1020	1
3	Calibre para neumático	ASTM 500	2
4	para eje vertical	TUBO ASTM A503	1
5	Soporte de chumacera	Acero ASTM A36 1/4"	2
6	Chumacera de pie	7/8"	4
7	Talva	GALVANIZADO 316	1
8	soporte del sistema	Acero ASTM A513 tubo 30x30x2	4
9	Sistema de arranque	Acero ASTM A513 1.5" x43mm	2
10	Eje	AISI 1020	1
12	Polea de trasmisión	Aluminio 2.5" x 1A	1
13	soporte chumacera	ASTM A36	2
14	Base	Acero ASTM A36 1/4"	2
15	Eje	AISI 1020	1
17	Soporte de la base	Acero ASTM A36 30x30mm	4
18	sistema de guía	ASTM A500 - A36	2
19	Perforador	ASTM A36	2
20	Rodamiento	ASTM A304	1
21	Engranaje conico recto	Modulo 3 x 16 dientes	1
22	Chumacera de pie	7/8"	2
24	brida neumático	Acero ASTM A36 5/16"	2
25	Neumático	Aro 13 de caucho	2
26	sistema de transmisión vertical	ASTM A36 - A500	1
27	Templador de banda	Acero ASTM A36 1/4"	2
33	Motor estacionario	COMBUSTION 5.5 HP	1
36	sistema de freno	DISCO KIT DE MOTOCICLETA	1
38	cubierta banda	GALVANIZADO 3/16	1
39	cubierta cadenas	GALVANIZADO 3/16	1
40	brazo manubrio	ASTM A500 - A36	2
41	Manubrio	MOTOCICLETA	1
42	mecanismo de arado	ASTM A500 - A36	1
43	presor de banda	ASTM A500	2
44	ajuste manubrio	MOTOCICLETA	1

FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:	 UNIVERSIDAD CONTINENTAL FACULTAD DE INGENIERIA E.A.F INGENIERIA MECANICA
DIBUJADO: 16/02/2022	JEAN ALIAGA, G.		
REVISADO: 26/02/2022	RAFAEL O CRUZ		
ESCALA:	TITULO:	VISTA DE ENSAMBLE	HOJA: 01/11
INDICACION:	PROYECTO:	MÁQUINA COSECHADORA DE AJOS AUTOPROPULSADA	FORMATO: A2

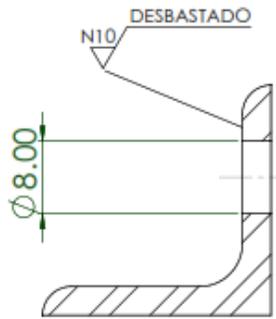
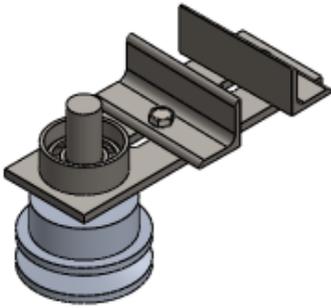


N.º	N.º DE PIEZA	DESCRIPCION	CANTIDAD
1	Estructura	ASTM A500	1
2	Eje 3	AISI 1020	1
3	Calibre para neumático	ASTM 500	2
4	parto eje vertical	TUBO ASTM A503	1
5	Soporte de chumacera	Acero ASTM A36 1/4"	2
6	Chumacera de pie	7/8"	4
7	Tolva	GALVANIZADO 316	1
8	soporte del sistema	Acero ASTM A513 tubo 30x30x2	4
9	Sistema de arranque	Acero ASTM A513 1.5" x43mm	2
10	Eje	AISI 1020	1
14	Palea de trasmision	Aluminio 2.5" x 1 A	1
15	soporte chumacera	ASTM A36	2
16	Base	Acero ASTM A36 1/4"	2
17	Eje	AISI 1020	1
19	Soporte de la base	Acero ASTM A36 30x30mm	4
20	sistema de guia	ASTM A500 - A36	2
21	Perforador	ASTM A36	2
22	Rodamiento	ASTM A304	1
23	Engranaje conico recto	Modulo 3 x 16 dientes	1
24	Chumacera de pie	7/8"	2
26	brida neumático	Acero ASTM A36 5/16"	2
27	Neumático	Aro 13 de caucho	2
28	sistema de transmision vertical	ASTM A36 - A500	1
29	Teoplador de banda	Acero ASTM A36 1/4"	2
30	Eje	AISI 1020	1
35	Motor estacionario	COMBUSTION 5.5 HP	1
40	sistema de freno	DISCO KIT DE MOTOCICLETA	1
42	cubierta banda	GALVANIZADO 3/16	1
43	cubierta cadenas	GALVANIZADO 3/16	1
44	brazo manubrio	ASTM A500 - A36	2
45	Manubrio	MOTOCICLETA	1
46	mecanismo de arada	ASTM A500 - A36	1
47	presor de banda	ASTM A500	2
48	ajuste manubrio	MOTOCICLETA	1
50	ajuste manillar	MOTOCICLETA	4

FECHA:	NOMBRE:	FRMA:	 UNIVERSIDAD CONTINENTAL FACULTAD DE INGENIERIA E.A.P INGENIERIA MECANICA
DISEÑADO: 10/02/2023	JEAN AJUGA, G		
REVISADO: 28/02/2023	RAFAEL D. CHIZ		INGA: 0211 FORMATO: A2
ESCALA:	TITULO:	VISTA DE EXPLOSION	
PROYECTO:	MAQUINA COSECHADORA DE AJOS AUTOPROPULSADA		

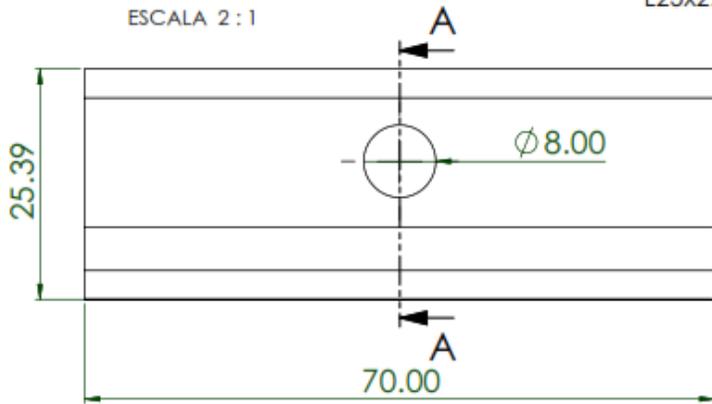


1. SISTEMA TENSOR DE BANDA

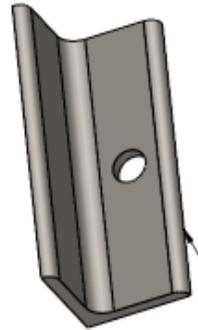


SECCIÓN A-A

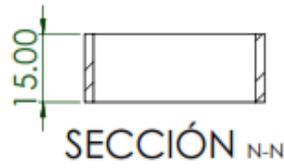
ESCALA 2 : 1



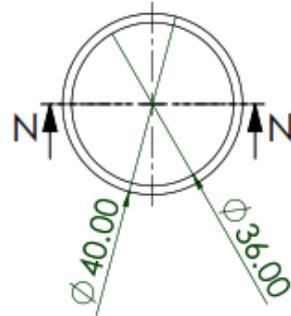
1. SOPORTE



ASTM A36
L25x2.0



SECCIÓN N-N

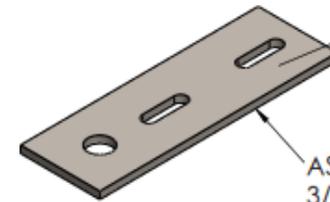


2. PORTA RODAMIENTO

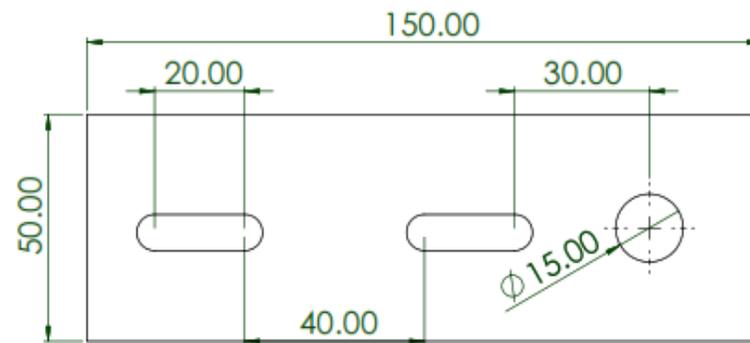


ASTM A500
1 1/2x2.99

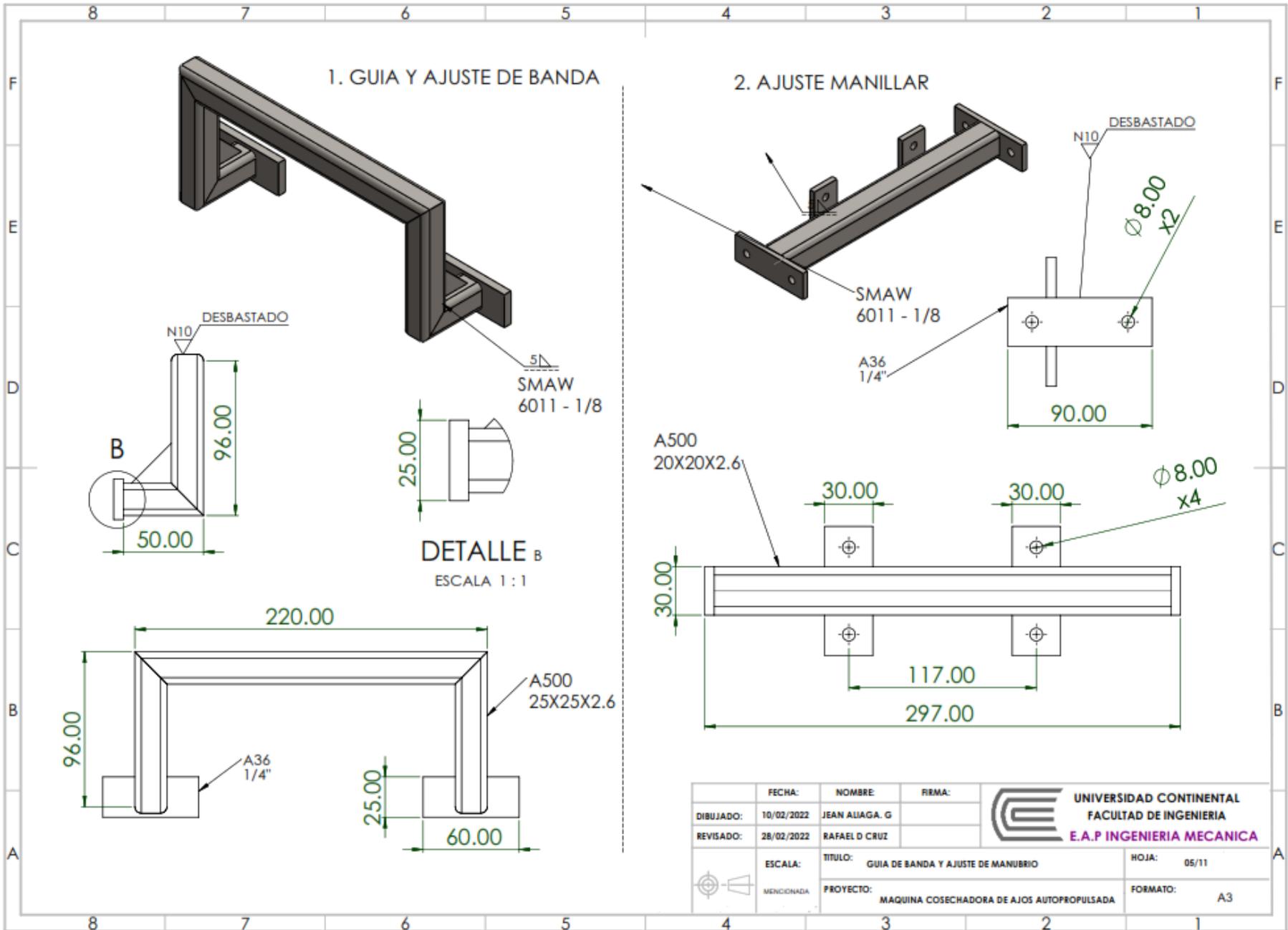
3. PLATAFORMA



ASTM A36
3/16"

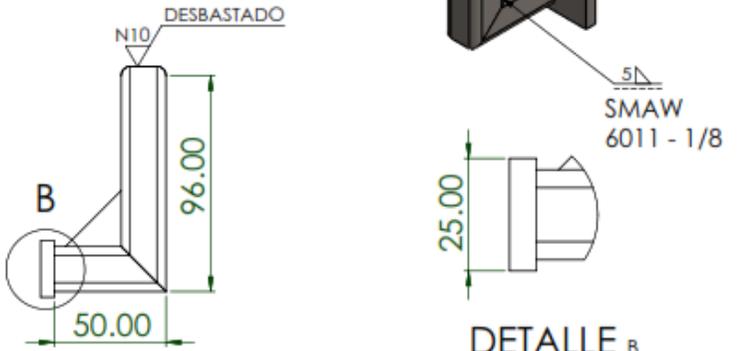


FECHA:	10/02/2022	NOMBRE:	JEAN ALJAGA, G	FIRMA:		 UNIVERSIDAD CONTINENTAL FACULTAD DE INGENIERIA E.A.P. INGENIERIA MECANICA
DIBUJADO:	10/02/2022	REVISADO:	28/02/2022	RAFAEL D CRUZ		
ESCALA:	MENCIONADA	TITULO:	COMPONENTES DEL SIST. TEMPLADOR DE BANDA		HOJA:	04/11
		PROYECTO:	MAQUINA COSECHADORA DE AJOS AUTOPROPULSADA		FORMATO:	A3

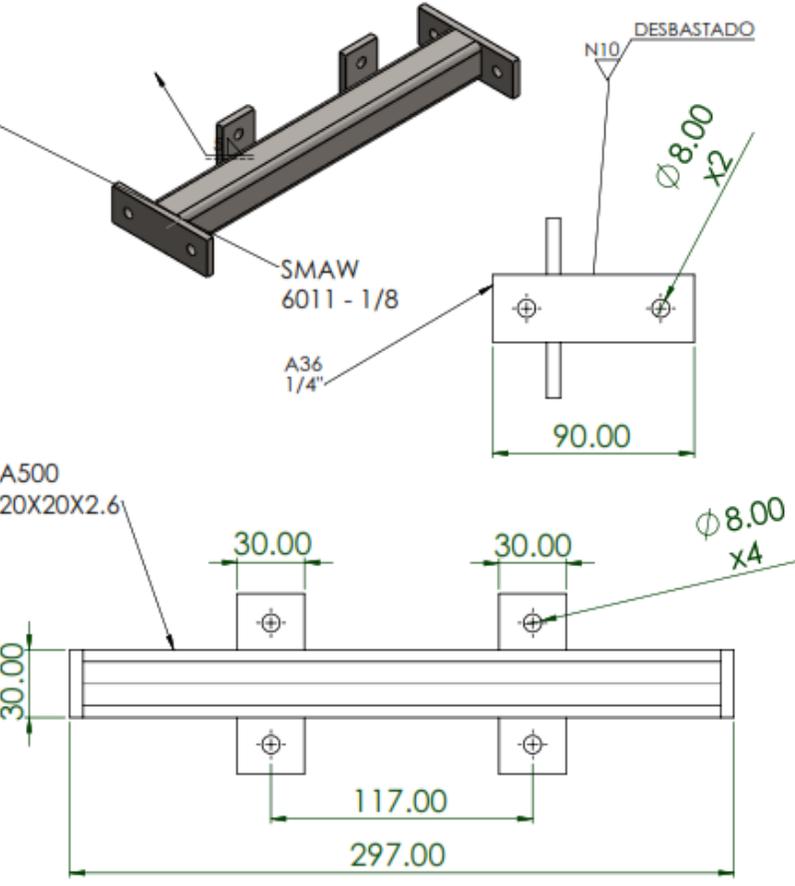


1. GUIA Y AJUSTE DE BANDA

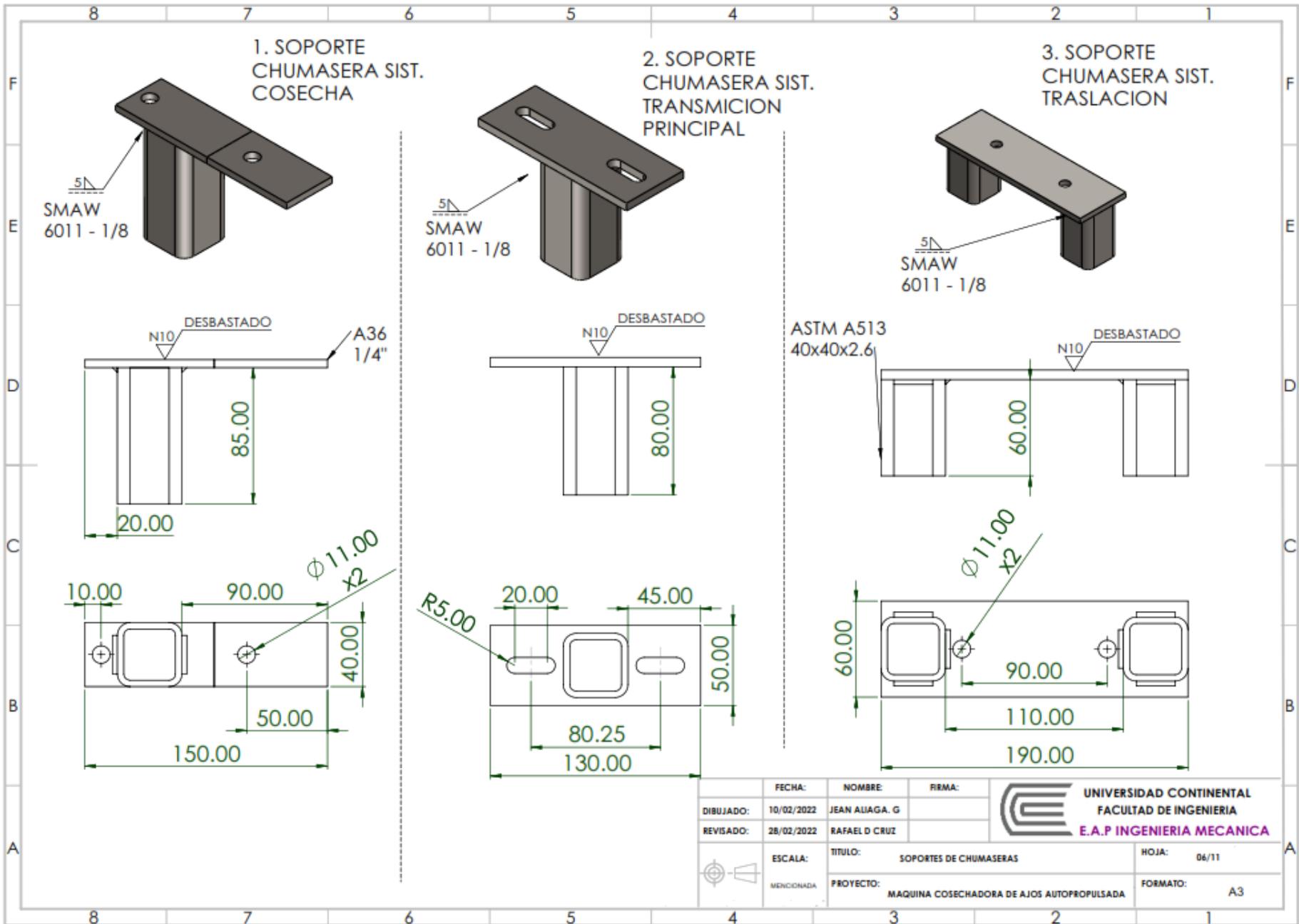
2. AJUSTE MANILLAR



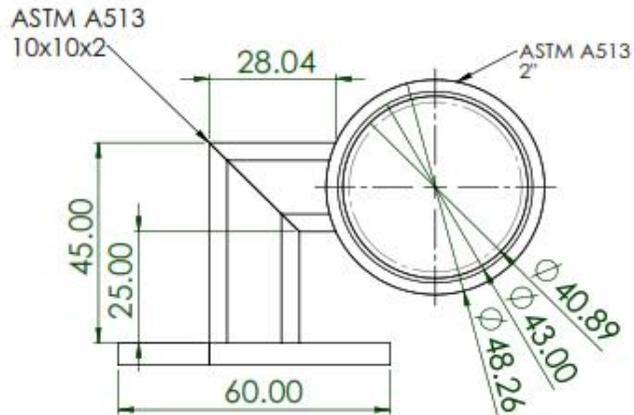
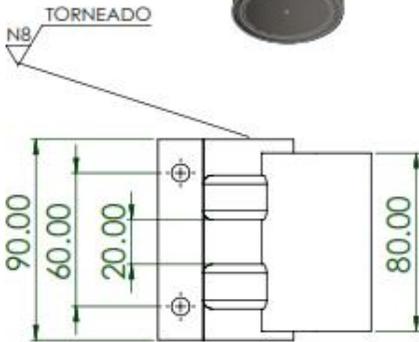
DETALLE B
ESCALA 1 : 1



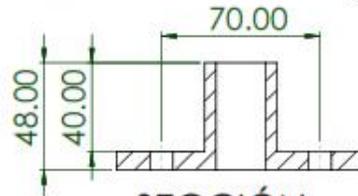
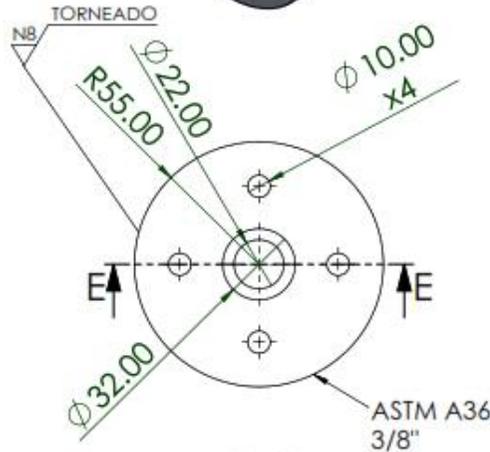
	FECHA:	NOMBRE:	RIRMA:	 UNIVERSIDAD CONTINENTAL FACULTAD DE INGENIERIA E.A.P INGENIERIA MECANICA	
DIBUJADO:	10/02/2022	JEAN ALIAGA. G			
REVISADO:	28/02/2022	RAFAEL D CRUZ			
 ESCALA: MENCIONADA	TITULO:	GUIA DE BANDA Y AJUSTE DE MANUBRIO		HOJA:	05/11
	PROYECTO:	MAQUINA COSECHADORA DE AJOS AUTOPROPULSADA		FORMATO:	A3



1. SOPORTE EJE

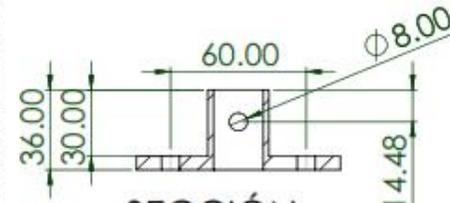
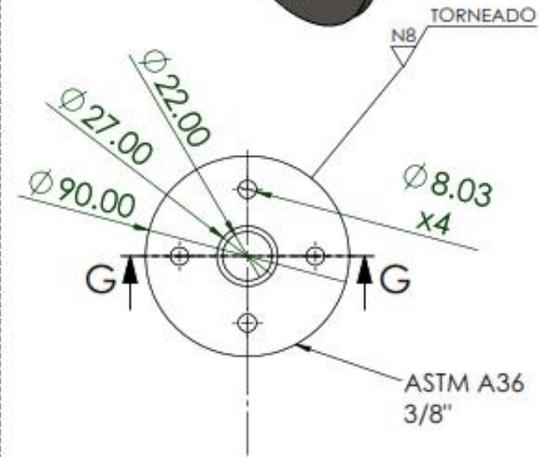


2. BRIDA DE CATARINA



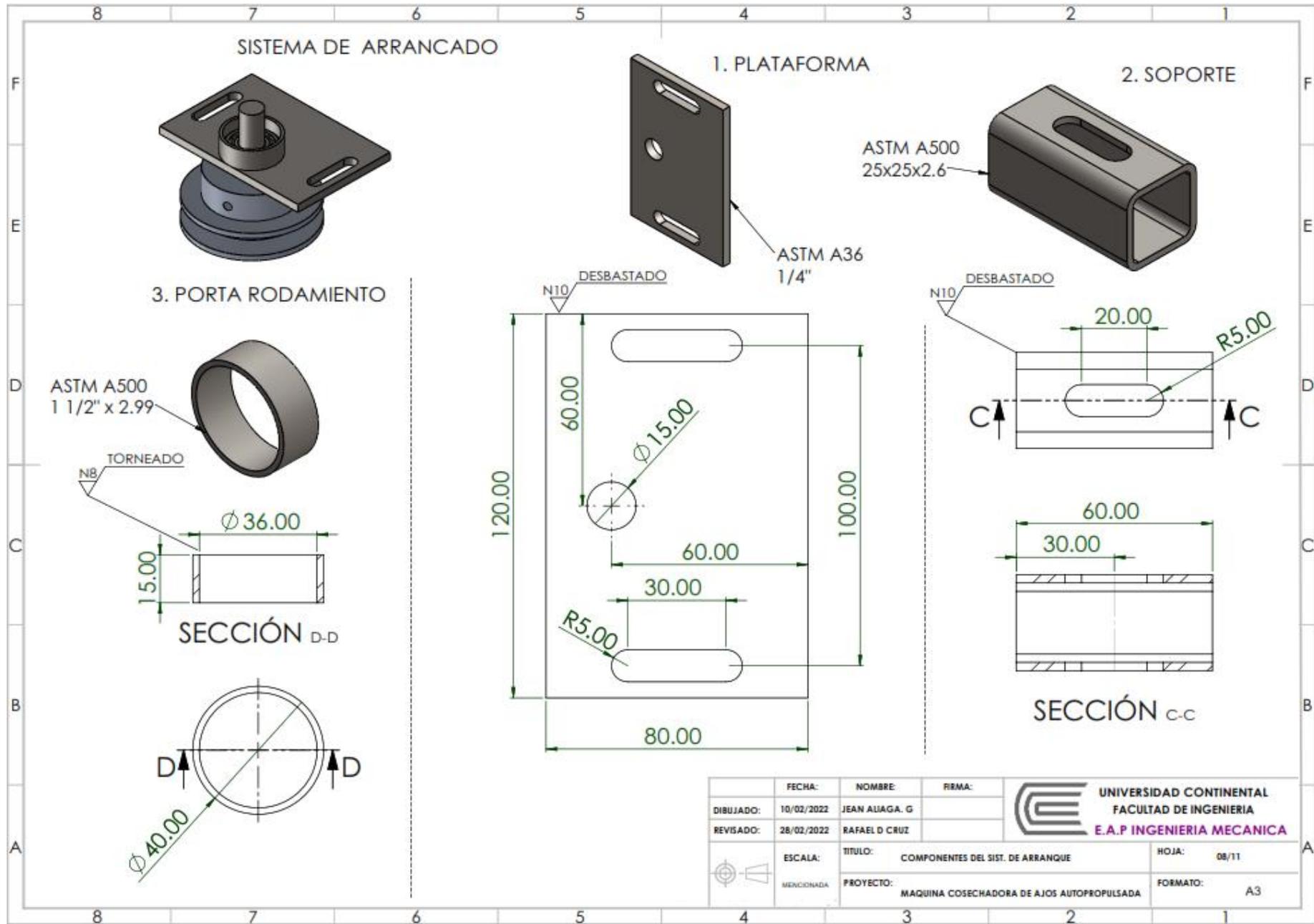
SECCIÓN E-E
ESCALA 1 : 2

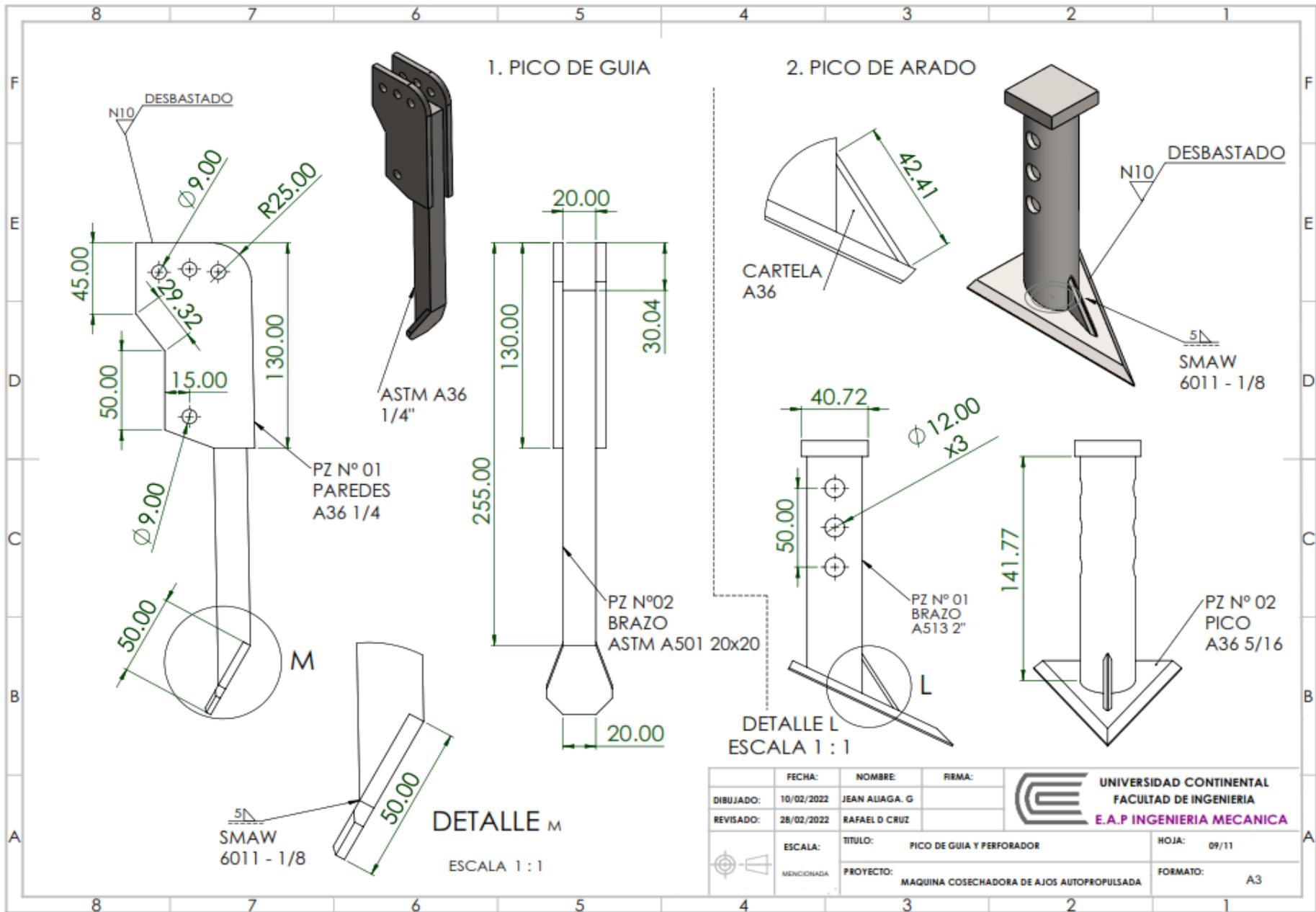
3. BRIDA DE DISCO DE FRENO

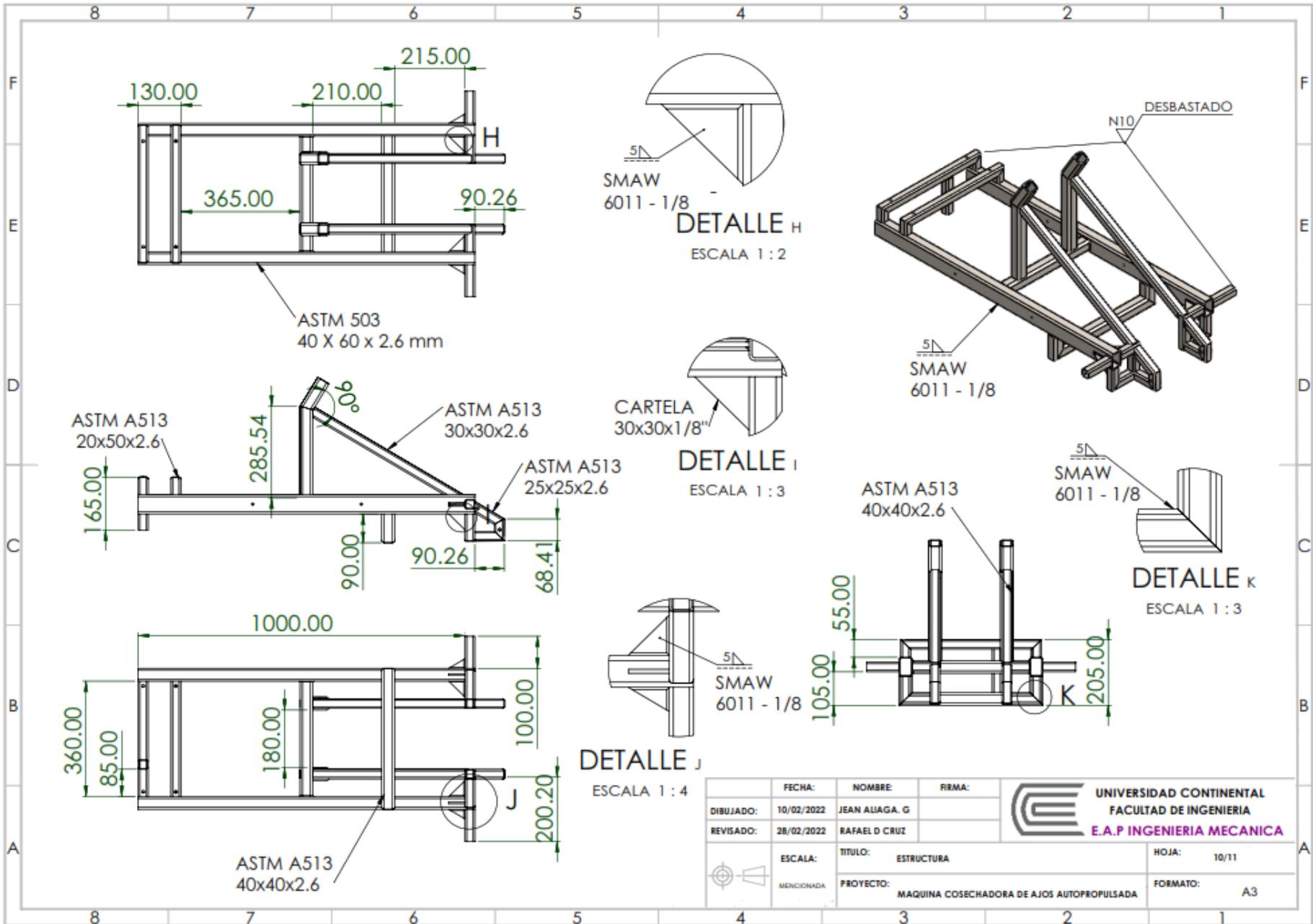


SECCIÓN G-G
ESCALA 1 : 2

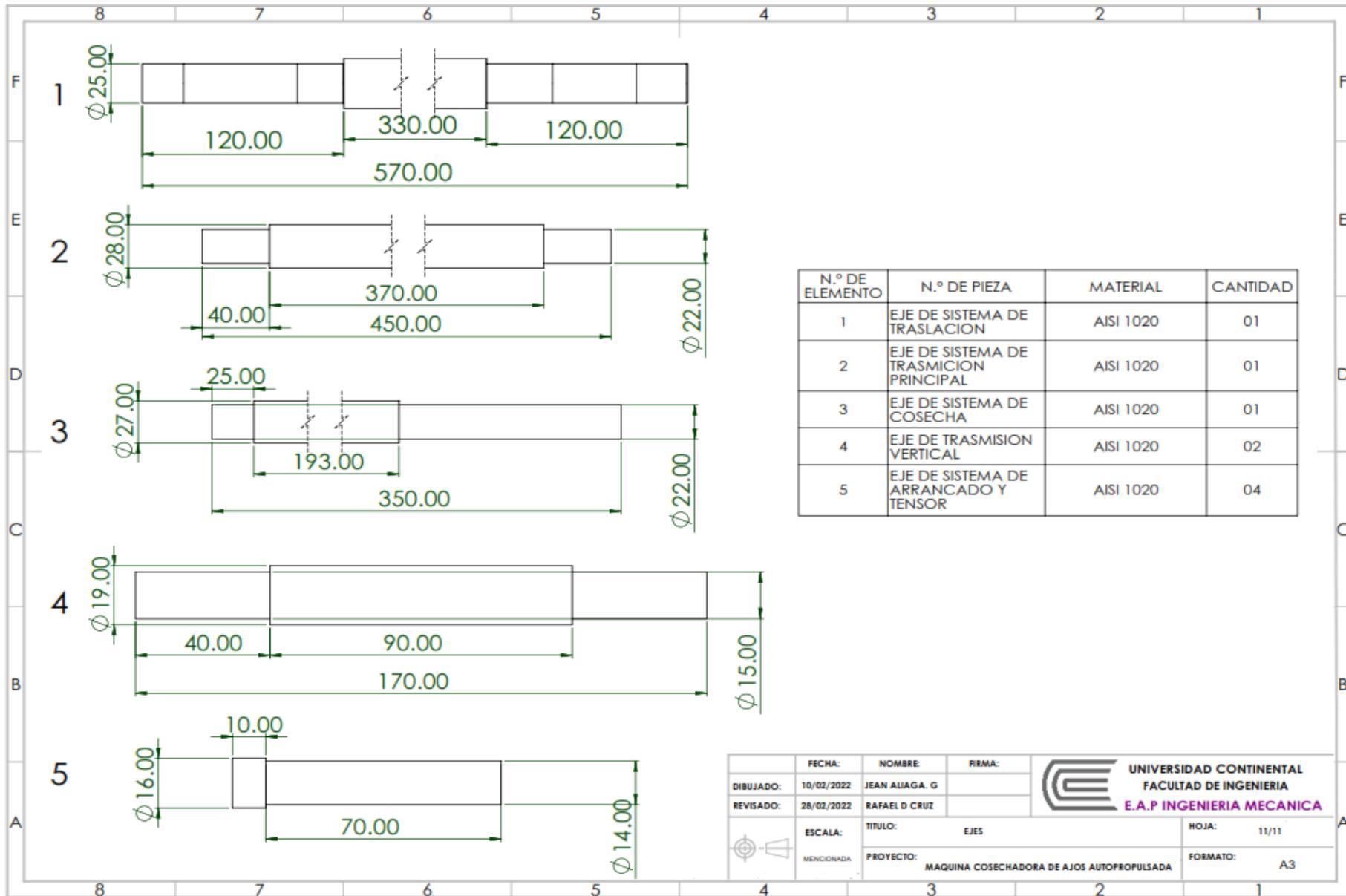
FECHA:	10/02/2022	NOMBRE:	JEAN ALIAGA, G	RIMA:		 UNIVERSIDAD CONTINENTAL FACULTAD DE INGENIERIA E.A.P INGENIERIA MECANICA
DIBUJADO:	10/02/2022	REVISADO:	28/02/2022	RAFAEL D CRUZ		
ESCALA:	MENCIONADA	TITULO:	SOPORTE DE EJE Y BRIDAS		HOJA:	07/11
		PROYECTO:	MAQUINA COSECHADORA DE AJOS AUTOPROPULSADA		FORMATO:	A3







	FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:	 UNIVERSIDAD CONTINENTAL FACULTAD DE INGENIERIA E.A.P INGENIERIA MECANICA
DIBUJADO:	10/02/2022	JEAN ALIAGA, G		
REVISADO:	28/02/2022	RAFAEL D CRUZ		
	ESCALA:	TITULO:	ESTRUCTURA	HOJA: 10/11
	MENCIONADA	PROYECTO:	MAQUINA COSECHADORA DE AJOS AUTOPROPULSADA	FORMATO: A3



Anexo 22

Fotos de fabricación del prototipo

Foto 1: Construcción de la estructura



Descripción: Proceso de recepción y corte de los tubos cuadrados y rectangulares que serán usados para la construcción de la estructura, se realizó el corte con amoladora de 4.5" y disco de corte abrasivo de 4.5".



Foto 2: Construcción de los soportes



Descripción: Proceso de unión de la plataforma y columna para el soporte de las chumaceras, se realizó mediante soldadura por arco eléctrico a 60° con guía de escuadras magnéticas.

Foto 3: Perforado y torneado



Descripción: Proceso de taladrado de las bases de las chumaceras y plataforma del sistema de arranque y templador de banda, en ciertos casos se requirió del servicio de un taladro de columna para agujeros de diámetro de $\frac{3}{4}$ ".



Descripción: Proceso de torneado del diámetro de núcleo de las poleas de 9", 2", 3" y 3.5" de acuerdo al diámetro requerido del eje.

Foto 4: Ensamblaje de la máquina



Descripción: El ensamblaje de la máquina es sencillo, ya que solo se requiere de llaves 15, 17 y 19 para el ajuste de tuercas, llave hexagonal para el ajuste de tornillos prisioneros 5/16 y 3/16.

Foto 5: Despiece del prototipo de la máquina



Descripción: Después de realizar el prototipado se desarmo todos los componentes para poder limar soldaduras, pulir las superficies y engrasar ciertos elementos y finalmente dar un acabado de pintura en general.

Anexo 23

Pruebas realizadas a la máquina

Foto 1: Prueba estática de la máquina



Descripción: Primera prueba realizada para comprobar y validar el funcionamiento del sistema de traslación.

Foto 2: Primera prueba de la máquina



Descripción: Segunda prueba ejecutada en un terreno de sembrío, prueba realizada a una aceleración baja.

Foto 3: Ajos cosechados



Descripción: Ya que en el prototipo no se tomó en cuenta la fabricación de la tolva de acumulación, se observa que el ajo cosechado queda sobre la tierra arada en la misma hilera.

Foto 4: Medición del tiempo de cosecha en la tercera prueba



Descripción: Medición del tiempo de cosecha de ajo en aceleración baja y aceleración media.

Anexo 24

Prototipo de la máquina cosechadora de ajo

