

Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales

Escuela profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica



“DISEÑO DE UNA MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA MEJORAR LA HIGIENE Y EFICIENCIA EN LA COSECHA DE ORÉGANO EN LAS REGIONES DE AREQUIPA Y TACNA”

Tesis presentada por la Bachiller:
Rojas Morales, William Junior
para optar el Título Profesional de
Ingeniero Mecánico

Asesor:
**Ing. Alcázar Rojas, Hermann
Enrique**

**Arequipa - Perú
2020**

UCSM-ERP

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA
INGENIERIA MECANICA, MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA
DICTAMEN APROBACIÓN DE BORRADOR DE TESIS

Arequipa, 17 de Junio del 2020

Dictamen: 000976-C-EPIMMEM-2020

Visto el borrador de tesis del expediente 000976, presentado por:

2013224021 - ROJAS MORALES WILLIAM JUNIOR

Titulado:

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA MEJORAR LA HIGIENE Y EFICIENCIA EN
LA COSECHA DE ORÉGANO EN LAS REGIONES DE AREQUIPA Y TACNA**

Nuestro dictamen es:

APROBADO

**1634 - ALCAZAR ROJAS HERMAN ENRIQUE
DICTAMINADOR**



**1893 - CASTRO VALDIVIA JORGE LUIS
DICTAMINADOR**



Dedicatoria

Dedico esta tesis a mis padres William Fidel Rojas Cajchaya y Rosa Margarita Morales Viacava quienes con su inmenso amor supieron guiarme de manera adecuada a lo largo de mi vida.

A mi hermana Oshy Krisley Rojas Morales, por haberme apoyado en el día a día del desarrollo de mi carrera.

A mi enamorada Deysi Rosario Lipa Huallpa, quien me demostró que con esfuerzo todo lo que te propongas lo lograras.

A mis seres querido que siempre estuvieron ahí para darme las fuerzas para seguir adelante.



Resumen

La investigación que se realizó es de tipo tecnológico y nivel aplicado, pues tuvo como objetivo aplicar el conocimiento científico para emprender acciones que permitan el uso de una máquina semiautomática que facilite la cosecha del orégano enfocado a consolidar sistemas de Buenas Prácticas Agrícolas, acorde con la tendencia mundial de producción más limpia para su comercialización en el mercado interno y externo, previniendo el contagio de los sembríos y mejorando la calidad del producto, aumentando así la eficiencia y mejora de la productividad, conservando un costo económico que se mantenga conforme al presupuesto empleado en técnicas de cosecha aplicadas actualmente, para lo cual fue necesario la revisión documentaria, observación, reportes, tablas de datos referentes a la producción del orégano, al uso de maquinarias y otros; se consideró también archivos electrónicos con datos almacenados, válidos para el presente trabajo; es así que se hizo un estudio de impacto social a fin de mejorar la economía de las localidades que se dedican al rubro de la producción de orégano, proporcionando nuevas tecnologías para dar el primer paso a la industrialización de su producto, mejorando la calidad de vida de las personas y prestando una nueva alternativa de negocio. Y en el entorno académico, presentar un esquema de diseño de máquina semiautomática, aplicando metodologías de diseño y simulaciones FEM de las diferentes partes de la máquina, sirviendo esto, como una pauta para futuros proyectos de investigación basados en el diseño.

Palabras claves: Máquina semiautomática, cosechadora, calidad de orégano, diseño.

Abstract

The research that was carried out is of a technological and applied level, as it aimed to apply scientific knowledge to undertake actions that allow the use of a semi-automatic machine that facilitates the harvest of oregano focused on consolidating systems of Good Agricultural Practices, in accordance with the world trend of cleaner production for its commercialization in the internal and external market, preventing the contagion of the crops and improving the quality of the product, thus increasing efficiency and improving productivity, maintaining an economic cost that is maintained in accordance with the budget used in currently applied harvesting techniques, for which documentary review, observation, reports, data tables referring to oregano production, the use of machinery and others were necessary; Electronic files with stored data, valid for the present work, were also considered; Thus, a social impact study was carried out in order to improve the economy of the localities that are dedicated to the field of oregano production, providing new technologies to take the first step towards the industrialization of their product, improving the quality of life. of people and providing a new business alternative. And in the academic environment, present a semi-automatic machine design scheme, applying design methodologies and FEM simulations of the different parts of the machine, serving this as a guideline for future design-based research projects.

Key words: Semi-automatic machine, harvester, oregano quality, design.

Tabla de contenido

Dedicatoria	iii
Resumen.....	iv
Abstract	v
Lista de Figuras.....	x
Lista de Tablas	xiv
Lista de Anexos	xv
Introducción	16
Capítulo I. Generalidades.....	18
1.1 Problema de investigación.....	18
1.1.1 Enunciado del problema.	18
1.1.2 Descripción del problema.....	18
1.1.3 Justificación del problema.	19
1.2 Objetivos	19
1.2.1 Objetivo general.	19
1.2.2 Objetivos específicos.	19
1.3 Alcances.....	20
Capítulo II. Marco conceptual.....	21
2.1 Definición de máquinas y herramientas.....	21
2.1.1 Herramientas.....	21
2.1.1.1 <i>Las herramientas mecánicas manuales.</i>	21
2.1.1.2 <i>Las herramientas mecánicas no manuales.</i>	21
2.1.2 Máquinas.	21
2.1.2.1 <i>Máquinas simples</i>	22
2.1.2.2 <i>Maquinas complejas.</i>	22
2.2 El orégano	22
2.2.1 Especies de orégano en el Perú.	22
2.2.2 Características principales.....	22
2.2.2.1 <i>Descripción taxonómica (Cronquist, 1981).</i>	22

2.2.2.2	<i>Descripción morfológica.....</i>	23
2.2.3	Producción de orégano.....	23
2.2.3.1	<i>Preparación del suelo y clima.....</i>	24
2.2.3.2	<i>Siembra.....</i>	25
2.2.3.3	<i>Secado.....</i>	26
2.2.4	Cosecha del orégano.....	26
2.2.4.1	<i>Métodos de cosecha y maquinas en el mercado.....</i>	27
2.2.5	Usos del orégano.....	29
2.2.6	Orégano en el Perú.....	30
2.2.6.1	<i>Zonas de cultivo.....</i>	31
2.2.6.2	<i>Exportación del orégano.....</i>	31
2.3	Metodologías de diseño.....	33
2.3.1	Metodología de diseño según norma VDI 2221.....	33
2.4	Análisis de elementos finitos (FEA).....	35
2.4.1	Preprocesamiento.....	35
2.4.2	Solución del análisis.....	35
2.4.3	Post procesamiento.....	35
2.5	Software de diseño y FEA.....	36
2.6	Entorno legal.....	36
Capítulo III.	Definición y clarificación de la idea.....	38
3.1	Análisis del estado del arte.....	38
3.2	Árbol de funciones.....	39
3.3	Casa de la calidad.....	40
3.4	Tabla de especificaciones.....	41
Capítulo IV.	Diseño conceptual.....	44
4.1	Caja negra.....	44
4.2	Caja transparente.....	45
4.3	Matriz morfológica.....	46
4.4	Módulos principales para el diseño.....	48
Capítulo V.	Diseño de forma.....	49
5.1	Diseño de los módulos principales.....	49

5.2	Diseño del Módulo 1: Sistema de corte	51
5.2.1	Selección de cuchilla y puntón.....	51
5.2.2	Dimensionamiento del mecanismo biela - manivela – corredera.	52
5.2.3	Modelado y ensamble del sistema de corte.....	53
5.2.4	Análisis dinámico del sistema de corte.....	55
5.2.5	Selección de rodamientos de la biela.....	57
5.2.6	Diseño de uniones atornilladas del sistema de corte.....	58
5.2.6.1	<i>Diagrama de cuerpo libre y resultados de la unión 4.....</i>	<i>59</i>
5.2.6.2	<i>Diagrama de cuerpo libre y resultados de la unión 5.....</i>	<i>60</i>
5.2.7	Análisis de FEA del sistema de corte.	61
5.2.7.1	<i>Análisis FEA de la manivela.....</i>	<i>62</i>
5.2.7.2	<i>Análisis FEA de la biela.....</i>	<i>64</i>
5.2.7.3	<i>Análisis FEA de la corredera.....</i>	<i>66</i>
5.2.7.4	<i>Análisis FEA de la placa de sujeción.....</i>	<i>68</i>
5.2.8	Diseño de uniones atornilladas del soporte de puntones.....	70
5.3	Diseño del Módulo 2: Sistema motriz de la cuchilla.....	71
5.3.1	Selección del motor de combustión interna.....	71
5.3.2	Cálculo del piñón-tornillo sin fin.....	72
5.3.3	Cálculo del eje motriz - transmitido.....	76
5.3.4	Selección de rodamientos del eje transmitido.....	79
5.3.5	Cálculo de cuñas del eje transmitido.....	82
5.3.5.1	<i>Cálculo de cuña para la manivela y engranaje.....</i>	<i>82</i>
5.3.6	Cálculo del eje motriz - transmisor.....	82
5.3.7	Selección de rodamientos del eje transmisor.....	85
5.4	Diseño del Módulo 3: Sistema de elevación.....	87
5.4.1	Cálculo de carga y velocidad de la faja.....	87
5.4.2	Selección de la faja elevadora.....	88
5.4.3	Diseño de polines.....	90
5.4.4	Diseño de eje – polín.....	91
5.4.5	Selección de rodamientos para eje – polín.....	95
5.5	Diseño del Módulo 4: Sistema motriz de la faja.....	97
5.5.1	Cálculo de fuerza de empuje generado.....	97

5.5.2	Selección de cadena de trasmisión 1.....	99
5.5.3	Diseño y cálculo del diferencial.....	100
5.5.4	Diseño de transmisión de engranajes rectos.....	104
5.5.5	Diseño de eje de transmisión A.....	108
5.5.6	Diseño de eje de transmisión B.....	110
5.5.7	Selección de cadenas para movimiento de la faja.....	113
5.5.8	Diseño de eje de transmisión C.....	114
5.5.9	Selección de rodamientos para el eje A, eje B y eje C.....	116
5.6	Diseño del Módulo 5: Estructura de la máquina.....	119
5.6.1	Modelado 3D de la estructura.....	119
5.6.2	Ubicación de las fuerzas en la estructura.....	119
5.6.3	Deformación máxima en la estructura.....	122
5.6.4	Ratios máximas en la estructura.....	123
Capítulo VI.	Diseño de detalle.....	124
6.1	Descripción de los planos.....	124
6.2	Costos generales de la máquina.....	126
6.3	Costos de cosecha tradicional vs costo de cosecha con la máquina.....	129
Conclusiones	132
Recomendaciones	134
Referencia	135
Anexos	138

Lista de Figuras

Figura 1. Diagrama de Producción de Orégano. Fuente: Propia	23
Figura 2. Ejemplo de hoz de mano. Fuente: Tramontina, 2009.....	27
Figura 3. Ejemplo de desbrozadora. Fuente: Ferrekasa, 2019.....	28
Figura 4. Cortasetos adaptado a desbrozadora. Fuente: Ferrekasa, 2019.	28
Figura 5. Principales destinos de exportación. Fuente: Agrodata, 2019.....	31
Figura 6. Comparación precio del Orégano en los años 2017 y 2018. Fuente: Agrodata, 2019.	32
Figura 7. Comparación de exportaciones en los años 2017 y 2018. Fuente: Agrodata, 2019.	32
Figura 8. Modelo VDI 2221 del desarrollo hasta la solución. Fuente: Cross, 1999.....	34
Figura 9. Estructura de diseño según la norma alemana VDI 2221. Fuente: Riba, 2002.	34
Figura 10. Árbol de funciones para la maquina cosechadora de orégano. Fuente: Propia.	39
Figura 11. Secuencia de la realización de la “casa de la calidad”. Fuente: Propia.....	40
Figura 12. Diagrama de caja negra para máquina cosechadora de orégano. Fuente: Propia.	44
Figura 13. Diagrama de caja transparente para la máquina cosechadora de orégano. Fuente: Propia.....	45
Figura 14. Secuencia de diseño para los módulos. Fuente: Propia.....	48
Figura 15. Plantaciones de orégano. a) Sitajara, b) El cural y c) El cural. Fuente: Propia.	49
Figura 16. a) Base de tallos de la planta, b) Planta en crecimiento. Fuente: Propia.....	50
Figura 17. Dimensiones y forma de surcos estudiados. a) Surco de crestas achatadas, b) Surco de crestas empinadas, Fuente: Propia.	50
Figura 18. Mecanismo de cuatro barras manivela-corredera. Fuente: Propia.	52
Figura 19. Ensamble del sistema de corte. Fuente: Propia.	54
Figura 20. Esquema de corte realizado por el puntón y cuchilla. Fuente: Propia.....	55
Figura 21. Gráfico de acción de la fuerza en un diente. Fuente: Propia.	56
Figura 22. Numeración de las uniones en el sistema de corte. Fuente: Propia.....	56

Figura 23. Valores máximos para la Unión 2 (a) y Unión 3 (b). Fuente: ANSYS, 2019.	57
Figura 24. Características de rodamiento para la biela. Fuente: SKF, 2019.....	57
Figura 25. Hoja de cálculo para la selección de rodamientos. Fuente: Propia.	58
Figura 26. Fuerzas máximas en la unión 4 (a), unión 5 (b). Fuente: ANSYS, 2019.....	59
Figura 27. D.C.L. de la unión 4. Fuente: Propia.....	59
Figura 28. Resultados de la aplicación Design Accelerator. Fuente: Inventor, 2019.....	60
Figura 29. D.C.L. de la unión 5. Fuente: Propia.....	60
Figura 30. Resultados de la aplicación Design Accelerator. Fuente: Inventor, 2019.....	61
Figura 31. Mallado de la manivela. Fuente: Inventor, 2019.....	62
Figura 32. Esfuerzo equivalente de Von Mises. Fuente: Inventor, 2019.....	63
Figura 33. Deformación máxima equivalente en la manivela. Fuente: Inventor, 2019..	63
Figura 34. Mallado de la biela. Fuente: Inventor, 2019.....	64
Figura 35. Esfuerzo equivalente de Von Mises. Fuente: Inventor, 2019.....	65
Figura 36. Deformación máxima equivalente en la biela. Fuente: Inventor, 2019.....	65
Figura 37. Mallado de la corredera. Fuente: Inventor, 2019.	66
Figura 38. Esfuerzo equivalente de Von Mises. Fuente: Inventor, 2019.....	67
Figura 39. Deformación máxima equivalente en la corredera. Fuente: Inventor, 2019.	67
Figura 40. Mallado de la plancha de sujeción. Fuente: Inventor, 2019.....	68
Figura 41. Esfuerzo equivalente de Von Mises. Fuente: Inventor, 2019.....	69
Figura 42. Deformación máxima equivalente en la plancha de sujeción. Fuente: Inventor, 2019.	69
Figura 43. D.C.L. de la unión de soporte de puntones. Fuente: Propia.....	70
Figura 44. Resultados de la aplicación Design Accelerator. Fuente: Inventor, 2019.....	70
Figura 45. Graficas de potencia y torque del motor GX35. Fuente: HONDA, 2020.	71
Figura 46. Hoja de ingreso de datos geométricos del sistema de engrane. Fuente: Inventor, 2019.	73
Figura 47. Resultados geométricos del tornillo sin fin. Fuente: Inventor, 2019.....	73
Figura 48. Resultados geométricos de la corona. Fuente: Inventor, 2019.....	73
Figura 49. Disposición del eje motriz-transmitido. Fuente: Propia.....	76
Figura 50. Diagramas de cortante y flexión del eje. Fuente: SAP2000, 2019.....	77
Figura 51. Hoja de cálculo de diámetros mínimos del eje. Fuente: Propia.	78

Figura 52. Datos de cálculo rodamiento 61805. Fuente: SKF, 2019.....	80
Figura 53. Dimensiones del rodamiento 61805. Fuente: SKF, 2019.....	81
Figura 54. Hoja de cálculo para la selección de rodamientos. Fuente: Propia.	81
Figura 55. Disposición del eje motriz-transmisor. Fuente: Propia.	82
Figura 56. Diagramas de cortante y flexión del eje. Fuente: SAP2000, 2019.....	83
Figura 57. Hoja de cálculo de diámetros mínimos del eje. Fuente: Propia.	84
Figura 58. Datos de cálculo rodamiento 61803. Fuente: SKF, 2019.....	85
Figura 59. Dimensiones del rodamiento 61803. Fuente: SKF, 2019.....	86
Figura 60. Hoja de cálculo para la selección de rodamientos. Fuente: Propia.	87
Figura 61. Características de la faja seleccionada. Fuente: VIS GmbH, 2020.	89
Figura 62. Cálculo de longitud de parte cilíndrica del polín. Fuente: Habasit, 2020.	91
Figura 63. Disposición del eje - polín. Fuente: Propia.	92
Figura 64. Diagramas de cortante y flexión del eje. Fuente: SAP2000, 2019.....	92
Figura 65. Hoja de cálculo de diámetros mínimos del eje. Fuente: Propia.	94
Figura 66. Datos de cálculo rodamiento W 618/8. Fuente: SKF, 2019.....	95
Figura 67. Dimensiones del rodamiento 61803. Fuente: SKF, 2019.....	96
Figura 68. Hoja de cálculo para la selección de rodamientos. Fuente: Propia.	97
Figura 69. Diagrama de cuerpo libre de la rueda trasera. Fuente: Propia.....	98
Figura 70. Diagrama de las diferentes transmisiones a la faja. Fuente. Propia.	98
Figura 71. Disposición del sistema diferencial. Fuente: Propia.	100
Figura 72. Datos de ingreso en la hoja de cálculo. Fuente: Inventor, 2019.....	101
Figura 73. Resultados geométricos de los engranajes cónicos. Fuente: Inventor,2019	103
Figura 74. Resultados mecánicos de los engranajes cónicos. Fuente: Inventor, 2019.	104
Figura 75. Datos de ingreso en la hoja de cálculo. Fuente: Inventor, 2019.....	105
Figura 76. Resultados geométricos de los engranajes cónicos. Fuente: Inventor, 2019	107
.....	107
Figura 77. Resultados mecánicos de los engranajes cónicos. Fuente: Inventor, 2019.	107
Figura 78. Disposición del eje motriz-transmisor. Fuente: Propia.	108
Figura 79. Diagramas de cortante y flexión del eje. Fuente: SAP2000, 2019.....	109
Figura 80. Hoja de cálculo de diámetros mínimos del eje. Fuente: Propia.	110
Figura 81. Disposición del eje motriz-transmisor. Fuente: Propia.	111
Figura 82. Diagramas de cortante y flexión del eje. Fuente: SAP2000, 2019.....	111

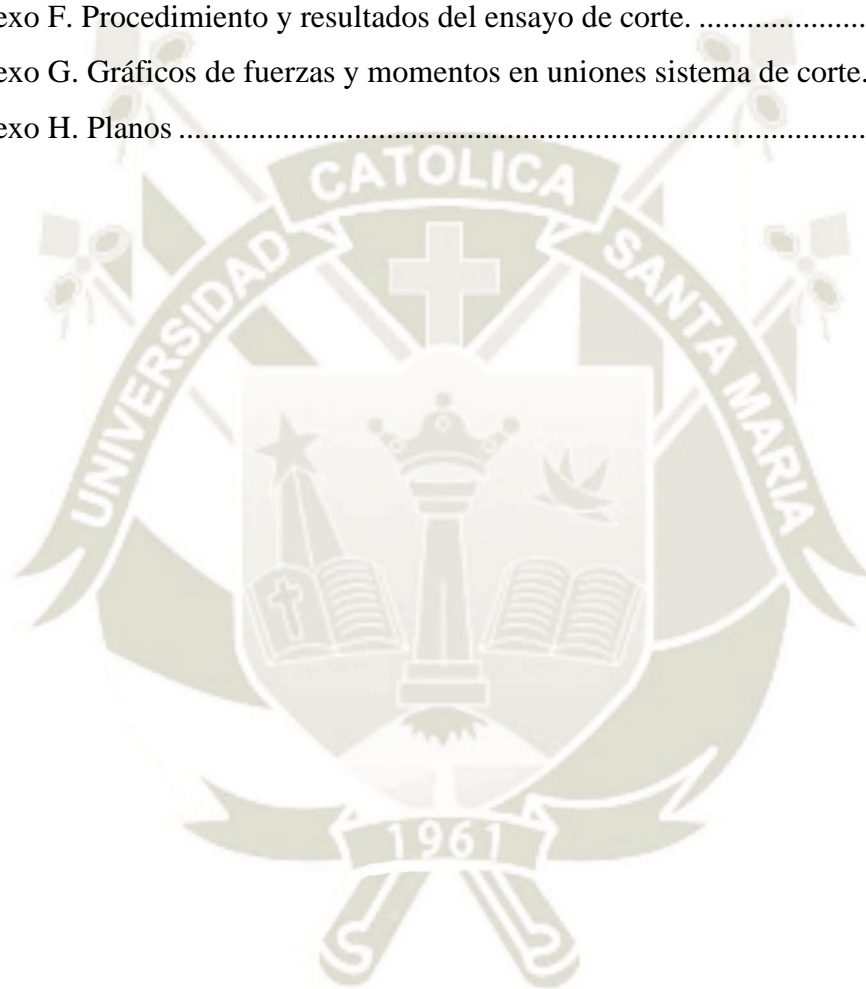
Figura 83. Hoja de cálculo de diámetros mínimos del eje. Fuente: Propia.	112
Figura 84. Disposición del eje motriz-transmisor. Fuente: Propia.	114
Figura 85. Diagramas de cortante y flexión del eje. Fuente: SAP2000, 2019.....	115
Figura 86. Hoja de cálculo de diámetros mínimos del eje. Fuente: Propia.	116
Figura 87. Datos de cálculo rodamiento K 10x14x10 TN. Fuente: SKF, 2019.....	118
Figura 88. Dimensiones del rodamiento K 10x14x10 TN. Fuente: SKF, 2019.	118
Figura 89. Hoja de cálculo para la selección de rodamientos. Fuente: Propia.	118
Figura 90. Modelado de la estructura con elementos tipo frame. Fuente: SAP2000, 2019.	119
Figura 91. Distribución de fuerzas de las reacciones de los ejes. Fuente: SAP2000, 2019.	120
Figura 92. Peso propio de los diferentes componentes sobre la estructura. Fuente: SAP2000, 2019.	120
Figura 93. Peso del motor sobre la estructura. Fuente: SAP2000, 2019.	121
Figura 94. Distribución de carga sobre la estructura. Fuente: SAP2000, 2019.....	121
Figura 95. Diagrama de colores de la deformación sobre la estructura. Fuente: SAP2000, 2019.	122
Figura 96. Diagrama de colores de las ratios máximas en la estructura. Fuente: SAP2000, 2019.	123

Lista de Tablas

Tabla 1. Comparación de costos de herramientas en el mercado.	29
Tabla 2. Estadística Nacional de Orégano al 2015, según Región.	30
Tabla 3. Dimensiones seleccionadas para iniciar el cálculo.	51
Tabla 4. Normativa y denominación de pernos, tuercas y arandelas.	61
Tabla 5. Fuerzas y momentos máximos en la manivela.	62
Tabla 6. Fuerzas y momentos máximos en la biela.	64
Tabla 7. Fuerzas y momentos máximos en la corredera.	66
Tabla 8. Fuerzas y momentos máximos en la plancha de sujeción.	68
Tabla 9. Fuerzas y momentos máximos en la plancha de sujeción.	74
Tabla 10. Fuerzas y momentos sobre el eje motriz-transmitido.	77
Tabla 11. Diámetros seleccionados del eje motriz-transmitido.	79
Tabla 12. Reacciones sobre los apoyos del eje.	79
Tabla 13. Fuerzas y momentos sobre el eje motriz-transmitido.	83
Tabla 14. Diámetros seleccionados del eje motriz-transmitido.	84
Tabla 15. Reacciones sobre los apoyos del eje.	85
Tabla 16. Fuerzas y momentos sobre el eje polín.	92
Tabla 17. Diámetros seleccionados del eje motriz-transmitido.	95
Tabla 18. Reacciones sobre los apoyos del eje.	95
Tabla 19. Fuerzas y momentos sobre el eje motriz-transmitido.	108
Tabla 20. Diámetros seleccionados del eje motriz-transmitido.	110
Tabla 21. Fuerzas y momentos sobre el eje motriz-transmitido.	111
Tabla 22. Diámetros seleccionados del eje motriz-transmitido.	113
Tabla 23. Fuerzas y momentos sobre el eje motriz-transmitido.	114
Tabla 24. Diámetros seleccionados del eje motriz-transmitido.	116
Tabla 25. Reacciones sobre los apoyos del eje.	117
Tabla 26. Listado de planos para la máquina cosechadora de orégano.	124
Tabla 27. Costos de ingeniería.	126
Tabla 28. Costos de adquisición y fabricación de elementos.	127
Tabla 29. Costo total de la máquina.	129
Tabla 30. Costos de cosecha con la máquina.	131

Lista de Anexos

Anexo A. Casa de la calidad	138
Anexo B. Dimensiones de planta de orégano.	139
Anexo C. Cálculo de longitud de cuchilla y velocidad de corte.	140
Anexo D. Catálogo de fabricante Stella para cuchillas de motosegadoras.	141
Anexo E. Gráficos de mecanismo biela-manivela-corredera.	142
Anexo F. Procedimiento y resultados del ensayo de corte.	144
Anexo G. Gráficos de fuerzas y momentos en uniones sistema de corte.	146
Anexo H. Planos	148



Introducción

La aplicación de máquinas, ha traído consigo una ola de cambios significativos en todas las áreas donde ésta ha sido aplicada, la educación, la medicina, el mundo empresarial e industrial entre otras; la agricultura no escapa del impacto de esta esta revolución tecnológica acompañada cada vez más de nuevas aplicaciones que permiten darle una nueva cara a este importante sector

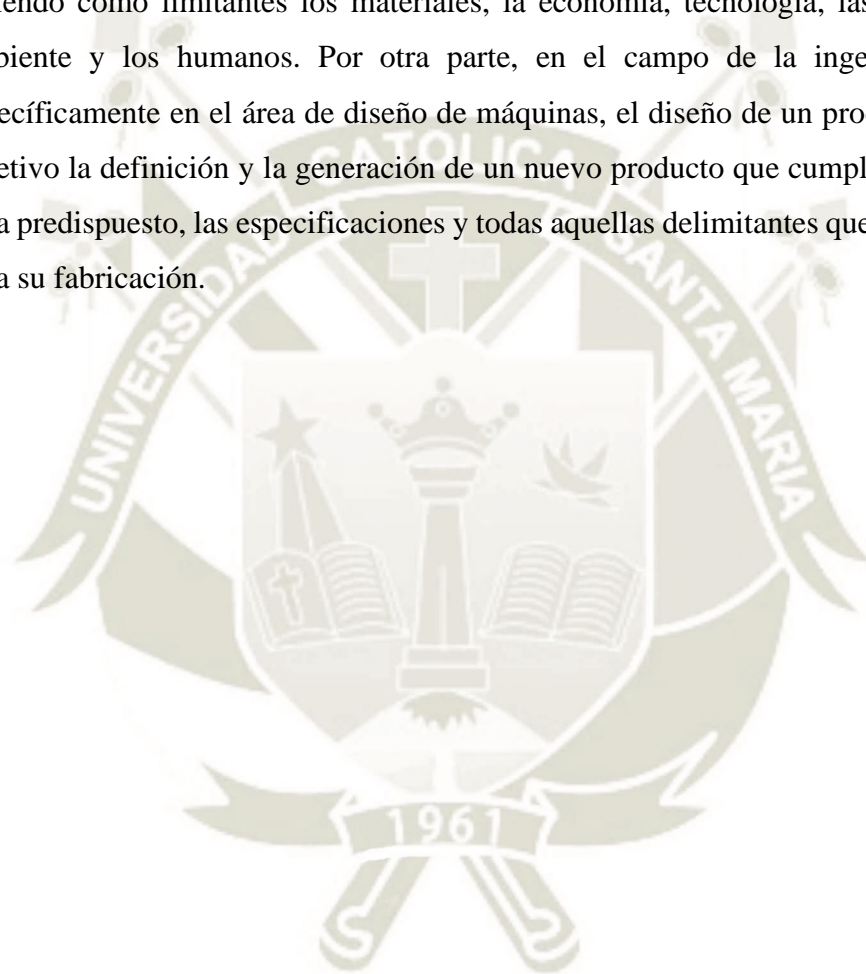
En el enfoque de la agricultura, el uso de máquinas es el paso más allá de las técnicas tradicionales. Mientras en la cosecha tradicional los trabajadores realizan su labor a través de su propia fuerza y de su intervención directa, con la incorporación de una máquina se reduce de gran manera la necesidad mental y sensorial del operador y de la misma forma se garantiza la higiene del producto. De esta manera se presentan grandes ventajas en cuanto a producción más eficiente y disminución de riesgos al operador.

La creación de la máquina semiautomática que facilite la cosecha del orégano enfocado a consolidar sistemas de Buenas Prácticas Agrícolas, acorde con la tendencia mundial de producción más limpia para su comercialización en el mercado interno y externo, previniendo el contagio de los sembríos y mejorando la calidad del producto; consideramos que aumentara así la eficiencia y mejora de la productividad, conservando un costo económico que se mantenga conforme al presupuesto empleado en técnicas de cosecha aplicadas actualmente.

En el presente trabajo se desarrolló en el Capítulo 1 las generalidades presentando tanto el problema como los objetivos y también definiendo los alcances, seguidamente en el Capítulo 2 se realizó el marco conceptual presentando las características principales tanto del orégano como de la metodología propuesta por la norma VDI 2221 y de los diferentes softwares utilizados. En el Capítulo 3 se presenta la definición y clarificación de las ideas presentando diferentes metodologías como el árbol de funciones, la casa de la calidad y la lista de especificaciones de la máquina. En el Capítulo 4 se desarrolló el diseño conceptual de la máquina, en esta presentamos las diferentes estrategias utilizadas para lograr un diseño adecuado, estrategias como la caja negra, caja transparente y la matriz morfológica. Seguidamente en el Capítulo 5, se presenta el diseño de forma de la máquina representando este capítulo la tercera etapa de la metodología de diseño de la

norma VDI 2221, en esta se desarrollan los cálculos y dimensionamiento de la máquina. Finalmente, en el Capítulo 6 se muestra el listado de planos y el costo de la máquina.

Es así que, en esta tesis, la principal aportación consiste en el diseño e implementación de una maquina semiautomática que mejorara la higiene y eficiencia en el proceso de cosecha del orégano. Cabe resaltar que el diseño de máquinas tiene como herramienta la aplicación de diferentes conocimientos científicos a una solución técnica, teniendo como limitantes los materiales, la economía, tecnología, las leyes, el medio ambiente y los humanos. Por otra parte, en el campo de la ingeniería mecánica, específicamente en el área de diseño de máquinas, el diseño de un producto tiene como objetivo la definición y la generación de un nuevo producto que cumpla con un ciclo de vida predispuesto, las especificaciones y todas aquellas delimitantes que lo hacen factible para su fabricación.



Capítulo I. Generalidades

1.1 Problema de investigación

1.1.1 Enunciado del problema.

¿De qué manera el diseño de una maquina semiautomática puede mejorar la higiene y eficiencia en el proceso de cosecha de orégano en las regiones de Arequipa y Tacna?

1.1.2 Descripción del problema.

En la actualidad el orégano, a nivel internacional, se ha convertido en una de las plantas aromáticas con mayor atractivo en las diferentes industrias tanto culinarias como medicinales. Gracias a su buena calidad en la gastronomía y a los diversos estudios sobre sus propiedades medicinales, le ha permitido captar mucha atención de diferentes mercados en todo el mundo.

Esto no es ajeno a nuestro país, en la última década muchas personas vieron en este producto una oportunidad de negocio. Sin embargo, los que ya están inmersos en este rubro se enfrentan a una seria dificultad, la higiene. Ya que, al ser un producto de exportación, necesita cumplir con ciertos estándares de calidad, una de las mayores causas de contaminación del producto proviene de la etapa de cosecha, porque esto se realiza de forma artesanal y la cultura de higiene en los trabajadores no es de las más adecuadas, esto conlleva a la contaminación del producto y su posterior rechazo durante su comercialización, pero también es causante del contagio de enfermedades de planta a planta lo cual produce una reducción en la productividad y la calidad del sembrío para las posteriores producciones.

Es por ello, que se tiene que aplicar nuevas estrategias para incidir en la mejora de la calidad del producto, consideramos que una de ellas es la aplicación de nuevas tecnologías que no solo ayuden a mejorar la higiene sino también aumenten la eficiencia en la producción. Las maquinas han demostrado tener un importante papel en el desarrollo de la sociedad y por ende en la actividad agrícola, y la producción de orégano no es ajena

a esto y es necesaria su aplicación para lograr elevar su nivel de competitividad a nivel internacional.

Por lo antes expuesto, es necesario y oportuno emprender acciones que permitan el uso de una máquina semiautomática que facilite la cosecha del orégano enfocado a consolidar sistemas de Buenas Prácticas Agrícolas, acorde con la tendencia mundial de producción más limpia para su comercialización en el mercado interno y externo, previniendo el contagio de los sembríos y mejorando la calidad del producto, aumentando así la eficiencia y mejora de la productividad, conservando un costo económico que se mantenga conforme al presupuesto empleado en técnicas de cosecha aplicadas actualmente.

1.1.3 Justificación del problema.

La presente investigación, tiene como propósito principal: “diseñar una máquina eficiente y económica para mejorar la cosecha de orégano en el sur del Perú”, obteniendo una mejor higiene en el producto y aumentando las exportaciones a nivel mundial, cumpliendo con los estándares de calidad de los diferentes mercados.

En el entorno social, mejorar la economía de las localidades que se dedican al rubro de la producción de orégano, proporcionando nuevas tecnologías para dar el primer paso a la industrialización de su producto, mejorando la calidad de vida de las personas y prestando una nueva alternativa de negocio.

Y en el entorno académico, presentar un esquema de diseño de máquinas semiautomática, aplicando metodologías de diseño y simulaciones FEM de las diferentes partes de la máquina, sirviendo esto, como una pauta para futuros proyectos de investigación basados en el diseño.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general.

Elaborar el diseño de una máquina semiautomática que puede mejorar la higiene y eficiencia en el proceso de cosecha del orégano en las regiones de Arequipa y Tacna.

1.2.2 Objetivos específicos.

- Identificar la necesidad y la decisión para mejorar la higiene y eficiencia en el proceso de cosecha del orégano

- Aplicar la metodología de diseño proporcionada por la normativa VDI 2221.
- Elaborar los planos de ensamble y despiece, así como también el coste del equipo
- Aplicar simulación de análisis de elementos finitos a las diferentes piezas y al conjunto de la máquina.
- Establecer una comparativa con los costos actuales de cosecha y el costo de la máquina y el tiempo de recuperación promedio de la inversión inicial.

1.3 Alcances

El costo de la maquina se realizará como si esta se fuera a producir en serie considerando las pérdidas de material como mínimas.

El costo de fabricación y de materiales son referenciales y pueden ser afinados bajo un costeo más detallado.

El costo de cosecha del orégano es referencial según autor, para una mejor aproximación se recomienda realizar un estudio la remuneración de los trabajadores el cual nos estimaría valores mucho más reales.

La máquina solo estará diseñada para el trabajo en campos de orégano, para otro tipo de producto se deberá hacer un diseño específico.

Las características tanto del suelo, como del ambiente para el diseño de la máquina se considerarán de las regiones que tengan mayor cantidad de sembríos en las zonas de Arequipa y Tacna.

La máquina solo se concentrará en la no contaminación del producto en el proceso de corte más no en el proceso de secado.

Capítulo II. Marco conceptual

En este capítulo se desarrollaron los conceptos básicos para un mejor entendimiento del proyecto, en el tercer capítulo, en el apartado “análisis del estado del arte” se hablará de manera más profunda sobre las limitantes que se mencionaremos en este capítulo.

2.1 Definición de máquinas y herramientas

2.1.1 Herramientas.

Son objetos diseñados para facilitar y mejorar la eficacia de una tarea mecánica; requiriendo una correcta aplicación de fuerza o energía. Existe una gran variedad de herramientas según sea su función; pero de forma general podemos clasificarla dos grupos, que son extremadamente grandes: mecánicas manuales y mecánicas no manuales (Schwab, 2011).

2.1.1.1 *Las herramientas mecánicas manuales.*

Son en las que el ser humano tiene que utilizar la fuerza muscular, sin utilizar ningún tipo de energía externa ya sea eléctrica, neumática, etc (Schwab, 2011).

2.1.1.2 *Las herramientas mecánicas no manuales.*

Son las que utilizan una fuente de energía externa para su uso. Existe gran variedad, pero las más comunes son las que usan aire o electricidad como energía principal. (Schwab, 2011)

2.1.2 Máquinas.

Es un conjunto de elementos móviles y fijos, que gracias a su funcionamiento en conjunto posibilita aprovechar, mandar, regular o convertir energía para realizar un trabajo con un fin determinado (Eliteautolavado, 2005). Las maquinas se pueden clasificar muy generalmente en máquinas simples y máquinas complejas.

2.1.2.1 Máquinas simples.

Son dispositivos mecánicos que redirecciona la dirección o la magnitud de una fuerza o torque. También se pueden definir como los mecanismos más sencillos que utilizan ventajas mecánicas para incrementar su fuerza (Avsimov, 1988).

2.1.2.2 Maquinas complejas.

Las máquinas complejas están formadas por varias máquinas simples unidas entre sí. Todos los hogares están repletos de estas máquinas indispensables para mucha gente que hacen mucho más fácil la vida diaria (Avsimov, 1988).

2.2 El orégano

El orégano, es una de las especias más apreciadas a nivel mundial, no tan solo por su característico aroma y sabor que lo hacen tan querido en la gastronomía, sino también por las innumerables propiedades que posee, teniendo una gran cantidad de estudios acerca de sus beneficios medicinales. Posicionándolo como un gran candidato para su comercialización al mercado internacional, y a su vez dar a conocer la buena calidad del orégano peruano.

2.2.1 Especies de orégano en el Perú.

Según Di Fabio (2017), el tipo de orégano que se producen en el Perú (zambito y nigra) son híbridos que provienen del cruzamiento de la mejorana (*Origanum majorana*) con las subespecies de orégano vulgaris. Por ende, el orégano “zambito” sería el *Origanum x aplii* (Domin) Boros, proveniente del cruzamiento de *Origanum majorana* con *Origanum vulgare ssp vulgare*; y el orégano “nigra” sería el *Origanum x majoricum* Cambessedes, proveniente del cruzamiento de *Origanum majorana* con *Origanum vulgare ssp. Virens*.

2.2.2 Características principales.

Etimológicamente la palabra “orégano” proviene del griego “oros” que significa montaña y “ganos” que significa belleza o brillo, significando “hierba que alegra el monte”

2.2.2.1 Descripción taxonómica (Cronquist, 1981).

Reino: Plantae

División: Magnoliophyta

Clase: Magnoliopsida

Subclase: Lamiidae
Superorden: Lamianae
Orden: Lamiales
Familia: Lamiaceae
Género: Origanum
Especie: Origanum vulgare

2.2.2.2 Descripción morfológica.

Es una plata que, dependiendo del tipo de suelo en el cual fue plantado puede alcanzar una vida de 14 años (Soluciones Prácticas, 2009). Sus partes según Watson & Dallwitz (1993) son:

- **Raíz:** La raíz es fasciculada, puede alcanzar los 40 cm de profundidad y es muy susceptible a problemas fungosos por estar muy expuesta a la humedad.
- **Hojas:** Las hojas son de tipo aserradas, opuestas unas a otras. El tamaño que presentan varía según se asciende por el tallo. Tienen forma ovalada o elíptica.
- **Tallos:** En general posee un tallo cuadrangular recto de color verde. La parte superior en su mayoría se encuentra ramificados y su parte inferior suele estar endurecida. Presentan un aproximado de 10 pares por tallo de longitud variable (Klauer Garcia, 2009). Según observaciones se obtuvo que el grosor del tallo oscila entre 4 a 10 mm dependiendo del tamaño del cultivo.

2.2.3 Producción de orégano.

La producción del orégano se lleva a cabo mediante diferentes procesos mostrados en la Figura 1.



Figura 1. Diagrama de Producción de Orégano. Fuente: Propia

En este apartado solo se desarrollará, preparación de suelos, siembra y secado, estos procesos nos proporcionaran información importante acerca de las limitantes que tendrá nuestra máquina; el proceso de cosecha se desarrollara de forma independiente ya que este es de mayor interés y requiere una explicación más amplia.

2.2.3.1 Preparación del suelo y clima.

Según Soluciones Prácticas (2009) la preparación del suelo se podría dividir en tres etapas:

- Elección del área: La preferencia de la topografía del terreno en donde se cultivará el orégano es plana o poco ondulada, en caso se tenga un terreno con pendiente se requiere de andenes o terrazas.
- Riego machado o riego barbecho: Se refiere a un riego que se realiza tres días antes del arado, removiendo el terreno dos o tres veces, con la finalidad de hacer podrir el guano, eliminar las malezas del suelo y erradicar las larvas y plagas que puedan existir
- Barbecho o aradura: Lo recomendable es hacer la aradura profunda, la cosecha anterior debe haber sido limpiada de forma muy cuidadosa.

El tipo de suelo recomendable para tener el mayor rendimiento es el franco arenoso ya que en este puede alcanzar una vida útil de 10 años, pero se adapta con facilidad a diferentes tipos de suelo.

Algunos de los cuidados en cuanto al terreno que se deben tener en cuenta son:

- La alta salinidad: La presencia de esta generara un color oscuro en el borde de las hojas y perjudicaría el desarrollo normal de las plantas (Gómez Luchini & Orejón Estrada, 2011).
- Exceso de agua: A nivel radicular y cuello de la planta, puede generar ahogamiento (en plantas jóvenes) o también pudrición en las raíces más pequeñas generando un foco de infección para la planta. Se recomienda tener un buen manejo del nivel del suelo y evitar “encharcamientos” (Klauer Garcia, 2009).

- El pH del suelo: Los valores óptimos, en donde se presenta la mayor la mayor cantidad de nitratos, fosfatos y potasio son de 6,5 a 7,5 siendo estos los recomendables (Soluciones Prácticas, 2009).

El clima, en general el orégano se adapta a cualquier tipo de clima, pero el mayor rendimiento se alcanza en los ambientes templados con temperaturas entre 10° y 14°C y soleados, recomendable de 7 a 8 horas de sol (Mejia, 1992).

2.2.3.2 *Siembra.*

En la siembra del orégano se tiene diferentes particularidades a tomar en cuenta como son:

- La época de plantación: En la sierra las mejores condiciones agroclimáticas que encontramos son las temporadas de inicio de lluvias aproximadamente entre los meses de septiembre y diciembre donde también presentamos las temperaturas adecuadas para el correcto desarrollo de la plantación.
- Selección de esquejes: La selección de esquejes es de los aspectos más importantes para asegurar una buena producción, de las características principales según Salas (2016), tenemos que la longitud adecuada es de 20 a 30 centímetros de largo, tallos gruesos de color rojizo oscuro y hojas anchas de color verde intenso. También, la plantación madre debe encontrarse en inicios de floración.
- Cortes de esquejes: Se realiza con la ayuda de una tijera de podar, desinfectándola cada cierto tiempo para evitar la transmisión de enfermedades, se recomienda realizar esta tarea en la madrugada ya que así se evita la deshidratación de los esquejes cortados.
- Surco y densidad de siembra: El suelo debe estar debidamente nivelado para evitar el empozamiento, del cual sus daños ya hablamos anteriormente. La densidad de siembra según Soluciones Prácticas (2009) varía entre 70,000 a 90,000 golpes de tres ramas o esquejes por hectárea que es aproximadamente 600 a 660 kg. La distancia entre surco y surcos varía entre 35 a 45 cm y el distanciamiento entre planta y planta varia de 30 a 35 cm.

- **Riego:** La recomendación en general es que luego de la siembra se proceda a tener un riego ligero. Y los subsiguientes dos se realicen 3 y 4 días después.

Tenemos así datos de entrada importantes los cuales nos servirán de límites para poder dirigir de manera adecuada el diseño de la máquina, uno de los más importantes es la distancia entre surcos, el cual definirá ciertas características geométricas de la máquina. También el tipo de terreno al que se enfrentará la máquina, el cual nos servirá para determinar el tipo de ruedas que estén mejor adecuadas.

2.2.3.3 *Secado.*

La forma más tradicional de secado es, colocando el producto en mantas bajo el sol y exponerlo por 4 días, obviamente este tipo de proceso de secado no reúne las condiciones básicas de higiene lo cual de como resultado un producto poco competitivo y de baja calidad (Klauer Garcia, 2009).

Por otra parte, tenemos el secado bajo sombra, este se realiza en recitos muy bien ventilados a temperatura ambiente lejos de la radiación solar, se distribuye en anaqueles, el secado depende mucho de la cantidad de aire a la que este expuesto el producto (Soluciones Prácticas, 2009).

2.2.4 *Cosecha del orégano.*

En general el momento de cosecha depende de qué tipo de mercado se quiere destinar el producto. Si el mercado al que se destina requiere de una hoja entera y grande aproximadamente de 4 a 8 mm, se tiene que el índice de cosecha es cuando se está a inicios de floración, aproximadamente cuando se presente un 15% de emisión de primordios florales. En contraparte, si el mercado al que va dirigido requiere un ahoja más pequeña de 1 a 2 mm, tenemos que el índice de cosecha se presenta aproximadamente al término de la floración, cuando se presenta la formación del llamado “canuto”, que presenta las mismas características de las hojas requeridas. En general sea el tipo de hoja pequeña o grande, se recomienda que la cosecha se realice después del rocío de la mañana ya que si se realiza después de una lluvia el producto tiene a oxidarse perdiendo así su valor en el mercado, también es muy importante mantener la limpieza de las herramientas a usar para evitar la propagación de enfermedades de planta a planta (Soluciones Prácticas, 2009).

En cuanto al corte que se realiza a las matas, es aproximadamente a unos 5 cm por encima de la base del suelo, luego se procede a espolvorear con ceniza las plantaciones ya cortadas, esto con la finalidad de acelerar la cicatrización de los tallos y evitar la proliferación de hongos (Klauer Garcia, 2009).

Después del corte, el producto deberá ser puesto en mantas o bandejas, y deberán llevarlo rápidamente al área de secado, la relación de planta fresca a planta secada es de 5.5 a 1 eso quiere decir que por cada 100 kg de planta cortada solo se obtiene 15 kg de orégano seco aproximadamente (Klauer Garcia, 2009).

Los rendimientos de las cosechas dependen muchos del tipo de hoja que se desea y también de las altitudes a las que este sembrado el producto, por ejemplo, en altitudes de 1,000 a 2,000 m.s.n.m se puede obtener hasta 6 cortes por año (superan los 3,000 kg/há), en alturas de 2,000 a 3,000 m.s.n.m se pueden obtener 4 cortes al años (hasta 3,000 kg/há) y en zonas por encima de los 3,000 m.s.n.m normalmente se obtienen 3 cortes por año (hasta los 2,500 kg/há) (Salas, 2016).

2.2.4.1 Métodos de cosecha y maquinas en el mercado.

Actualmente en el mercado peruano la cosecha de orégano se realiza con herramientas manuales y herramientas semiautomáticas.

La herramienta manual y la que es más utilizada en la cosecha del orégano es la hoz (Figura 2) la calidad del corte depende únicamente de la técnica del operario, así como la higiene del producto.



Figura 2. Ejemplo de hoz de mano. Fuente: Tramontina, 2009.

En cuanto a herramientas semiautomáticas tenemos que la desbrozadora (Figura 3) es la más utilizada, encontramos también que algunos modelos de esta herramienta tienen la característica de multifunción, a la cual se le acopla un cuchillo para realizar la función de cortasetos (Figura 4) que también es muy utilizada en la cosecha de orégano.



Figura 3. Ejemplo de desbrozadora. Fuente: Ferrekasa, 2019.



Figura 4. Cortasetos adaptado a desbrozadora. Fuente: Ferrekasa, 2019.

En la Tabla 1 se realiza una comparativa de los costos a los que la maquina se tendrá que adecuar para poder competir en el mercado, los precios presentados son de referencia.

Tabla 1.
Comparación de costos de herramientas en el mercado.

Herramienta para cosecha	Costos aproximados (S/.)
Hoz de mano	35.00
Desbrozadora a gasolina	450.00
Desbrozadora a gasolina 4 en 1	1500.00

Nota: Elaboración propia.

En conclusión, estas características de la cosecha nos ayudan a evaluar cuatro principales puntos para el correcto diseño de la maquina:

- El ambiente donde se desenvolverá la maquina tendrá presencia de humedad, lo cual nos indica que los materiales podrían presentar problemas de corrosión.
- Las cuchillas de la maquina deben ser de un material bactericida, ya que si no es así podría haber infecciones de unas plantas a otras y se podría dañar el cultivo en general.
- También, tenemos otra limitante que es la altura del corte que, según el autor, es de aproximadamente 5 cm del nivel del piso y ya que el terreno no es completamente plano y presenta algunas imperfecciones, nuestra maquina debe tener la capacidad de variar la altura a la cual se desarrolla el corte.
- El costo de las maquinas en el mercado a los que la nueva cosechadora se tendrá que ajustar para buscar competitividad.

2.2.5 Usos del orégano.

La parte más usada de la planta de orégano son las hojas, ya sea frescas, secas picadas. La calidad de estas se mide mediante el aceite volátil y el contenido de humedad, como algunos ejemplos tenemos:

- Como condimento, es una de las especias más populares a nivel mundial y su uso en la gastronomía está bastante extendido tanto en la comida italiana como en la peruana.
- A escala industrial, es muy usado en perfumería por su gran contenido de aceites esenciales los que resaltan y fijan sus aromas, de igual forma es usado en la elaboración de jabones perfumados y en los diversos preparados de tocador (Trasmonte, 1993).
- En la industria farmacéutica se usa para preparar linimentos antirreumáticos, cremas para la dermatitis, como desinfectante y cicatrizante. También es indicado por sus propiedades terapéuticas en el tratamiento de trastornos digestivos (dispepsias, flatulencias), en accesos de tos, faringitis y bronquitis (Ruiz & Melo, 2010).

2.2.6 Orégano en el Perú.

La distribución geográfica del orégano se encuentra presente principalmente en las zonas de Tacna, Arequipa y Moquegua, en la Tabla 2. veremos la producción y el rendimiento por región.

Tabla 2.
Estadística Nacional de Orégano al 2015, según Región.

Región	Producción (t)	Superficie	Rendimiento	Precio en
Nacional		(ha)	(kg/ha)	chacra (s/. /kg)
Tacna	10 898	2 048	5 321	4.49
Arequipa	3 232	680	4 753	4.53
Moquegua	1 425	710	2 006	4.74
Junín	64	30	2 119	4.47
Apurímac	32	27	1 178	2.27
Ayacucho	31	10	3 100	4.84
Puno	15	5	3 000	0.62
La Libertad	5	2	3 000	3.17
TOTAL	15 701	3 512	4 471	

Nota: Recuperado de, Producción y exportación de orégano de la región Tacna, Salas, 2016.

2.2.6.1 Zonas de cultivo

El presente trabajo se centrará en las principales regiones productoras, Tacna y Arequipa, teniendo estas las siguientes principales zonas productoras.

- En Arequipa, como principales centros de cultivo se tiene: Huambo, Quiscos, El Cural, Chiguata, Polobaya, Yarabamba y Quequeña. Y también gracias al apoyo del gobierno regional se están empezando a potenciar la producción de orégano en Lluta y Huambo (Caylloma), también se tiene que destacar la gran calidad de orégano producido en zonas conocidas como Chinín, Piche, Suchoc, Sajarhua, Huamboquina, Cantas y San Cristóbal, todas estas también pertenecientes a la provincia de Caylloma (Andina, 2013).
- En Tacna, las principales zonas de producción se encuentran en las provincias de Candarave y Tacna, con 800 y 465 hectáreas cultivadas, respectivamente. Así mismo, son considerables las zonas de cultivo de las provincias Jorge Basadre y Tarata, que albergan 443 hectáreas y 340 hectáreas, en ese orden (SENASA, 2018).

2.2.6.2 Exportación del orégano

Uno de los países con la mayor aceptación en el mercado es Brasil con un 40% del FOB hasta marzo del 2019, como se observa en la Figura 5.

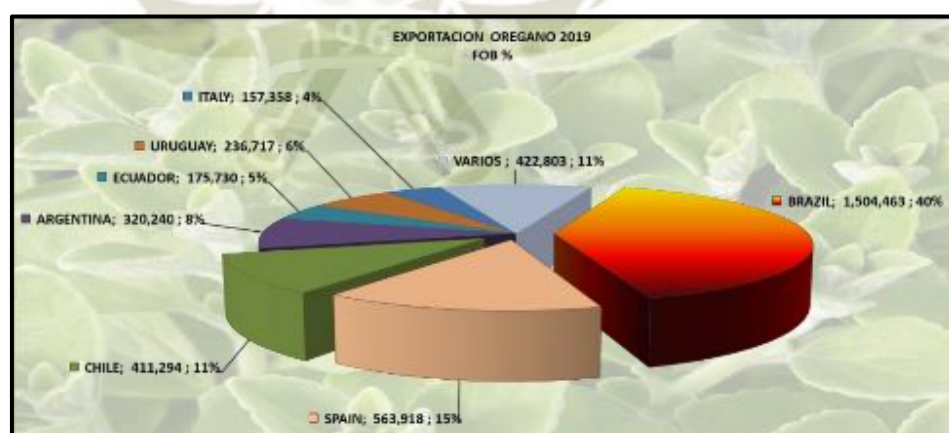


Figura 5. Principales destinos de exportación. Fuente: Agrodata, 2019.

En general, la tendencia en los años 2017 y 2018 se mantiene, aunque se aprecia un claro descenso, esto debido a que el precio del orégano en el año 2018 presentó una caída, esto se puede apreciar en las Figuras 6 y 7.

EXPORTACION OREGANO			11			
MES	2018			2017		
	FOB	KILOS	PREC. PROM.	FOB	KILOS	PREC. PROM.
ENERO	2,211,142	557,761	3.96	1,450,801	405,283	3.58
FEBRERO	2,175,179	627,695	3.47	1,572,571	439,267	3.58
MARZO	1,967,086	657,804	2.99	1,911,141	502,870	3.80
ABRIL	1,262,283	502,385	2.51	827,441	219,044	3.78
MAYO	1,654,684	599,030	2.76	687,243	177,593	3.87
JUNIO	1,135,020	473,014	2.40	1,717,392	458,165	3.75
JULIO	1,419,836	526,967	2.69	1,405,702	356,642	3.94
AGOSTO	1,541,260	590,005	2.61	1,856,877	453,280	4.10
SEPTIEMBRE	817,539	323,591	2.53	1,490,986	353,367	4.22
OCTUBRE	1,158,442	457,425	2.53	1,629,093	357,692	4.55
NOVIEMBRE	1,220,786	497,407	2.45	2,210,698	464,985	4.75
DICIEMBRE	-	-	-	3,043,649	660,837	4.61
TOTALES	16,563,257	5,813,084	2.85	19,803,594	4,849,025	4.08
PROMEDIO MES	1,505,751	528,462		1,650,300	404,085	
% CREC PROMEDIO	-9%	31%	-30%	60%	1%	59%

Figura 6. Comparación precio del Orégano en los años 2017 y 2018. Fuente: Agrodata, 2019.

Como se puede apreciar, a pesar de que la producción en el 2018 superó la del 2017, el precio del orégano descendió un 30% el año 2018, dando así un resultado de un crecimiento del -9% en el FOB el año 2018.

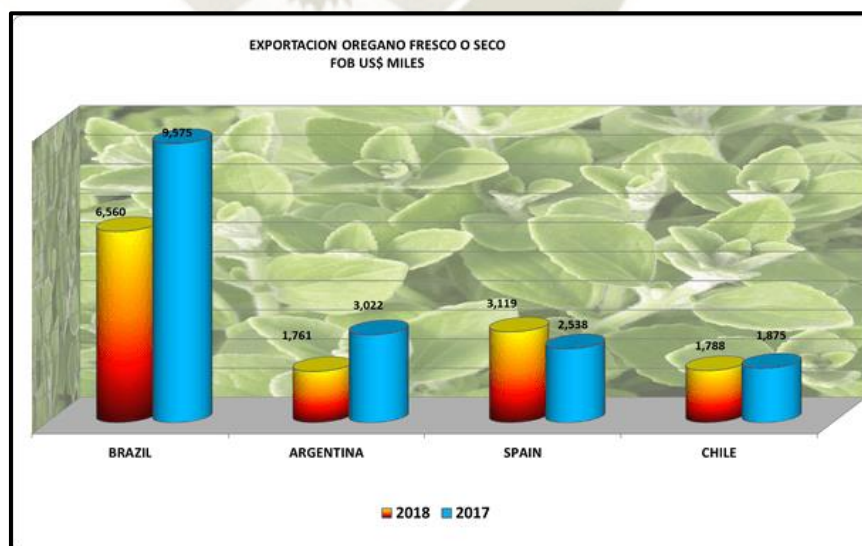


Figura 7. Comparación de exportaciones en los años 2017 y 2018. Fuente: Agrodata, 2019.

2.3 Metodologías de diseño

El diseño de máquinas tiene como herramienta la aplicación de diferentes conocimientos científicos a una solución técnica, teniendo como limitantes los materiales, la economía, tecnología, las leyes, el medio ambiente y los humanos.

Según Pahl (2007), el diseño en ingeniería es una actividad multidisciplinar que afecta a casi todas las áreas de la vida humana y que requiere responsabilidad e integridad profesional. En el campo de ingeniería mecánica, específicamente en el área de diseño de máquinas, el diseño de un producto tiene como objetivo la definición y la generación de un nuevo producto que cumpla con un ciclo de vida predispuesto, las especificaciones y todas aquellas delimitantes que lo hacen factible para su fabricación (Riba, 2002).

Es así que en las últimas décadas se han desarrollado diversas metodologías, métodos o metódicas de diseño para que cuando se pretenda desarrollar un proyecto de diseño, el diseñador pueda identificar, analizar y seguir un proceso que los "atterrice", y les ayude a lograr la mejor solución (Baxter, 1995).

En el proceso de búsqueda de metodologías, tenemos: Otto y Wood, Hans Gugelot, Koller, Niegel Cross, Pahl y Beitz, QFD, Rodenacker, Roth, U.T.F.S.M., VDI 2221 y VDI 2222.

2.3.1 Metodología de diseño según norma VDI 2221.

La norma VDI 2221 nació como una variación de la normativa VDI 2222, esta sigue un proceso organizado en el cual se analiza y se entiende el problema de manera profunda, luego se descompone en problemas secundarios, se encuentran soluciones secundarias para consecuentemente combinarlas y encontrar una solución principal como se muestra en la Figura 8 (Cross, 1999).

Esta metodología se considera la más completa para el diseño de máquinas por los siguientes motivos (Sinaipar, Yudoko, Dowaki, & Adhiutama, 2013).

- Adapta de forma concisa diversas metodologías desarrolladas previamente.
- Sirvió de base para metodologías posteriores.
- Se aplica ampliamente en el proceso de diseño de productos en diferentes sectores.

La estructura de este enfoque general del diseño de basa en siete etapas que es muestra en la Figura 9 (Riba, 2002).

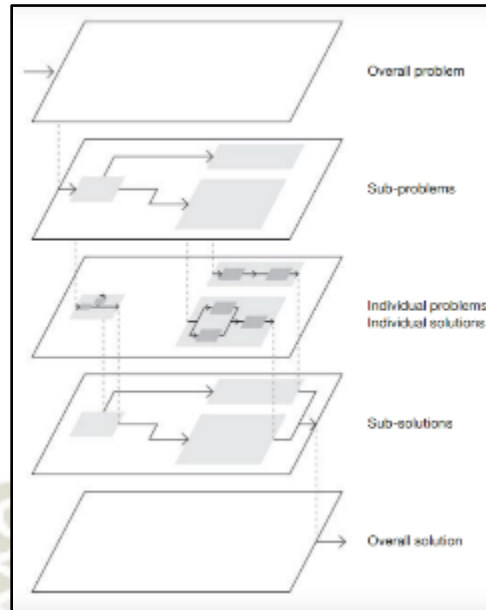


Figura 8. Modelo VDI 2221 del desarrollo hasta la solución. Fuente: Cross, 1999.

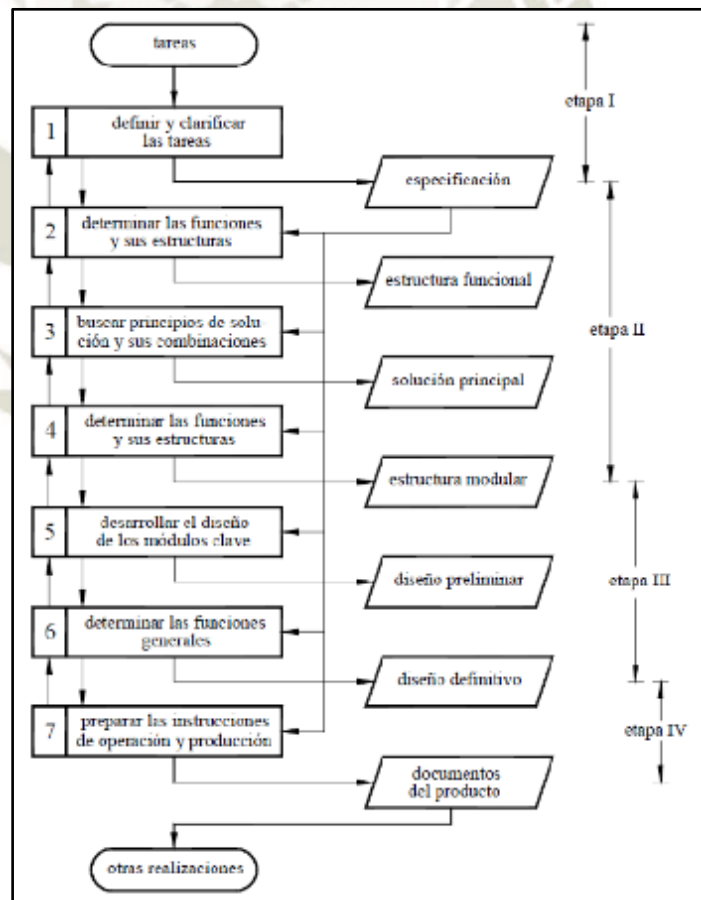


Figura 9. Estructura de diseño según la norma alemana VDI 2221. Fuente: Riba, 2002.

2.4 Análisis de elementos finitos (FEA)

La simulación computacional se utiliza ampliamente en las empresas para hacer análisis y mejorar la calidad de los productos y proyectos. La mayoría de estos análisis se llevan a cabo mediante uso de softwares que utilizan el Método de Elementos Finitos, lo cual permite obtener respuestas para numerosos problemas de ingeniería (Budynas & Nisbett, 2008). En general, hay tres fases en cualquier tarea asistida por computador:

1. **Preprocesamiento.** Definir el modelo de elementos finitos y los factores ambientales que influyen en él.
2. **Solución del análisis.** Solucionar el modelo de elementos finitos.
3. **Post procesamiento** de resultados usando herramientas de visualización.

2.4.1 Preprocesamiento.

Se trata de construir un modelo de elementos finitos de la estructura a ser analizada. Éste puede ser 1D, 2D, o 3D. El objetivo principal del modelo es replicar de manera realista los parámetros importantes y características del modelo real. Una vez se ha creado la geometría, se utiliza un procedimiento para definir y dividir el modelo en "pequeños" elementos. En general, un modelo de elementos finitos está definido por una malla, la cual está conformada por elementos y nodos. Los nodos representan puntos en los cuales se calcula el desplazamiento (análisis estructural) (Zienkiewicz & Taylor, 1994).

2.4.2 Solución del análisis.

En esta etapa el análisis de elementos finitos lleva a cabo una serie de procesos computacionales los cuales implican fuerzas, y las propiedades de los elementos de donde producir un modelo de solución. Tales análisis estructurales permiten la determinación de efectos como deformaciones, estiramiento o estrés que son causados por fuerzas estructurales (presión, gravedad, etc.) (Zienkiewicz & Taylor, 1994).

2.4.3 Post procesamiento.

Estos resultados pueden ser interpretados utilizando herramientas visuales dentro del ambiente de FEA para visualizar e identificar completamente el análisis. Herramientas numéricas y gráficas permiten la localización precisa de información como esfuerzos y deformaciones a ser identificadas. (Zienkiewicz & Taylor, 1994).

2.5 Software de diseño y FEA

Los Software que utilizamos en este trabajo de investigación fueron:

- **Autodesk Inventor:** El software CAD Inventor® proporciona herramientas de calidad profesional para diseño mecánico 3D, documentación y simulación de productos. Trabaja de manera eficiente con una combinación potente de capacidades de diseño paramétrico, directo, de formas libres y basado en reglas (AUTODESK, 2019).
- **AutoCAD:** AutoCAD® es un software de diseño asistido por computadora (CAD) en el cual se apoyan tanto arquitectos como ingenieros y profesionales de la construcción para crear dibujos precisos en 2D y 3D (AUTODESK, 2019).
- **Inventor NASTRAN:** Inventor® Nastran® ofrece herramientas de análisis de elementos finitos (FEA) para ingenieros y analistas. La simulación cubre múltiples tipos de análisis, como el estrés lineal y no lineal, la dinámica y la transferencia de calor (AUTODESK, 2019).
- **MathCAD:** Es un software de computadora diseñado principalmente para la verificación, validación, documentación y re-uso de cálculos de ingeniería (PTC, 2019).

2.6 Entorno legal

- **DECRETO LEGISLATIVO N°1062:** “Ley de inocuidad de los alimentos”. Establece un régimen jurídico para garantizar la inocuidad de los alimentos destinados a consumo humano.
- **NTP 209.190:2011/ENM 1:2013 ESPECIAS, CONDIMENTOS Y HIERBAS AROMÁTICA:** Establece los requisitos mínimos de calidad para el orégano.
- **DECRETO SUPREMO N°007-98-SA, REGLAMENTO SOBRE VIGILANCIA Y CONTROL SANITARIO DE ALIMENTOS Y BEBIDAS:** De este decreto supremo rescatamos el Artículo 119° el cual nos refiere sobre materiales que pueden estar en contacto con los alimentos.

- **RM N° 615-2003 SA/DM:** Norma sanitaria que establece los criterios microbiológicos de calidad sanitaria e inocuidad para los alimentos y bebidas de consumo humano.
- **AWS:** Sociedad Americana de Soldadura (American Welding Society)
- **ASTM:** Sociedad Americana para Pruebas y Materiales (American Society for Testing and Materials o ASTM International)
- **ANSI:** Instituto Estadounidense de Estándares Nacionales (American National Standards Institute), estándar para la fabricación de flechas o ejes.
- **NTP 833 :1968 DIBUJO TÉCNICO:** Norma que establece todos los requisitos que deben emplearse en todos los dibujos técnicos.



Capítulo III. Definición y clarificación de la idea

En este capítulo se desarrolló la primera etapa de la norma VDI 2221, la cual es la definición. Se aplicarán diferentes estrategias como:

- Análisis de estado del arte.
- Árbol de funciones.
- Casa de la calidad.

Todo esto para lograr el objetivo principal el cual es obtener una especificación.

3.1 Análisis del estado del arte

En este apartado se desarrolló una síntesis de las características principales del orégano, algunas de estas características ya fueron mencionadas en el capítulo anterior y otras se complementarán en este capítulo. Logrando así una mayor comprensión del producto y del entorno que lo rodea.

- La temperatura en Arequipa es de 25°C a 10°C con una humedad relativa de 27%.
- La temperatura en Tacna es de 28°C a 12°C y una humedad relativa de 75%.
- Las distancias de surco a surco oscilan entre 350mm a 450mm.
- El ancho de cada surco es aproximadamente de 350mm a 450mm.
- La altura de los surcos es aproximadamente de 200mm.
- Tipo de suelo en su mayoría franco arenoso, suelo de textura media-fina.
- En la cosecha se pueden propagar enfermedades de planta a planta debido al corte.
- Altura del corte es de 50mm desde la base de la planta.
- Se usan dos diferentes herramientas de corte en la cosecha actual (la oz y desbrozadora adaptada).
- Normalmente se realizan dos cosechas al año, eso se traduce en un total de 1600 soles en mano de obra para la cosecha de una hectárea.

- Materiales por utilizar deben ser adecuados para el contacto con alimentos.

3.2 Árbol de funciones

En el “árbol de funciones”, se consideró los requerimientos que son necesarios en la maquina cosechadora de orégano. El árbol comienza a partir de los requerimientos funcionales de alto nivel y se va trabajando hacia las funciones detalladas de nivel inferior, esto se observa en la Figura 10.

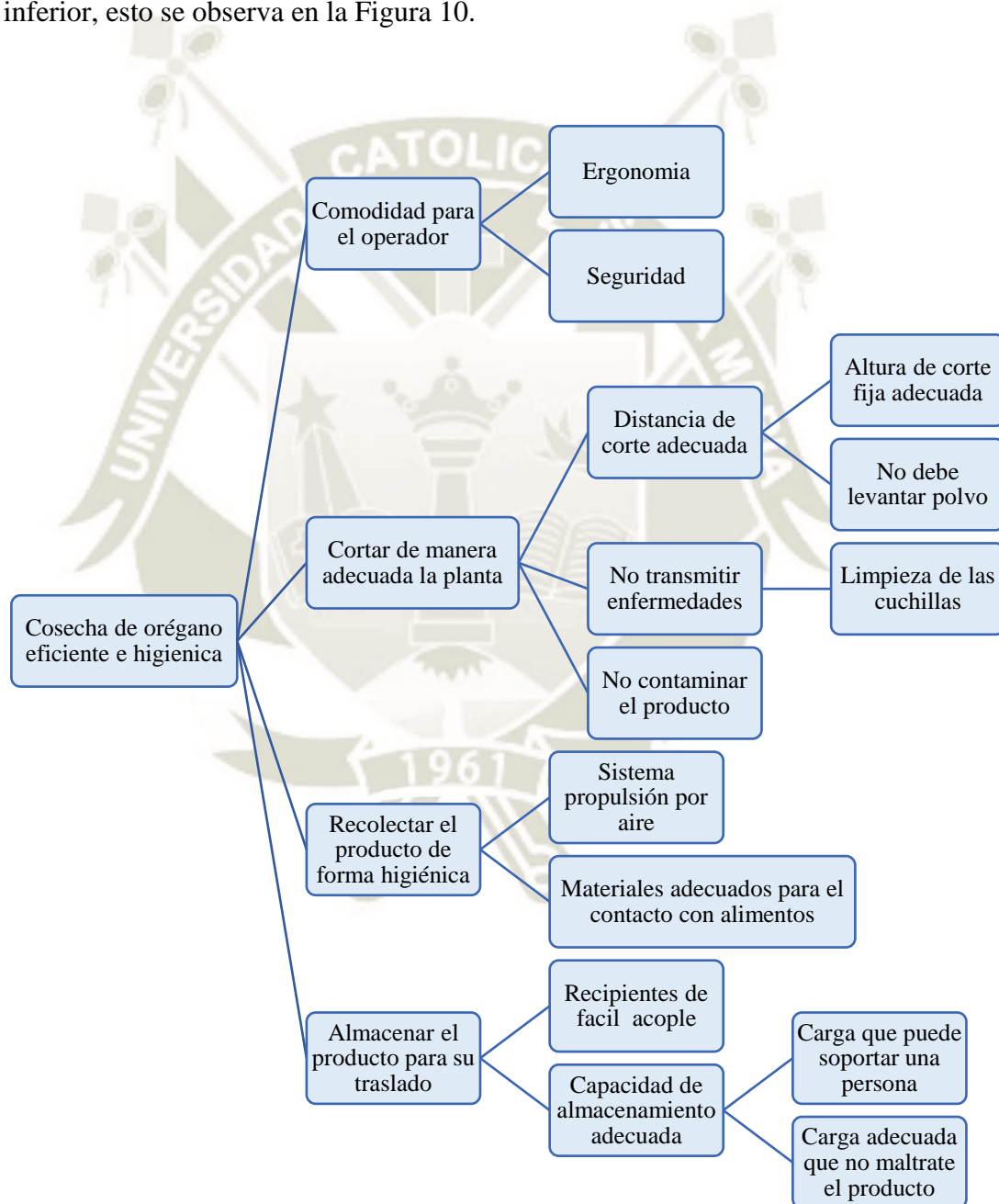


Figura 10. Árbol de funciones para la maquina cosechadora de orégano. Fuente: Propia.

3.3 Casa de la calidad

Basándonos en el “árbol de funciones” se realizó la casa de la calidad, esta es una estrategia para visualizar los puntos clave para realizar el diseño de la máquina. Esta se desarrolló de la siguiente forma.

Primero se realizan los “¿QUÉ?” o los “atributos del cliente” (número 1 de la Figura 11), esto se refiere a las características más importantes que el público requiere en esta máquina, seguidamente se realiza una comparativa con los adversarios (número 2 de la Figura 11), en este caso las maquinas utilizadas actualmente en el mercado, para saber cuáles son nuestras debilidades y en que puntos podemos ser más fuertes que nuestros adversarios.

El siguiente punto que se realiza es los “¿CÓMO?” o las “características de ingeniería” (número 3 de la Figura 11) el principal objetivo de este punto es dar solución a las peticiones de los “¿QUÉ?”. Cada una de estas características se correlaciona con los “¿QUÉ?” para realizar una evaluación obteniendo así una matriz de relaciones (número 4 de la Figura 11), para más adelante determinar en que puntos debemos enfocarnos para la realización del diseño.

También realizamos una correlación de los “¿CÓMO?” (número 5 de la Figura 11) para evaluar cuál de ellos es el más importante y así obtener la principal característica de ingeniería en la debemos prestar mayor atención a la hora del diseño.

Finalizamos la “casa de la calidad” con la evaluación competitiva y la puntuación (número 6 de la Figura 11), esta puntuación nos ayudara a saber por donde debemos empezar a la hora de realizar el diseño.

En la Figura 11 podemos observar el esquema y la secuencia de realización. La casa de la calidad realizada para este proyecto se muestra en el Anexo 1.

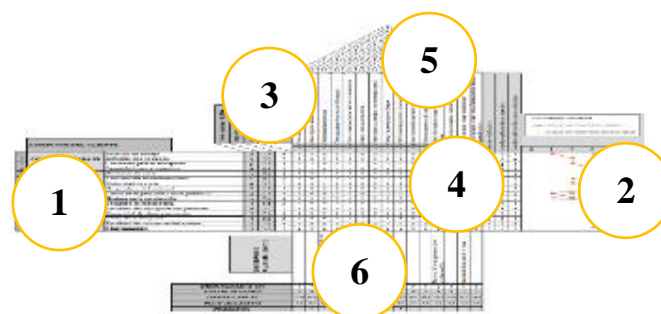


Figura 11. Secuencia de la realización de la “casa de la calidad”. Fuente: Propia.

Finalmente, los puntos clave observados en los que se debe concentrar el diseño de la máquina, ordenados de mayor prioridad a menor prioridad son:

1. Utilizar materiales económicos.
2. Mantener una altura de corte adecuada.
3. Utilizar materiales permitidos para el contacto con alimentos.
4. Diseñar ergonómicamente el espacio del operador.
4. Usar una fuente de energía externa.
5. Usar un sistema y/o mecanismo para recolectar el material.

3.4 Tabla de especificaciones

El método de “lista de especificaciones” pretende ayudarnos a definir el problema de diseño. Esta especificación define las limitantes del proyecto de forma genérica, por lo tanto, se hace énfasis en el rendimiento que se desea alcanzar.

LISTA DE ESPECIFICACIONES			
Proyecto:		Redactado por:	
Máquina cosechadora de orégano		Rojas Morales William Junior	
Cambios (Fecha)	Deseos o Exigencia	Especificación	Categoría
28/06/2019	E	La máquina debe tener la capacidad de cortar y recolectar el orégano de forma higiénica sin necesidad de contacto humano con el producto.	Función principal
28/06/2019	D	El costo de la máquina no deberá superar los 4000 soles.	Costo
28/06/2019	E	El material que estará en contacto con el producto deberá ser el adecuado según DECRETO SUPREMO N°007-98-SA.	Normativa
28/06/2019	E	La máquina deberá tener las dimensiones reducidas en la medida que sea posible.	Geometría

28/06/2019	E	La velocidad de avance de la máquina dependerá del operador que empuje la máquina, esta es aproximadamente 4 km/h.	Cinemática
28/06/2019	E	La máquina utilizara una fuente de energía para realizar el corte y la recolección del producto más no para su movilidad.	Función principal
28/06/2019	D	La máquina utilizará un motor de combustión interna o eléctrico para otorgar energía a las funciones de corte y recolección del producto.	Energía
28/06/2019	E	La fuerza que aplicará el operador de la maquina deberá ser la menor posible.	Seguridad
28/06/2019	E	Se deberán tomar medidas de seguridad a los elementos mecánicos que podrían generar algún daño al operador o a otras personas del entorno.	Seguridad
28/06/2019	D	Los ruidos fuertes que puedan causar daños al operador deberán evitarse.	Seguridad
28/06/2019	E	La altura de corte de la máquina será fija.	Función principal
28/06/2019	E	El método de recolección deberá realizarse de la forma más higiénica posible evitando el contacto con personas.	Función principal
28/06/2019	E	El sistema de almacenamiento temporal del producto deberá ser lo suficientemente grande como para que la maquina siga funcionando por un tiempo considerable.	Función principal
28/06/2019	D	Los componentes de la maquina deberán tener un buen acceso o en su caso poder desmontarse para su mantenimiento.	Mantenimiento
28/06/2019	D	La estructura de la máquina deberá ser lo más sencilla posible para facilitar su traslado a la zona de trabajo.	Transporte
28/06/2019	E	El diseño de la maquina deberá permitir al operador maniobrar fácilmente el equipo en el lugar de trabajo.	Ergonomía

28/06/2019	E	Los mandos para operar la máquina deberán estar en una zona de fácil acceso y deberán ser fáciles de identificar para el operador.	Ergonomía
28/06/2019	E	La mayoría de los materiales deben estar disponibles en el mercado regional.	Fabricación
28/06/2019	D	Las operaciones de maquinado deberán ser la minoría en la fabricación.	Fabricación
28/06/2019	E	La fabricación de la maquina deberá ser sencilla y debería poder hacerse en talleres locales.	Fabricación
28/06/2019	E	Las maquina deberá tener la capacidad de poder adaptarse a cualquier tipo de terreno.	Función principal
28/06/2019	D	El sistema de recolección se realizará mediante un sistema de ventilación para elevar el material	Función principal
28/06/2019	E	Para el diseño de partes no convencionales, se consultará la bibliografía especificada de acuerdo con lo deseado.	Diseño
28/06/2019	D	El color de la estructura de la maquina será RAL 1028, la cual será una pintura epóxica de espesor 6 mills como mínimo.	Diseño
28/06/2019	D	Se utilizará la metodología LRFD para el diseño estructural de máquina.	Diseño
28/06/2019	E	Se usará simulación por elementos finitos para corroborar los cálculos y garantizar la vida útil de la máquina.	Diseño
28/06/2019	D	La vida útil de la maquina deberá superar los 5 años.	Diseño

Esta lista de especificaciones es el resultado que se obtiene al realizar la primera etapa de la metodología VDI 2221 y con esto también se realizó el primer paso de los siete. Esto quiere decir que ya clarificamos y definimos la tarea principal de la máquina, tomando en cuenta las principales características de diseño que definimos en los anteriores apartados.

Capítulo IV. Diseño conceptual

En este capítulo se desarrolló la segunda etapa de diseño y así también los pasos 2, 3 y 4 de la metodología VDI 2221. Para eso aplicaremos las siguientes estrategias:

- Caja negra.
- Caja transparente.
- Matriz morfología.

Obteniendo, como resultado:

- Estructura de funciones.
- Solución principal.
- Estructura de modelo.

4.1 Caja negra

En esta etapa del diseño se enfatizó en lo que el nuevo diseño debe lograr y no en cómo lo va a lograr, la forma más sencilla de realizar esto es con una metodología llamada “la caja negra”, esta convertirá ciertas “entradas” en “salidas” deseadas (Cross, 1999).



Figura 12. Diagrama de caja negra para máquina cosechadora de orégano. Fuente: Propia.

Entradas:

- **Energía:** Solo tenemos la energía aportada por el operador al empujar la máquina.
- **Señales:** Tenemos señales visuales y también sonoras de que la máquina está en funcionamiento.
- **Materia:** La única materia que entra a la máquina es la planta del orégano en su forma de sembrío.

Salidas:

- **Energía:** La máquina despedirá calor y ruidos al ambiente.
- **Señales:** Obtendremos señales visuales de que la máquina realizó su función.
- **Materia:** Adquiriremos el orégano cortado.

4.2 Caja transparente

Una vez que tenemos identificado lo que la máquina va a lograr, gracias a la “caja negra”, se procedió a analizar cómo se va a lograr y que funciones realizará la máquina por dentro para conseguir el resultado requerido. Es así como obtenemos la caja transparente la cual se aprecia en la Figura 13.

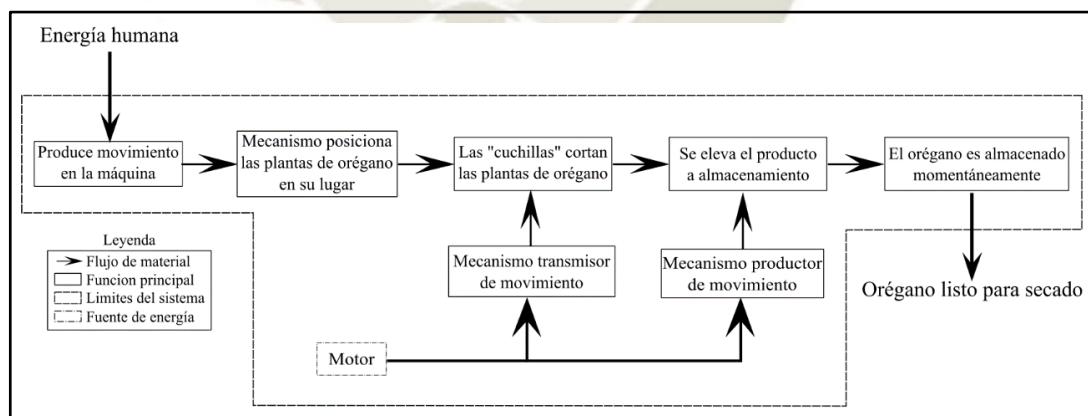

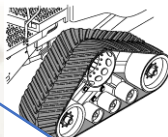

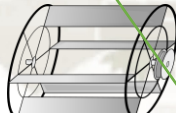
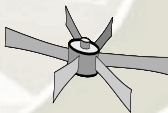
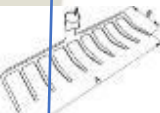
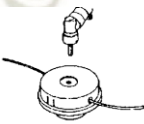
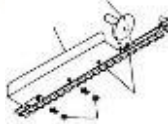



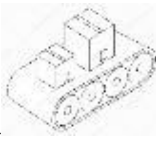
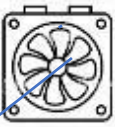

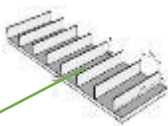



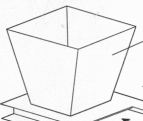
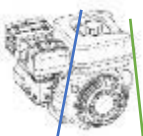


Figura 13. Diagrama de caja transparente para la máquina cosechadora de orégano. Fuente: Propia.

Entonces tendremos las siguientes funciones principales en el siguiente orden:

1. Movimiento de la máquina.
2. Mecanismo para posicionar las plantas.
3. Cuchillas y mecanismo que realiza el corte.
4. Mecanismo o sistema que eleva el material.
5. Almacenamiento de material.
6. Fuente de energía.

4.3 Matriz morfológica

Soluciones					
Funciones		1	2	3	4
1	Movimiento de la máquina.	Ruedas ligeras 	Ruedas tipo oruga 	Ruedas pesadas 	
2	Mecanismo para posicionar las plantas.	Sistema cilíndrico 	Sistema de hélice 	Dientes de rastrillo 	
3	Cuchillas y mecanismo que realiza el corte.	Corte por impacto 	Sistema de sierra 	Sistema de disco de corte 	

4	Mecanismo o sistema que eleva el material.	Faja transportador 	Propulsión de aire 	Transporte de cadenas 	Faja dentada 
5	Almacenamiento de material.	Canasta 	Bolsa 	Cajón móvil 	Tolva 
6	Fuente de energía.	MCI 	Motor eléctrico 	Fuerza de operador 	

S1 S2

De la matriz morfológica obtenemos las siguientes soluciones:

1. Solución 1: Ruedas de gran diámetro y ligeras, sistema de jaula cilíndrica para sujetar las ramas, cuchillas tipo cortasetos para el corte, propulsión de aire para movilizar el material, bolsa para el almacenamiento temporal, motor de combustión interna como fuente de energía.
2. Solución 2: Ruedas de pequeño diámetro y ligeras, sistema de hélices para sujetar las ramas, cuchillos tipo disco de corte, faja dentada para transportar el material, tolva fija para almacenamiento temporal, motor de combustión interna como fuente de energía.

Observamos que la “Solución 2” es la más práctica ya que al tener soluciones que no necesitan de gran potencia energética podemos reducir el tamaño del motor y con eso reducir de manera significativa los costos.

4.4 Módulos principales para el diseño

Una vez concluidas y seleccionadas las soluciones y también ya definidas las funciones principales de la máquina se realizó una secuencia de diseño de cada módulo principal.

Teniendo así:

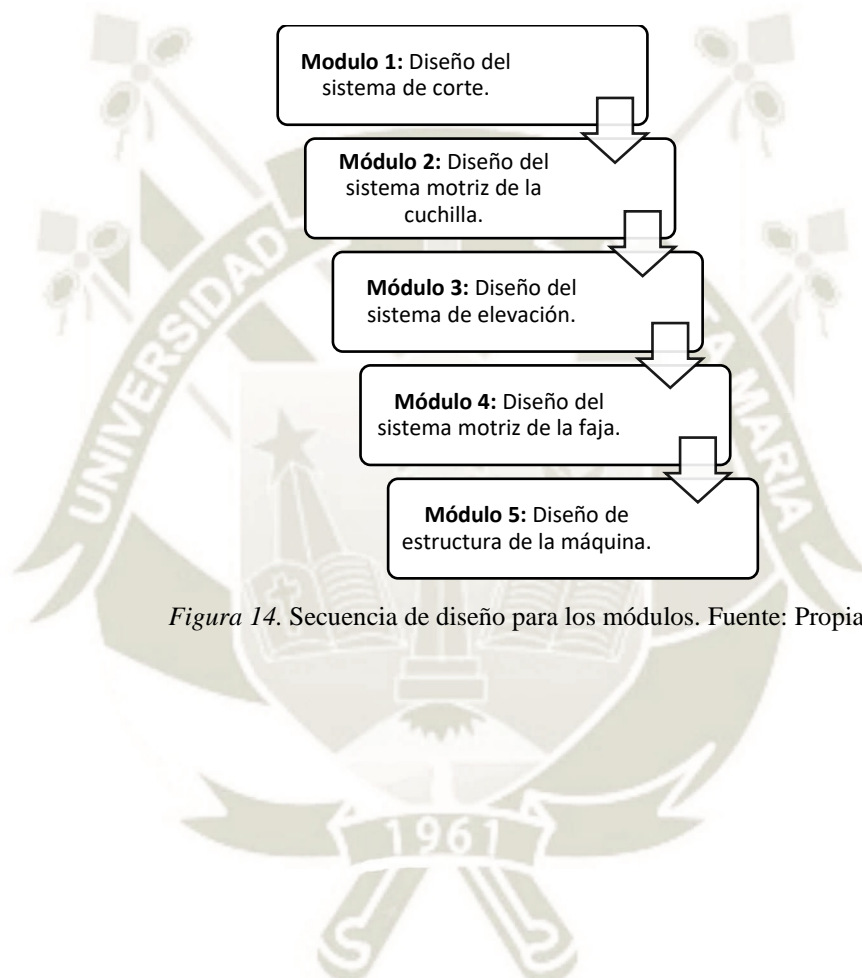


Figura 14. Secuencia de diseño para los módulos. Fuente: Propia.

Capítulo V. Diseño de forma

En este acápite se desarrolló la etapa 3 de la metodología de diseño VDI 2221, la cual se enfoca en el desarrollo de los módulos seleccionados en el capítulo anterior.

5.1 Diseño de los módulos principales

A continuación, se presentará los datos recopilados de la forma y dimensiones generales del terreno. Es muy importante tener estos valores ya que serán determinantes para dimensionar y diseñar de manera adecuada la máquina.

Para determinar las dimensiones principales fue necesario visitar campos de cultivo de orégano y realizar las mediciones correspondientes, estos campos estudiados se presentan en la figura 15.

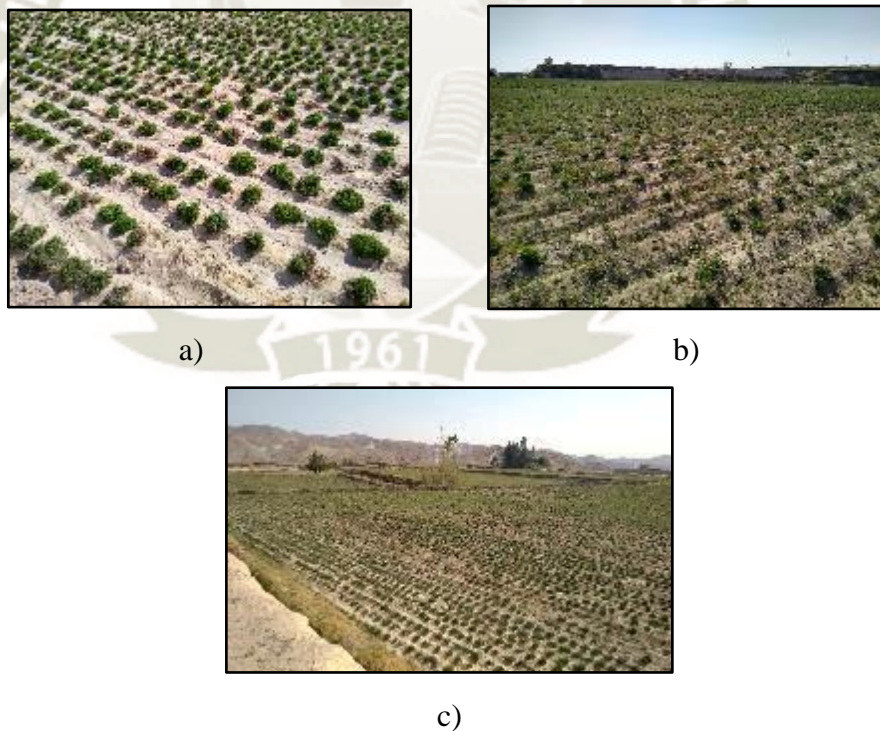


Figura 15. Plantaciones de orégano. a) Sitajara, b) El cural y c) El cural. Fuente: Propia.

Observamos también que la parte sobrante de la planta después de realizado el corte es demasiado dura en comparación con la planta, ya que en esta se encuentran los tallos secos de la planta de donde brotara la nueva cosecha, es lo podemos observar en la Figura 16.



Figura 16. a) Base de tallos de la planta, b) Planta en crecimiento. Fuente: Propia.

Descubrimos que los surcos “b” y “c” de la Figura 15 son muy similares entre sí, sus características principales es que fueron realizados de forma más rustica, es decir, que sus dimensiones no son tan regulares a lo largo del terreno, en contraparte tenemos el terreno del tipo “a” de la Figura 15 que presenta bastante regularidad. En la Figura 17 se muestran las dimensiones y la forma de los surcos estudiados. Podemos observar que el terreno del tipo “b” de la Figura 17 presenta mayor distancia en las hondonadas y su forma es más plana, también tenemos mayor altura en las crestas.

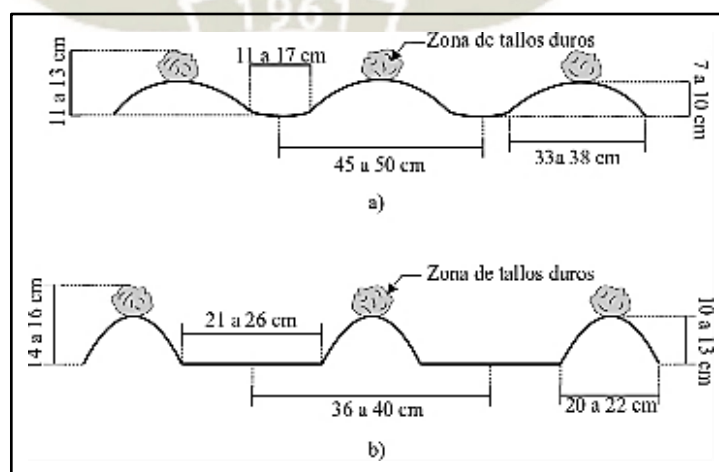


Figura 17. Dimensiones y forma de surcos estudiados. a) Surco de crestas achatadas, b) Surco de crestas empinadas, Fuente: Propia.

Obteniendo así las dimensiones que seleccionaremos para empezar a realizar el diseño, las cuales las mostramos en la Tabla 3.

Tabla 3.
Dimensiones seleccionadas para iniciar el cálculo.

Nombre	Símbolo	Cantidad	Unidad
Altura de cresta	Hcr	130	mm
Altura zona de tallos duros	Htd	160	mm
Separación entre plantas	Dpl	360	mm
Separación entre surcos	Dsur	110	mm
Ancho de surco	Asur	380	mm

Nota: Elaboración propia.

Una vez determinadas las dimensiones principales podemos iniciar con el diseño del primer módulo.

5.2 Diseño del Módulo 1: Sistema de corte

5.2.1 Selección de cuchilla y puntón.

Ya que se cortará orégano fresco, no existe literatura que nos refiera que tipo de cuchilla seleccionar, siendo este el caso nos inclinaremos por cuchillas angostas y aserradas por debajo, recomendadas por el fabricante para corte de césped y para motosegadoras. La longitud de la cuchilla está relacionada con la velocidad de corte de la cuchilla. Esto es importante ya que si la velocidad de corte es baja no se cortará de manera precisa el material y si es muy alta los esfuerzos dentro de los componentes del mecanismo serán muy altos y el coste de estos sería elevado.

Por lo que la solución fue realizar cálculos iterativos relacionando la velocidad de avance, velocidad de corte y longitud de cuchilla con el grosor de tallo y diámetro de la planta.

Para determinar los datos de entrada se consideró que:

- La velocidad de avance de la máquina sería menor a la velocidad de una persona caminando (5 km/hr).
- La velocidad de corte se asemejaría a la velocidad de los cortasetos la cual se encuentra aproximadamente entre 1300 a 1500 rpm.

- La longitud de la cuchilla se seleccionaría según catálogo de fabricante.
- El grosor de tallo y diámetro de la planta se determinaron por observación y los datos obtenidos se encuentran en el Anexo B.

Una vez identificados los datos de entrada se realizó el cálculo iterativo el cual se encuentra en el Anexo C determinando así:

- La cuchilla seleccionada será el modelo **58716 S** del fabricante Stella mostrada en el Anexo D y su puntón correspondiente.
- La velocidad corte de la maquina será de 1100 rpm.
- La velocidad de avance no debe superar los 4 km/hr

Con estos resultados determinamos que la máquina cortara de manera eficiente el sembrío de orégano.

5.2.2 Dimensionamiento del mecanismo biela - manivela – corredera.

Se inició el diseño del mecanismo hallando las ecuaciones fundamentales para definir su comportamiento cinemático (posición, velocidad y aceleración).

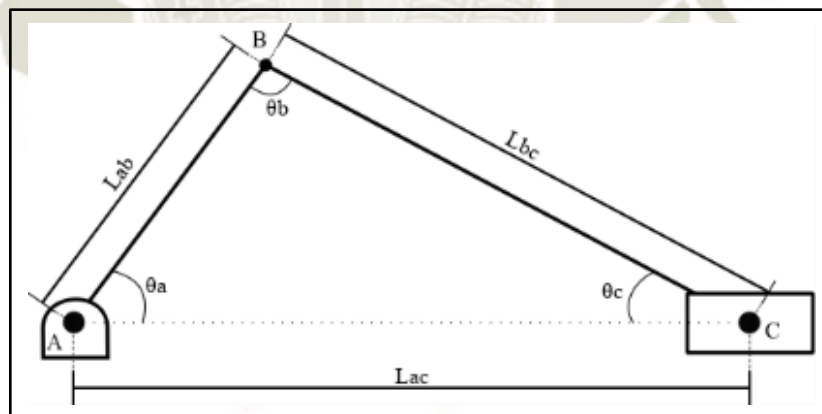


Figura 18. Mecanismo de cuatro barras manivela-corredera. Fuente: Propia.

Entonces de la Figura 18 tenemos:

$$L_{ac} = L_{ab} * \cos(\theta_a) + L_{bc} * \cos(\theta_c) \dots (1)$$

$$L_{ab} * \text{sen}(\theta_a) = L_{bc} * \text{sen}(\theta_c) \dots (2)$$

Despejando (2):

$$\theta_c = \arcsen\left(\frac{L_{ab} * \text{sen}(\theta_a)}{L_{bc}}\right)$$

Para la velocidad, derivando (2) con respecto al tiempo se tiene:

$$L_{ab} * \dot{\theta}_a * \cos(\theta_a) = L_{bc} * \dot{\theta}_c * \cos(\theta_c) \dots (3)$$

Despejando $\dot{\theta}_c$ de (3) tenemos:

$$\dot{\theta}_c = \frac{L_{ab} * \dot{\theta}_a * \cos(\theta_a)}{L_{bc} * \cos(\theta_c)}$$

Para la corredera derivando (1) se obtiene:

$$\dot{L}_{ac} = -L_{ab} * \dot{\theta}_a * \sin(\theta_a) + L_{bc} * \dot{\theta}_c * \sin(\theta_c) \dots (4)$$

Para la aceleración, derivando (3) con respecto al tiempo se tiene:

$$\begin{aligned} L_{ab} * \ddot{\theta}_a * \cos(\theta_a) - L_{ab} * \dot{\theta}_a^2 * \sin(\theta_a) \\ = L_{bc} * \ddot{\theta}_c * \cos(\theta_c) - L_{bc} * \dot{\theta}_c^2 * \sin(\theta_c) \dots (5) \end{aligned}$$

Despejando $\ddot{\theta}_c$ de (5) tenemos:

$$\ddot{\theta}_c = \frac{L_{ab} * \ddot{\theta}_a * \cos(\theta_a) - L_{ab} * \dot{\theta}_a^2 * \sin(\theta_a) + L_{bc} * \dot{\theta}_c^2 * \sin(\theta_c)}{L_{bc} * \cos(\theta_c)}$$

Para la corredera derivando (4) se obtiene:

$$\begin{aligned} \ddot{L}_{ac} = -L_{ab} * \ddot{\theta}_a * \sin(\theta_a) - L_{ab} * \dot{\theta}_a^2 * \cos(\theta_a) + L_{bc} * \ddot{\theta}_c * \sin(\theta_c) + L_{bc} * \dot{\theta}_c^2 \\ * \cos(\theta_c) \end{aligned}$$

Una vez obtenida las ecuaciones cinemáticas se remplazaron según los siguientes datos iniciales:

- La longitud L_{ab} será el paso de las cuchillas, en este caso según el modelo **58716 S** su paso es de 50.5 mm
- La velocidad angular de la manivela será de 1100 rpm.

Para determinar el valor L_{bc} se itero diferentes longitudes buscando obtener graficas suaves que nos garantizaran una mejor articulación del mecanismo. Para una longitud de 50.5 mm la longitud de biela que genera una gráfica suave es de 100 mm. Estas dimensiones solo son referenciales ya en el siguiente apartado procederemos con el modelado y posterior ajuste de todas las dimensiones.

5.2.3 Modelado y ensamble del sistema de corte.

Una vez se determinó las dimensiones básicas de los componentes principales del sistema, se inició con el procedimiento para determinar una geometría eficiente para los distintos elementos. Este procedimiento se inicia con el modelado y ensamblado iterativo de los diferentes componentes en un software de dibujo 3D. Este ensamble inicial nos

permite tener una visión más realista del comportamiento cinemático del sistema de corte, denotando que partes pueden generar algún fallo por un contacto no requerido y corregirlo al instante.

En el ensamble se determinó que la longitud de la manivela de 50.5 mm puede ser ajustada ya que la parte externa de los puntones exteriores no realiza corte, también, se realizó este ajuste por un contacto que se generaba en la futura estructura donde se apoyarían los puntones. Es así que la nueva longitud de manivela será de 42 mm la cual remplazada en las ecuaciones del apartado anterior se determinó que la longitud de biela suficiente para generar graficas suaves es de 90 mm. Estas graficas se muestra en el Anexo E.

En la Figura 19 se puede apreciar el ensamble resultado del procedimiento iterativo que se adapta mejor a los requerimientos geométricos de la máquina. Se puede observar que ser opto por la disposición del disco de manivela a un extremo del sistema de corte dando como ventaja un mayor espacio para la ubicación del motor, también, se obtiene una ubicación de la corredera centrada con las cuchillas.

Como se puede apreciar en la figura en esta etapa de diseño aún no están incluidos todos los componentes tales como pernos, rodamientos, etc. Las selecciones de estos componentes se harán en apartados posteriores.

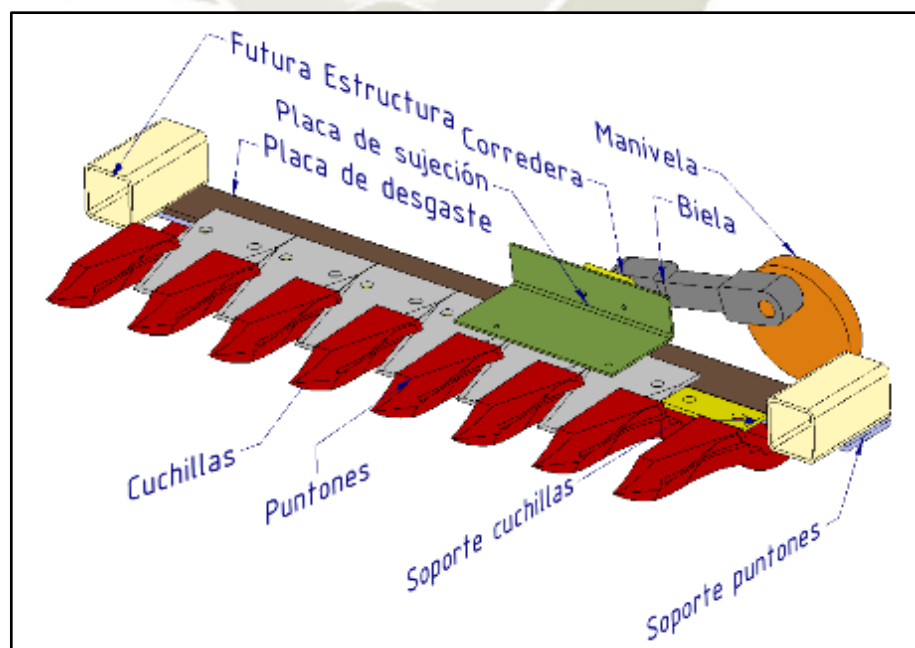


Figura 19. Ensamble del sistema de corte. Fuente: Propia.

5.2.4 Análisis dinámico del sistema de corte.

Para determinar que reacciones se presentan en las diferentes uniones internas del sistema de corte se usó un software de simulación (ANSYS). La simulación que realizamos fue dinámica por ser la que nos permite dar movimiento a las diferentes partes del sistema y analizar cómo se comportan las uniones.

Para comenzar el análisis tuvimos que tener claro las condiciones iniciales a las que se someterá el sistema. Los cuales son:

- Velocidad angular de la manivela.
- Fuerzas que actúan en las cuchillas.

La primera de estas condiciones ya la definimos en anteriores apartados siendo su valor de 1100 rpm.

Para establecer las fuerzas que actúan en las cuchillas se determinó cual es el esfuerzo necesario para cortar una rama de orégano. Este esfuerzo se estableció al realizar un ensayo de corte aplicado a cinco diferentes ramas de orégano fresco, el procedimiento, imágenes y gráficos del ensayo se muestran en el Anexo F.

Una vez establecido el esfuerzo cortante ultimo del orégano en:

$$\tau_{ut} = 6.759 \text{ MPa}$$

Se sabe, que la forma de los dientes y puntones somete a las ramas de orégano a cortante simple y conociendo el diámetro de las ramas se tiene.

$$A_{orégano} = \frac{\pi * D_{orégano}^2}{4} = 4.562 \text{ mm}^2$$

$$F_c = \tau_{ult} * A_{orégano} = 30.832 \text{ N}$$

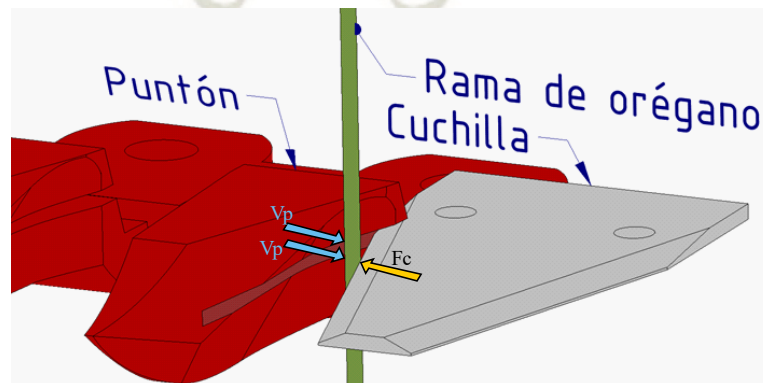


Figura 20. Esquema de corte realizado por el puntón y cuchilla. Fuente: Propia.

La fuerza F_c es la fuerza necesaria para realizar el corte en una rama. Gracias al cálculo realizado en el Anexo C y a la forma triangular de los dientes se puede asumir que el corte se realizara en cada rama una a una como se parecía en la Figura 20.

Una vez identificada la fuerza que actuaría en las cuchillas se sabe que esta misma no actúa de forma continua en el tiempo sino por lapsos esto graficado en la Figura 21.



Figura 21. Gráfico de acción de la fuerza en un diente. Fuente: Propia.

Ya definidas las condiciones iniciales se procedió a realizar la simulación y obtener los resultados de las reacciones para el diseño de los componentes críticos del sistema. Los gráficos resultados de las fuerzas y los momentos de cada unión se presentan en el Anexo G según la numeración indicada en la Figura 22.

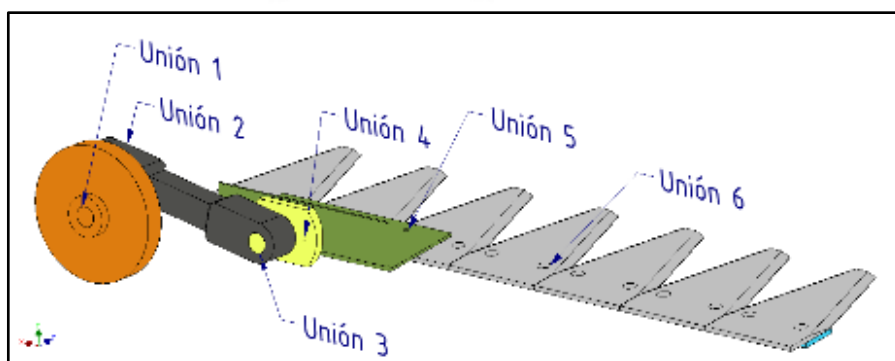


Figura 22. Numeración de las uniones en el sistema de corte. Fuente: Propia.

5.2.5 Selección de rodamientos de la biela.

El procedimiento elegido para realizar la selección de los rodamientos fue el proporcionado por la empresa SKF. El análisis para la selección del rodamiento fue desarrollado en la unión 2 ya que es la que presenta mayores valores en las fuerzas reacciones con respecto a la unión 3 como se observa en la Figura 23.

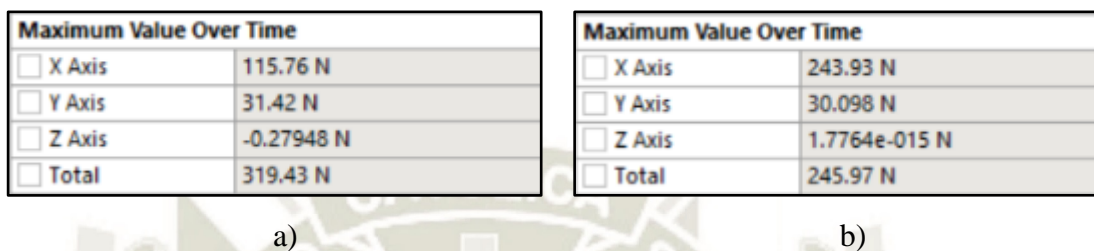


Figura 23. Valores máximos para la Unión 2 (a) y Unión 3 (b). Fuente: ANSYS, 2019.

Se selecciono el rodamiento K 10x14x10 TN, este rodamiento es del tipo corona de agujas, este tipo de rodamiento tiene la ventaja de tener un espesor reducido en comparación con otros y una gran resistencia a fuerzas axiales en proporción a su tamaño siendo ideal para nuestro caso. También, el fabricante nos proporciona sellos (G 10x14x3) adecuados para este modelo, alargando así la vida útil del rodamiento gracias a que se reducirá la contaminación y garantizará largos intervalos antes del cambio de la grasa.

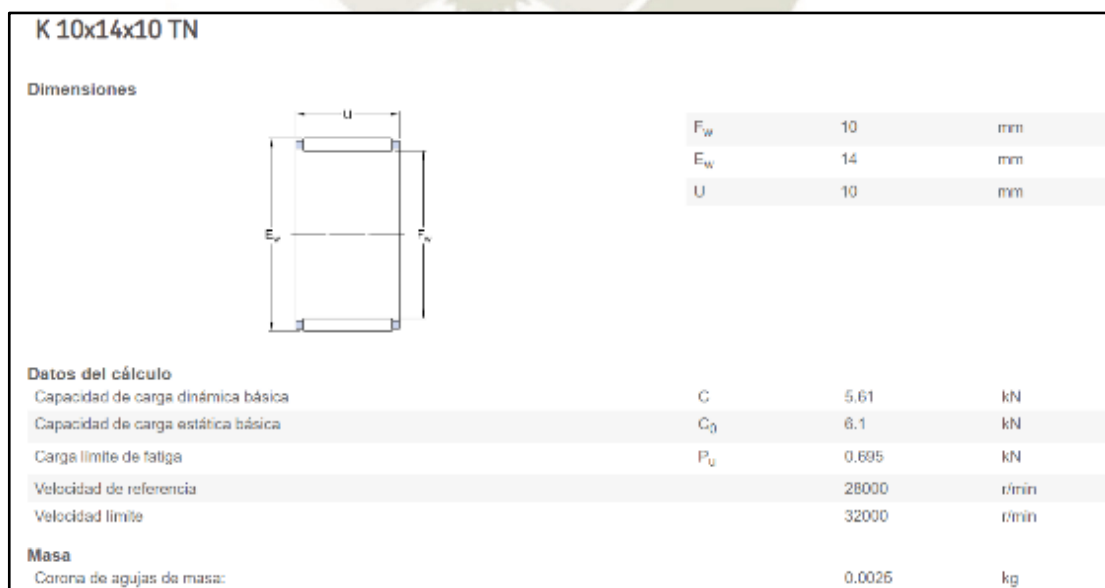


Figura 24. Características de rodamiento para la biela. Fuente: SKF, 2019.

Hoja de cálculo: Selección de rodamientos.	
Aplicación: Eje motriz - transmisor.	
Datos generales:	
Rodamiento seleccionado:	
Carga básica dinámica:	$C_1 = 5.61 \text{ kN}$
Carga básica estática:	$C_{01} = 6.1 \text{ kN}$
Carga límite de fatiga:	$P_{u1} = 0.695 \text{ kN}$
Diámetro interno del rodamiento:	$d = 10 \text{ mm}$
Diámetro exterior del rodamiento:	$D = 14 \text{ mm}$
Factor de ajuste de vida útil:	$a_1 = 0.65$
Factor de SKF:	$a_{SKF} = 1.7$
Datos de carga:	
Carga radial:	$F_r = 322.53 \text{ N}$
Velocidad de giro:	$n_r = 2705 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$
Factor de seguridad estático:	$S_{01} = 18.913$
Factor de seguridad dinámico:	$S_1 = 17.394$
Vida nominal básica:	$L_{10} = 32423.487 \text{ hr}$
Vida nominal SKF:	$L_{10m} = 35827.953 \text{ hr}$

Figura 25. Hoja de cálculo para la selección de rodamientos. Fuente: Propia.

5.2.6 Diseño de uniones atornilladas del sistema de corte.

El diseño y selección de los componentes de las uniones atornilladas para las uniones 4 y 5 se realizó con la aplicación Design Accelerator del software Inventor. Esta aplicación evalúa la resistencia tanto del perno como del material a unir, según los siguientes estados de esfuerzo:

- Tensión de tracción en el perno.
- Tensión de torsión en el perno.
- Tensión reducida en el perno (combinación de esfuerzos).
- Tensión causada por la fuerza de carga máxima en el perno.

Optando por el estado más crítico para la selección del perno. Las reacciones máximas obtenidas para las uniones se presentan en la siguiente figura.

Maximum Value Over Time	
<input type="checkbox"/> X Axis	224.94 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	33.807 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	4.2134 N
<input type="checkbox"/> Total	236.33 N

a)

Maximum Value Over Time	
<input type="checkbox"/> X Axis	195.45 N
<input type="checkbox"/> Y Axis	32.978 N
<input type="checkbox"/> Z Axis	4.2134 N
<input type="checkbox"/> Total	233.85 N

b)

Figura 26. Fuerzas máximas en la unión 4 (a), unión 5 (b). Fuente: ANSYS, 2019.

5.2.6.1 Diagrama de cuerpo libre y resultados de la unión 4.

A continuación, se presenta el diagrama de cuerpo libre (D.C.L.) de la unión 4.

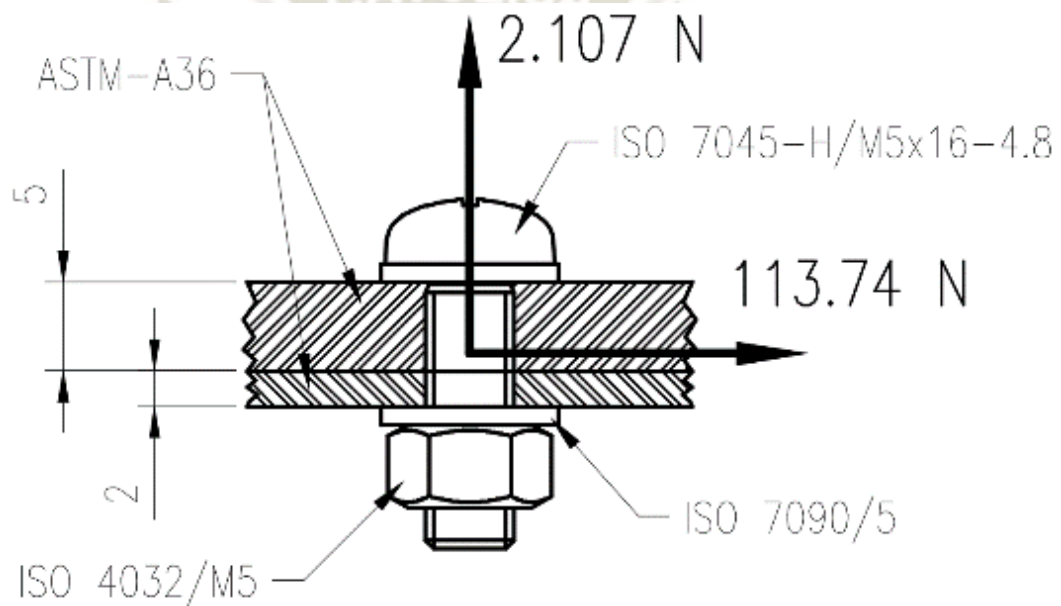


Figura 27. D.C.L. de la unión 4. Fuente: Propia.

Reemplazando datos en la aplicación Design Accelerator para un factor de seguridad requerido de 3 se obtuvo un factor seguridad de 3.54 representando un 18% más del requerido.

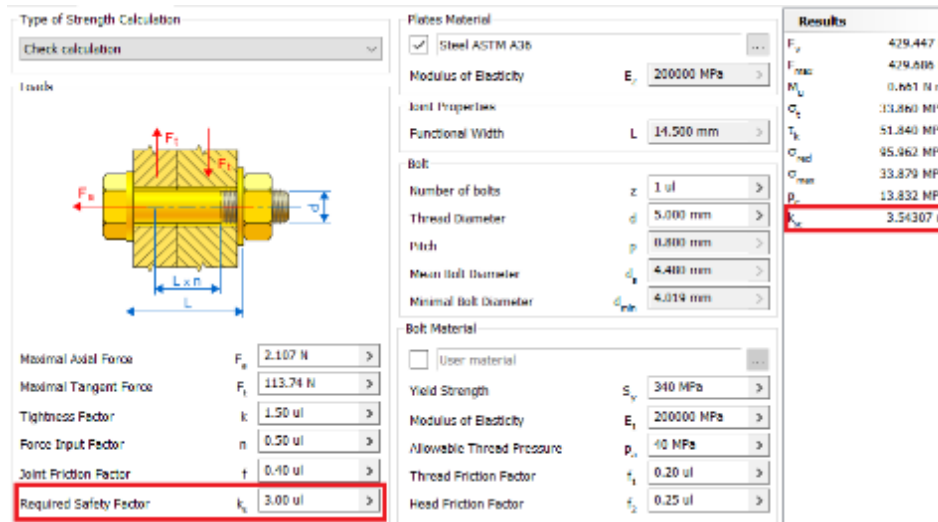


Figura 28. Resultados de la aplicación Design Accelerator. Fuente: Inventor, 2019.

5.2.6.2 Diagrama de cuerpo libre y resultados de la unión 5.

A continuación, se presenta el diagrama de cuerpo libre (D.C.L.) de la unión 5.

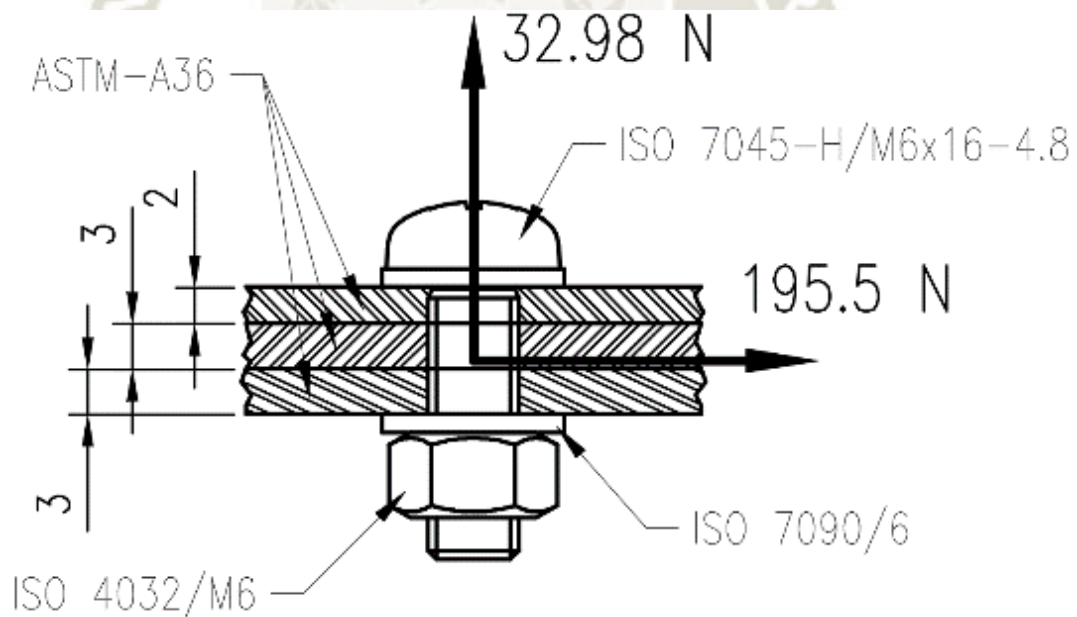


Figura 29. D.C.L. de la unión 5. Fuente: Propia.

Reemplazando datos en la aplicación Design Accelerator para un factor de seguridad requerido de 3 se obtuvo un factor seguridad de 3.54 representando un 82% más del requerido.

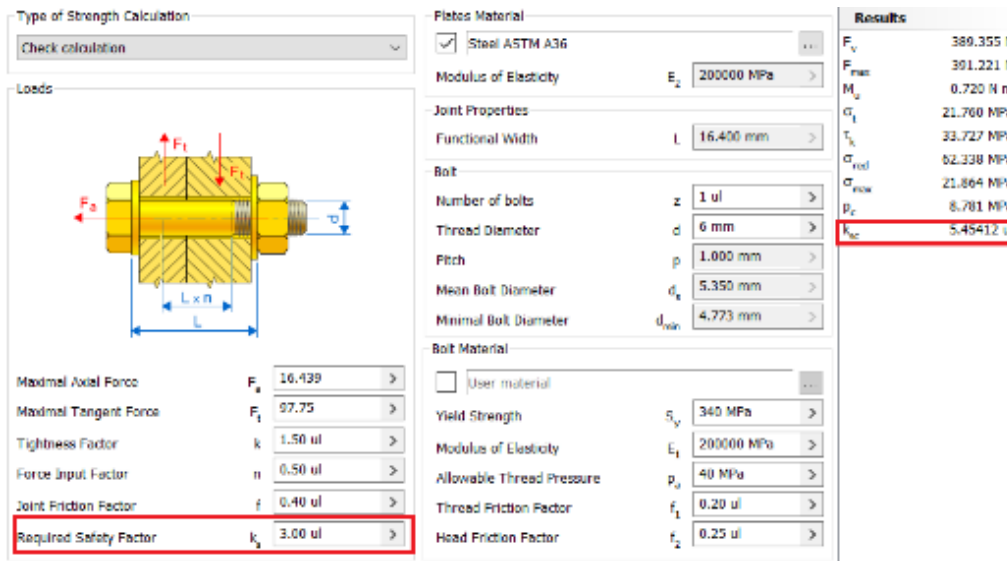


Figura 30. Resultados de la aplicación Design Accelerator. Fuente: Inventor, 2019.

A continuación, se presenta la tabla resumen de los pernos y arandelas usadas para las diferentes uniones analizadas

Tabla 4.
Normativa y denominación de pernos, tuercas y arandelas

Unión	Norma/Pernos	Norma/Tuerca	Norma/Arandela
4	ISO 7045-H/M5x16-4.8	ISO 4032/M5	ISO 7090/5
5	ISO 7045-H/M6x16-4.8	ISO 4032/M6	ISO 7090/6

Nota: Elaboración propia.

Los pernos para la unión 5 serán los mismo para la unión 6.

5.2.7 Análisis de FEA del sistema de corte.

En este apartado se desarrolló el análisis de elementos finitos de los componentes críticos los cuales son:

- Manivela.
- Biela.
- Corredera.
- Placa de sujeción.

En un análisis de elementos finitos es muy importante desarrollar una buena calidad de mallado en los elementos, garantizando buenos resultados, que a su vez concluyen en la buena selección del material y determinar la geometría final del componente.

5.2.7.1 *Análisis FEA de la manivela.*

Las condiciones de frontera para el análisis FEA de manivela fueron:

- Restricciones fijas en la cavidad del eje de la manivela.
- Fuerzas y momentos determinados según el análisis dinámico realizado anteriormente dispuestos en el pin.

Tabla 5.
Fuerzas y momentos máximos en la manivela.

Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	Mx (N-m)	My (N-m)	Mz (N-m)
-245.14	-318.18	-0.27948	0.0424	-0.381	0.00

Nota: Elaboración propia.

El mallado realizado para la manivela tiene las siguientes características:

- Mallado no estructurado conformado por elementos tetraédricos cuadráticos y lineales.
- El número de nodos es 100646.
- El número de elementos es 68969.



Figura 31. Mallado de la manivela. Fuente: Inventor, 2019.

Los resultados obtenidos en el análisis FEA muestran un comportamiento acorde a los esperado tanto en deformación como en el esfuerzo equivalente de Von Mises. Los valores críticos obtenidos son:

- El máximo esfuerzo equivalente de Von Mises es 63.75 MPa
- La deformación máxima presentada es 0.009607 mm

Esto se ve representado en los diagramas de colores presentados a continuación.

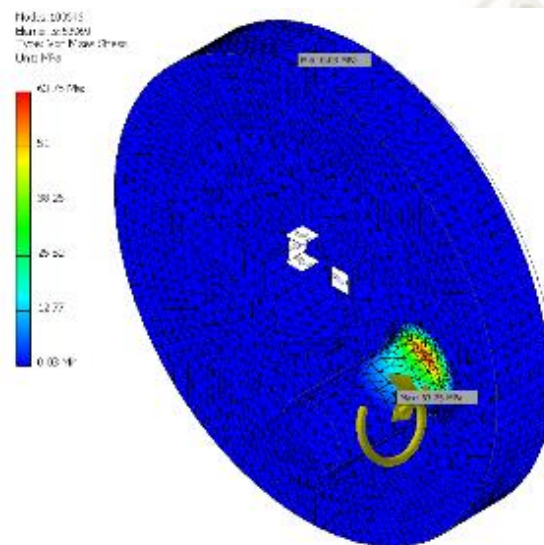


Figura 32. Esfuerzo equivalente de Von Mises. Fuente: Inventor, 2019.

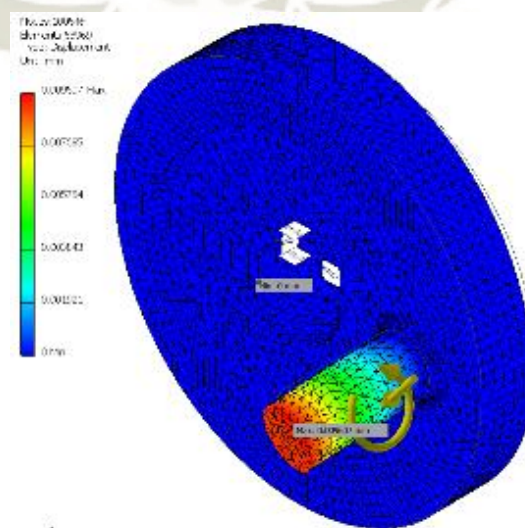


Figura 33. Deformación máxima equivalente en la manivela. Fuente: Inventor, 2019.

5.2.7.2 *Análisis FEA de la biela.*

Las condiciones de frontera para el análisis FEA de la biela fueron:

- Restricción fija en el agujero de conexión con la manivela.
- Fuerzas y momentos determinados según el análisis dinámico realizado anteriormente dispuestos en el agujero de conexión con la corredera.

Tabla 6.

Fuerzas y momentos máximos en la biela.

Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	Mx (N-m)	My (N-m)	Mz (N-m)
-235.95	-33.912	0.00	0.00	0.00	0.00

Nota: Elaboración propia.

El mallado realizado para la biela tiene las siguientes características:

- Mallado no estructurado conformado por elementos tetraédricos cuadráticos y lineales.
- El número de nodos es 60564.
- El número de elementos es 40511.

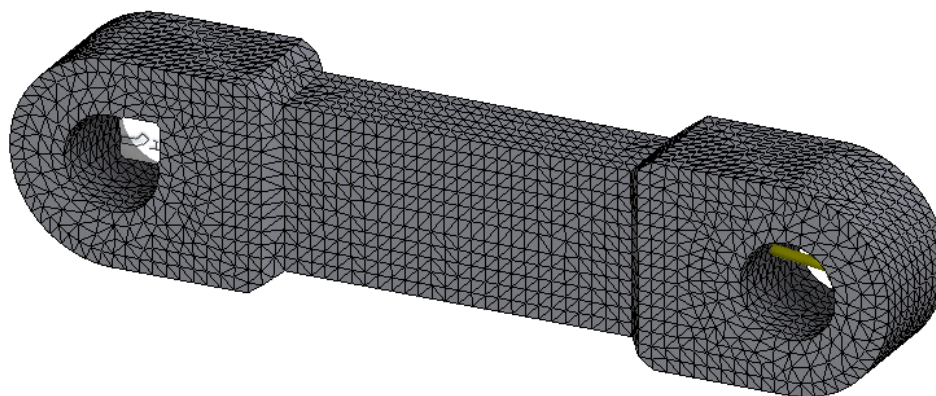


Figura 34. Mallado de la biela. Fuente: Inventor, 2019.

Los resultados obtenidos en el análisis FEA muestran un comportamiento acorde a los esperado tanto en deformación como en el esfuerzo equivalente de Von Mises. Los valores críticos obtenidos son:

- El máximo esfuerzo equivalente de Von Mises es 6.61 MPa
- La deformación máxima presentada es 0.003186 mm

Esto se ve representado en los diagramas de colores presentados a continuación.

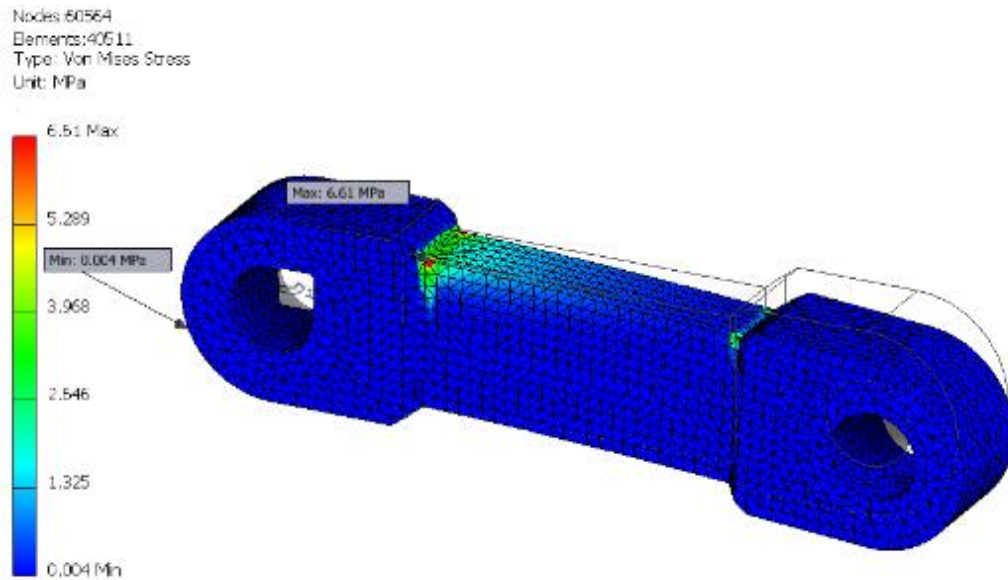


Figura 35. Esfuerzo equivalente de Von Mises. Fuente: Inventor, 2019.

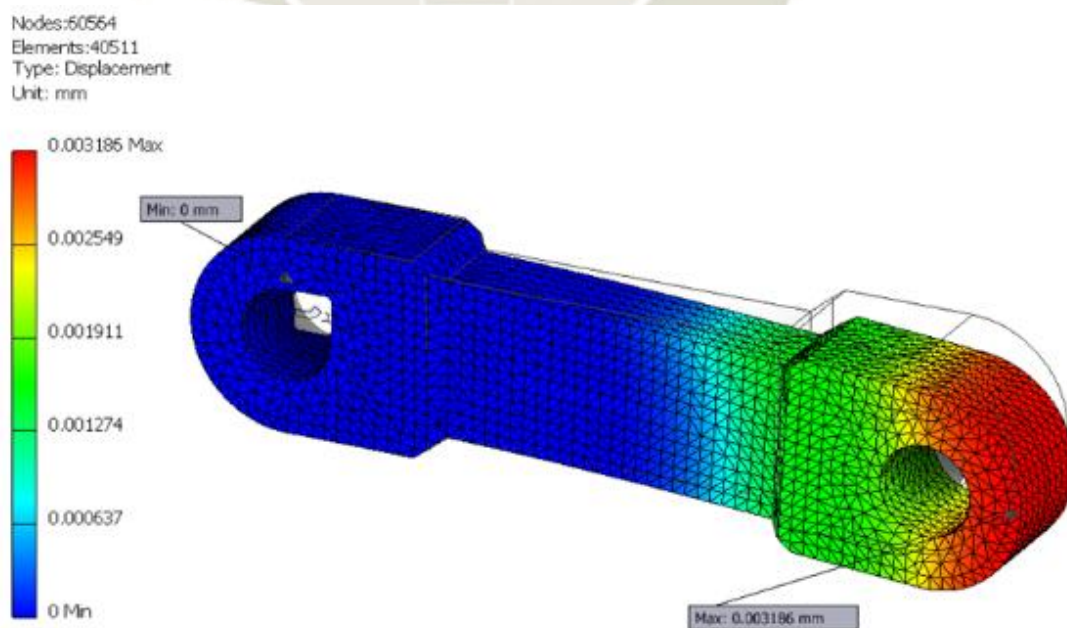


Figura 36. Deformación máxima equivalente en la biela. Fuente: Inventor, 2019

5.2.7.3 *Análisis FEA de la corredera.*

Las condiciones de frontera para el análisis FEA de la corredera fueron:

- Restricción fija en los agujeros de conexión.
- Fuerzas y momentos determinados según el análisis dinámico realizado anteriormente dispuestos en el pin de conexión.

Tabla 7.

Fuerzas y momentos máximos en la corredera.

F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)	M_x (N-m)	M_y (N-m)	M_z (N-m)
243.93	30.098	0.00	0.48	2.95	3.16

Nota: Elaboración propia.

El mallado realizado para la corredera tiene las siguientes características:

- Mallado no estructurado conformado por elementos tetraédricos y lineales.
- El número de nodos es 94627.
- El número de elementos es 63483.



Figura 37. Mallado de la corredera. Fuente: Inventor, 2019.

Los resultados obtenidos en el análisis FEA muestran un comportamiento acorde a los esperado tanto en deformación como en el esfuerzo equivalente de Von Mises. Los valores críticos obtenidos son:

- El máximo esfuerzo equivalente de Von Mises es 111.9 MPa
- La deformación máxima presentada es 0.01798 mm

Esto se ve representado en los diagramas de colores presentados a continuación.

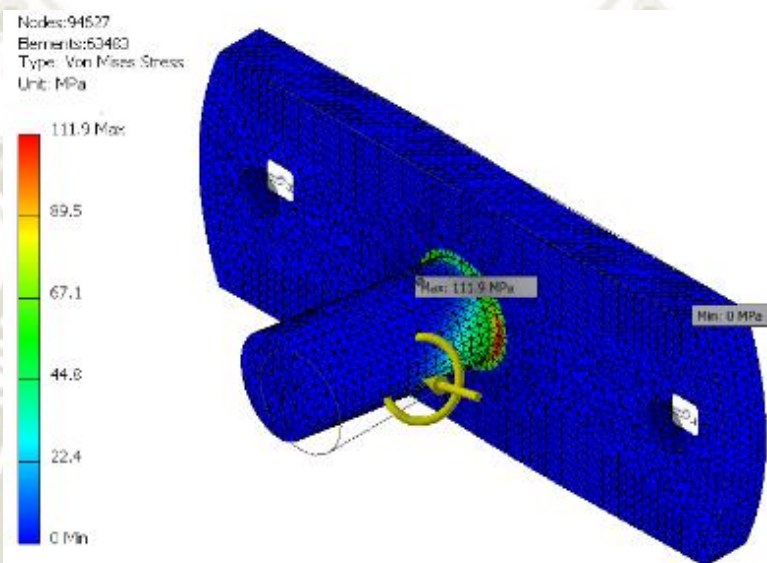


Figura 38. Esfuerzo equivalente de Von Mises. Fuente: Inventor, 2019.

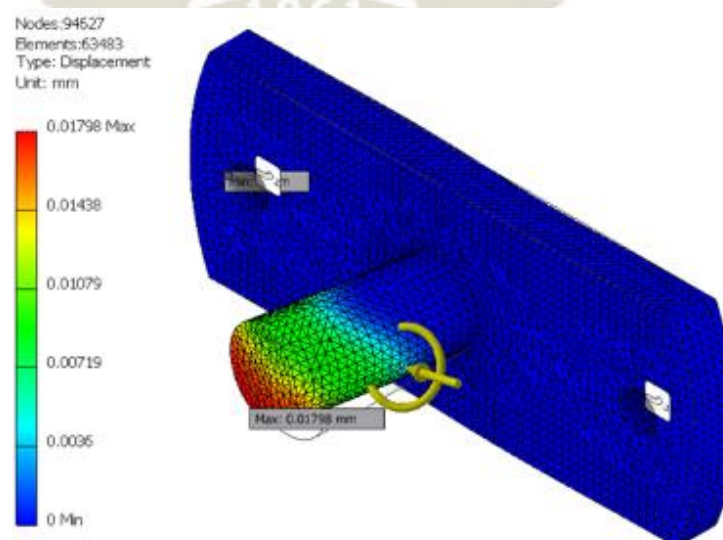


Figura 39. Deformación máxima equivalente en la corredera. Fuente: Inventor, 2019.

5.2.7.4 *Análisis FEA de la placa de sujeción.*

Las condiciones de frontera para el análisis FEA de la plancha de sujeción fueron:

- Restricción fija en los agujeros de tornillos inferiores.
- Fuerzas y momentos determinados según el análisis dinámico realizado anteriormente dispuestos en el agujero de conexión con la corredera.

Tabla 8.
Fuerzas y momentos máximos en la plancha de sujeción.

F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)	M_x (N-m)	M_y (N-m)	M_z (N-m)
224.94	33.81	4.21	0.48	2.95	3.16

Nota: Elaboración propia.

El mallado realizado para la biela tiene las siguientes características:

- Mallado no estructurado conformado por elementos tetraédricos cuadráticos y lineales.
- El número de nodos es 85181.
- El número de elementos es 50696.



Figura 40. Mallado de la plancha de sujeción. Fuente: Inventor, 2019.

Los resultados obtenidos en el análisis FEA muestran un comportamiento acorde a los esperado tanto en deformación como en el esfuerzo equivalente de Von Mises. Los valores críticos obtenidos son:

- El máximo esfuerzo equivalente de Von Mises es 171.5 MPa
- La deformación máxima presentada es 0.1972 mm

Esto se ve representado en los diagramas de colores presentados a continuación.

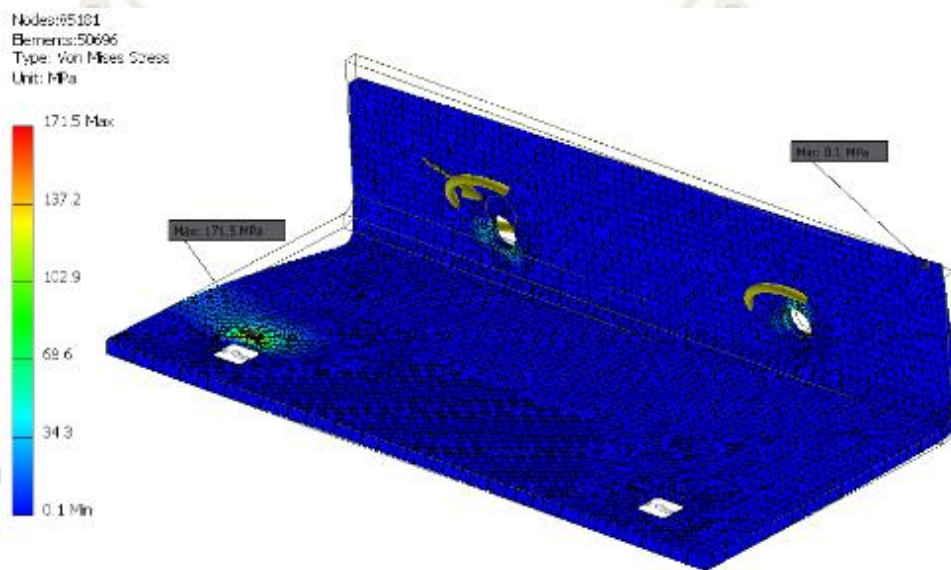


Figura 41. Esfuerzo equivalente de Von Mises. Fuente: Inventor, 2019.

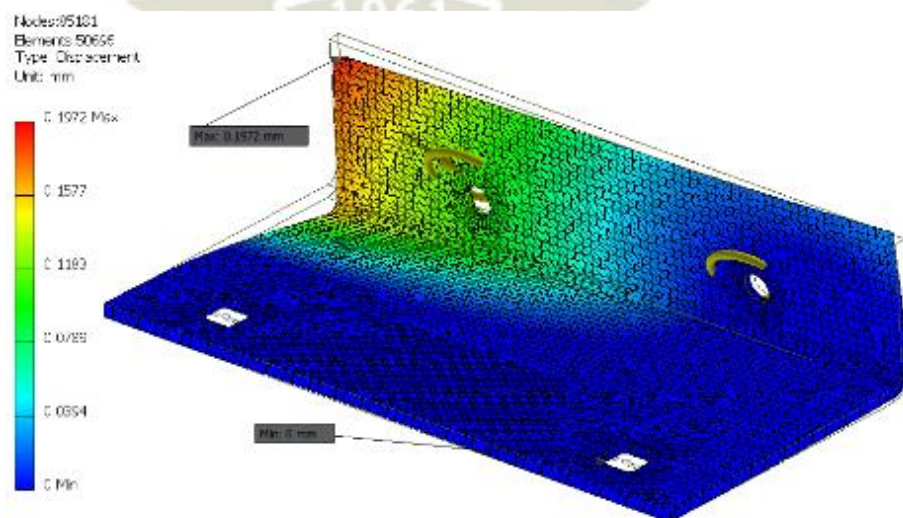


Figura 42. Deformación máxima equivalente en la plancha de sujeción. Fuente: Inventor, 2019.

5.2.8 Diseño de uniones atornilladas del soporte de puntones.

A continuación, se presenta el diagrama de cuerpo libre (D.C.L.) de la unión del soporte de puntones.

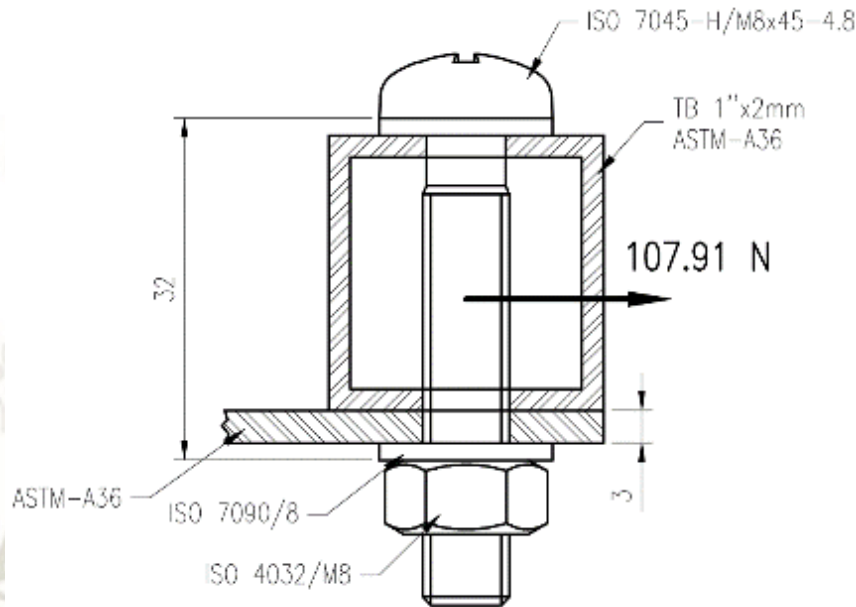


Figura 43. D.C.L. de la unión de soporte de puntones. Fuente: Propia.

Reemplazando datos en la aplicación Design Accelerator para un factor de seguridad requerido de 3 se obtuvo un factor seguridad de 4.23 representando un 41% más del requerido.

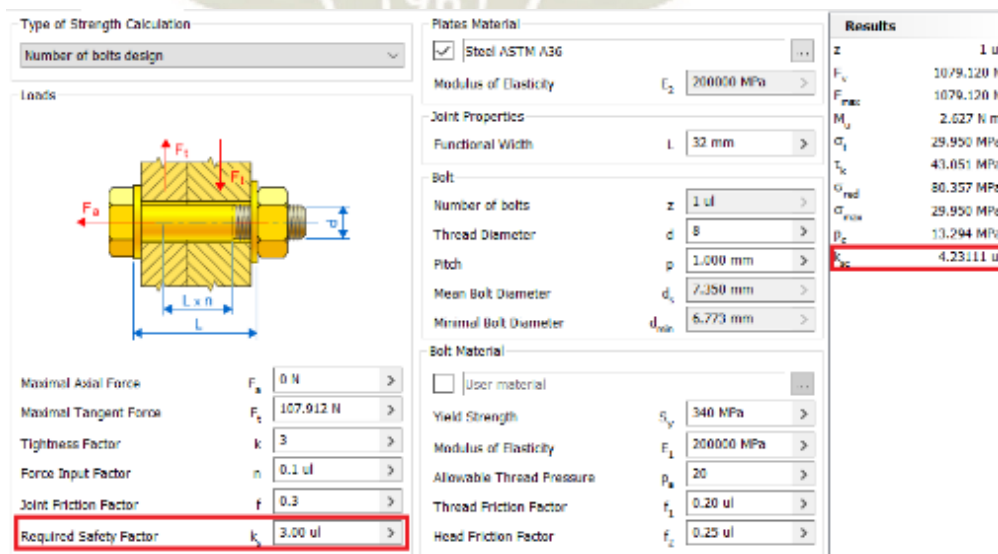


Figura 44. Resultados de la aplicación Design Accelerator. Fuente: Inventor, 2019.

5.3 Diseño del Módulo 2: Sistema motriz de la cuchilla.

5.3.1 Selección del motor de combustión interna.

Para realizar la selección del motor de combustión interna, se calculó la potencia requerida para el corte del orégano. Esta potencia se calculó según la siguiente definición:

$$P = \tau * \omega$$

Donde:

$P =$ potencia en W

$\tau =$ par motor en $N - m$

$\omega =$ velocidad angular en rad/s

Ya que conocemos tanto la velocidad angular como el par necesario del análisis dinámico se tiene:

$$\tau = 5.1481 \text{ N} - m$$

$$\omega = 115.19 \text{ rad/s}$$

$$P_{necesaria} = 5.1481 * 115.19 = 593 \text{ W} = 0.795 \text{ hp}$$

Para considerar las pérdidas causadas por el reductor de velocidad y otros componentes se definió un porcentaje de pérdidas del 30%, entonces se tiene:

$$P_{real} = 0.795 * 1.3 = 1.03 \text{ hp}$$

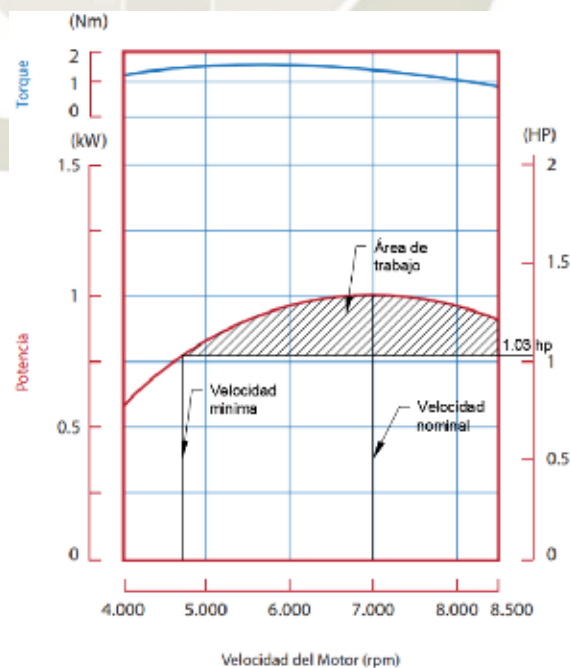


Figura 45. Graficas de potencia y torque del motor GX35. Fuente: HONDA, 2020.

Según las gráficas otorgadas por el fabricante para un motor Honda GX35 y para la potencia necesaria por la maquina se tiene una velocidad mínima de trabajo de 4700 RPM y una velocidad nominal recomendada por el fabricante de 7000 RPM. Entonces se definió esta última velocidad como nuestra velocidad de diseño.

5.3.2 Cálculo del piñón-tornillo sin fin.

Al presentar un coeficiente de engranaje muy alto se optó por una reducción piñón-tornillo sin fin, este sistema de engranajes tiene la ventaja de realizar grandes reducciones en pocos pasos. Esto es ideal ya que por las dimensiones de la maquina es necesario un sistema de reducción que ocupe poco espacio. Una desventaja de este sistema es la mayor cantidad de perdidas con respecto a otros tipos de engranajes (al rededor del 75%).

Para el cálculo del reductor se utilizó la aplicación WORM GEARS COMPONENT GENERATOR del software INVENTOR. En el cual introduciremos datos de iniciales de acuerdo a nuestros requerimientos y nos otorgara datos de salida los cuales interpretaremos y validaremos. Cabe mencionar que el cálculo de resistencia que realiza la aplicación es de acuerdo a la normativa ANSI.

Inicialmente se definió la relación de engrane según:

$$\omega_{entrada} = 7000 \text{ RPM}$$

$$\omega_{salida} = 1100 \text{ RPM}$$

$$i = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{salida}} = \frac{7000}{1100} = 6.36$$

También se definió el paso diametral de la corona:

$$p_d = 6$$

$$p = \frac{\pi}{p_d} = 0.5236 \text{ pulg}$$

Y, el ancho de la cara de la corona será de 20mm; también definiremos el paso diametral del tornillo sin fin:

$$p_d = 2 \text{ in}$$

Y consideraremos que tendrá una rosca triple. La longitud del tornillo sin fin será:

$$L_t = 65 \text{ mm}$$

El ingreso de estos datos se puede apreciar en la figura a continuación:

Common			
Desired Gear Ratio	Tan. Circular Pitch	Tan. Pressure Angle	Helix Angle
6.36 ul	0.5236 in	20.0000 deg	14.0363 deg
Preview...		Center Distance	
Worm		Worm gear	
Component	Cylindrical Face	Component	Cylindrical Face
Number of Threads	Start plane	Number of Teeth	Start plane
3 ul		19 ul	
Worm Length		Facewidth	
65 mm		20 mm	
Pitch Diameter	Diameter Factor	Unit Correction	
2 in	12.0000 ul	0.0000 ul	

Figura 46. Hoja de ingreso de datos geométricos del sistema de engrane. Fuente: Inventor, 2019.

Las dimensiones obtenidas para el tornillo sin fin son:

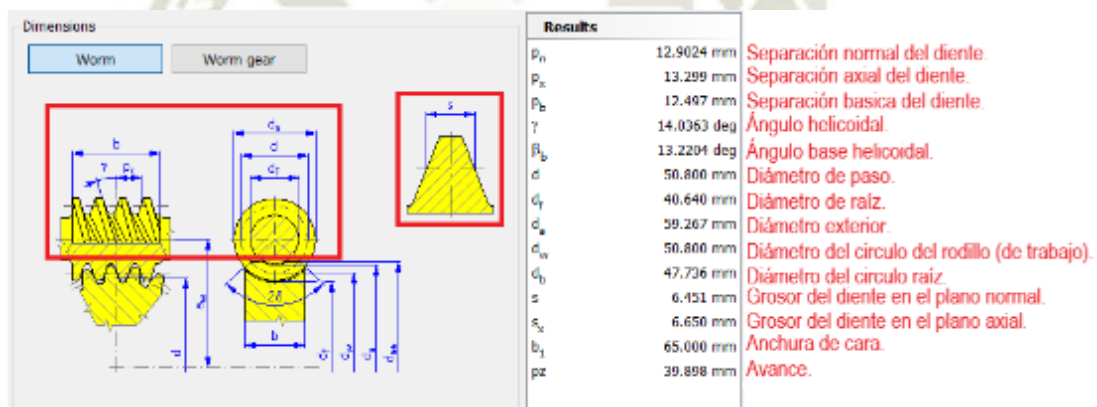


Figura 47. Resultados geométricos del tornillo sin fin. Fuente: Inventor, 2019.

Y las dimensiones obtenidas para la corona son:

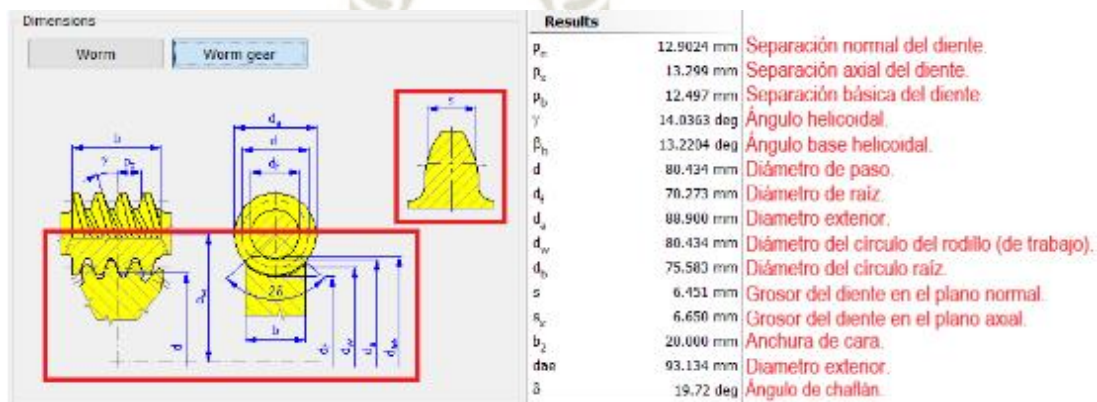


Figura 48. Resultados geométricos de la corona. Fuente: Inventor, 2019.

Se especificaron los siguientes materiales tanto del tornillo como de la corona.

Tabla 9.
Fuerzas y momentos máximos en la plancha de sujeción.

Ítem	Material	Resistencia a la tensión	Resistencia a la fluencia	Resistencia a la fatiga
Tornillo sin fin	Bronce de aluminio	450 MPa	130 MPa	200 MPa
Corona	Bronce de aluminio	450 MPa	130 MPa	200 MPa

Nota: Datos obtenidos de Inventor, 2019.

A continuación, se presenta el desarrollo del cálculo para el piñón según la norma AGMA. Se realizó solo este cálculo porque es el elemento que se encuentra sometido a mayores esfuerzos en comparación con el tornillo sin fin. Los datos iniciales serán:

Par torsional de salida

$$T_o = 5.1481 N * m$$

Angulo de presión transversal

$$\varphi_z = 20^\circ$$

Entonces:

$$\lambda = \text{atan}\left(\frac{39.898}{\pi * 50.8}\right) = 14.036^\circ$$

Así, el ángulo de presión normal es:

$$\varphi_n = \text{atan}(\tan(\varphi_z) * \text{con}(\lambda)) = 19.448^\circ$$

Ya que las siguientes cantidades son muy utilizadas más adelante se calcularán:

$$A_1 = \sin(\varphi_n) = 0.333$$

$$A_2 = \cos(\varphi_n) = 0.943$$

$$A_3 = \cos(\lambda) = 0.97$$

$$A_4 = \sin(\lambda) = 0.243$$

$$A_5 = \tan(\lambda) = 0.25$$

La fuerza tangencial sobre la corona será:

$$W_{tG} = \frac{2 * T_o}{80.343 mm} = 128.153 N$$

La velocidad lineal de la corona y la velocidad de deslizamiento será:

$$v_{tG} = \frac{80.343 \text{ mm} * 115.19 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{2} 4.627 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_s = \frac{v_{tG}}{A_4} = 3755.743 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

El coeficiente de fricción según la ecuación 10.21 (Mott, 2006) será:

$$\mu = 0.103 * e^{-0.11 * 3755.743^{0.450}} + 0.012 = 0.013$$

Entonces, la fuerza axial y radial sobre la corona, respectivamente será:

$$W_{xG} = W_{tG} * \left(\frac{A_2 * A_4 + \mu * A_4}{A_2 * A_3 - \mu * A_4} \right) = 33.948 \text{ N}$$

$$W_{rG} = \frac{W_{tG} * A_1}{A_2 * A_3 - \mu * A_4} = 46.807 \text{ N}$$

Calculando la potencia de salida, se tiene:

$$P_o = T_o * 115.19 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 0.795 \text{ hp}$$

Calculando la eficiencia y la potencia de entrada:

$$\eta = \frac{A_2 - \mu * A_5}{A_2 + \frac{\mu}{A_5}} = 0.944$$

$$P_i = \frac{P_o}{\eta} = 0.843 \text{ hp}$$

El material tanto para la corona como para el tornillo sinfín será Bronce de aluminio. Calculando los factores necesarios para determinar el esfuerzo se tiene:

Factor dinámico:

$$K_v = \frac{1200}{1200 + 910.897} = 0.568$$

Carga dinámica:

$$W_d = \frac{W_{tG}}{K_v} = 225.432 \text{ N}$$

Ancho de cara:

$$F = 20 \text{ mm}$$

Paso circular:

$$p = 0.5236 \text{ in}$$

Factor de forma de Lewis:

$$y = 0.125$$

Paso circular normal:

$$p_n = p - A_3 = 0.508 \text{ in}$$

Entonces, el esfuerzo en los dientes de la corona es:

$$\sigma = \frac{W_d}{y * F * p_n} = 6.989 \text{ MPa}$$

Este valor se comparó con el esfuerzo a la fatiga mostrado en la Tabla 10.

Calculando la durabilidad de la superficie. Se tiene:

Factor por materiales:

$$C_s = 740$$

Factor de corrección por relación:

$$C_m = 0.184$$

Factor por velocidad:

$$C_v = 0.265$$

Entonces:

$$W_{tR} = C_s * 3.167^{0.8} * 0.7874 * C_m * C_v = 71.451 \text{ lbf}$$

$$W_{tR} = 317.83 \text{ N}$$

Este valor el mayor a la carga tangencial así que se considera un diseño satisfactorio.

5.3.3 Cálculo del eje motriz - transmitido

El diseño de los ejes se realizó aplicando el procedimiento de la norma ANSI B106.1M-1985. El cálculo del eje se desarrolló según la siguiente disposición.

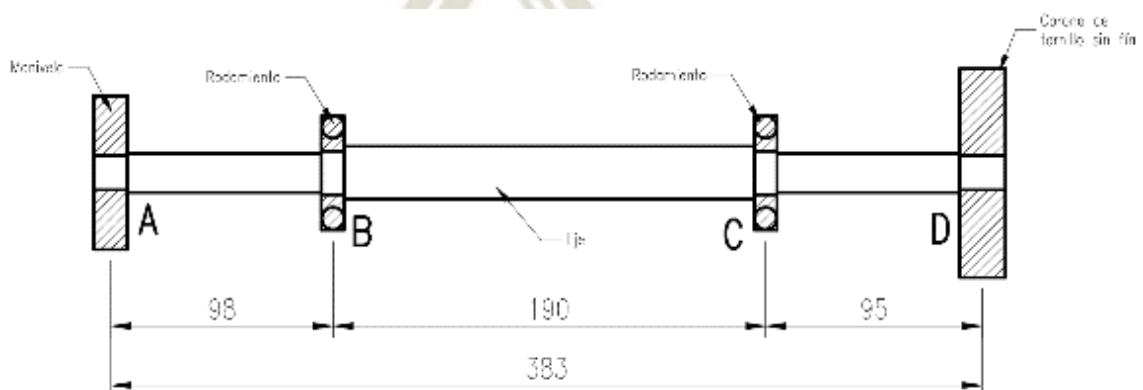


Figura 49. Disposición del eje motriz-transmitido. Fuente: Propia.

Siendo B y C los apoyos y A y D los puntos donde se aplicarán las fuerzas de manivela y de la corona respectivamente, entonces se tiene:

Tabla 10.
Fuerzas y momentos sobre el eje motriz-transmitido.

Ítem	F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)	M _x (N-m)	M _y (N-m)	M _z (N-m)
A	-321.29	0.6302	55.00	1.07	6.56	5.15
D	128.15	33.95	-46.81	0.00	0.00	0.00

Nota: Elaboración propia.

Los diagramas de fuerza cortante y momento flexor obtuvieron mediante el software SAP2000. Los cuales se representan a continuación:

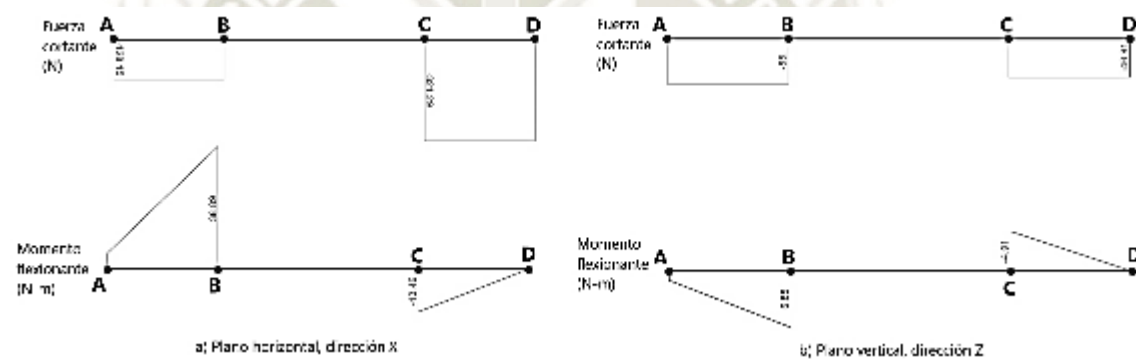


Figura 50. Diagramas de cortante y flexión del eje. Fuente: SAP2000, 2019.

Se definió el material y el tratamiento térmico con el que se fabricará el eje. Al acero seleccionado será un AISI 1020 estirado en frío. Con las siguientes propiedades:

$$S_y = 352 \text{ MPa}$$

$$S_u = 420 \text{ MPa}$$

$$\Delta\varepsilon = 15 \%$$

De la figura 5.8 y 5.9 de Mott, 2006. Se obtiene una resistencia a la fatiga y un factor por tamaño de:

$$S_n = 172 \text{ MPa}$$

$$C_s = 0.88 \text{ para un diametro de } 25\text{mm}$$

Para una confiabilidad del 99% (según la tabla 5.1 de Mott, 2006), se tiene.

$$C_R = 0.81$$

La resistencia a la fatiga modificada será:

$$S'_n = S_n * C_s * C_R = 122.60 \text{ MPa}$$

El torque determinado anteriormente será de:

$$T = 5.1481 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Se determinó los diámetros mínimos del eje. Según las siguientes ecuaciones:

$$D_M = \left[\frac{32 * N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t * M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} * \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_v = \sqrt{\frac{2.94 * K_t(V) * N}{S'_n}}$$

Hoja de cálculo: Diseño de ejes.		
Aplicación: Eje motriz - transmitido.		
Datos generales:		
Material del eje:	Acero AISI 1020 estirado en frío.	
Resistencia a la tensión:	$S_u := 420 \text{ MPa}$	
Resistencia a la fluencia:	$S_y := 352 \text{ MPa}$	
Resistencia básica a la fatiga:	$S_n := 172 \text{ MPa}$	
Factor por tamaño:	$C_s := 0.88$	
Factor de confiabilidad:	$C_R := 0.81$	
Resistencia modificada a la fatiga:	$S'_n := S_n \cdot C_s \cdot C_R = 122.602 \text{ MPa}$	
Factor de diseño:	$N_d := 2$	
Datos de carga del eje: Cortante, flexión y torsión.		
• En el punto A.		
Componentes del momento flector:	$V_x := -128.15 \text{ N}$	$V_y := -55 \text{ N}$
Componentes del momento flector:	$M_x := 5.15 \text{ N} \cdot \text{m}$	$M_y := 1.07 \text{ N} \cdot \text{m}$
Factor de concentración de esfuerzos:	$K_t := 2.5$	
Par torsional:	$T_y := 5.1481 \text{ N} \cdot \text{m}$	
Diámetro mínimo del eje:	$D_v = 4.089 \text{ mm}$	$D_M = 13.006 \text{ mm}$
• A la izquierda del punto B.		
Componentes del momento flector:	$V_x := -128.15 \text{ N}$	$V_y := -55 \text{ N}$
Componentes del momento flector:	$M_x := 38.89 \text{ N} \cdot \text{m}$	$M_y := 6.85 \text{ N} \cdot \text{m}$
Factor de concentración de esfuerzos:	$K_t := 1.75$	
Par torsional:	$T_y := 5.1481 \text{ N} \cdot \text{m}$	
Diámetro mínimo del eje:	$D_v = 3.421 \text{ mm}$	$D_M = 22.562 \text{ mm}$
• A la derecha del punto C.		
Componentes del momento flector:	$V_x := -321.29 \text{ N}$	$V_y := -46.81 \text{ N}$
Componentes del momento flector:	$M_x := -13.46 \text{ N} \cdot \text{m}$	$M_y := 4.91 \text{ N} \cdot \text{m}$
Factor de concentración de esfuerzos:	$K_t := 1.75$	
Par torsional:	$T_y := 5.1481 \text{ N} \cdot \text{m}$	
Diámetro mínimo del eje:	$D_v = 5.22 \text{ mm}$	$D_M = 16.101 \text{ mm}$
• En el punto D.		
Componentes del momento flector:	$V_x := -321.29 \text{ N}$	$V_y := -46.81 \text{ N}$
Componentes del momento flector:	$M_x := 0.00 \text{ N} \cdot \text{m}$	$M_y := 0.00 \text{ N} \cdot \text{m}$
Factor de concentración de esfuerzos:	$K_t := 2.5$	
Par torsional:	$T_y := 5.1481 \text{ N} \cdot \text{m}$	
Diámetro mínimo del eje:	$D_v = 6.239 \text{ mm}$	$D_M = 6.366 \text{ mm}$

Figura 51. Hoja de cálculo de diámetros mínimos del eje. Fuente: Propia.

Según estos resultados se determinaron los siguientes diámetros:

Tabla 11.
Diámetros seleccionados del eje motriz-transmitido.

Parte acoplada	Diámetro	Diámetro mínimo	Diámetro especificado
Manivela	D1	13.006 mm	15.00 mm
Nada	D2	< D3	24.00 mm
Rodamiento	D3	22.562 mm	25.00 mm
Nada	D4	>D3	27.00 mm
Rodamiento	D5	16.101 mm	25.00 mm
Nada	D6	< D4	24.00 mm
Corona	D7	6.366 mm	15.00 mm

Nota: Elaboración propia.

5.3.4 Selección de rodamientos del eje transmitido.

Primero se analizó cuáles son las cargas que se ejercerán sobre los rodamientos. Estas cargas se tabulan a continuación.

Tabla 12.
Reacciones sobre los apoyos del eje.

Apoyo	Diámetro interno	F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)
B	25 mm	321.29	-0.63	-55.00
C	25 mm	-128.15	-33.95	46.81

Nota: Elaboración propia.

La hoja de cálculo desarrollada para seleccionar los rodamientos siguió el procedimiento realizado por SKF. El rodamiento seleccionado es del tipo rígido de una hilera de bolas. Específicamente el rodamiento 61805. A continuación, se presentan los datos para el cálculo.

Datos del cálculo			
Capacidad de carga dinámica básica	C	4.36	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	2.6	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.125	kN
Velocidad de referencia		36000	r/min
Velocidad límite		24000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.015	
Factor de cálculo	f ₀	14.2	

Figura 52. Datos de cálculo rodamiento 61805. Fuente: SKF, 2019.

Se determino los factores para hallar el tiempo de vida del rodamiento.

Fator de ajuste de la vida útil de la Tabla 3 de SKF, 2019 para una confiabilidad del 97% se tiene:

$$a_1 = 0.47$$

El factor a_{SKF} se determina según el diagrama 9 de SKF, 2019. Con la relación de viscosidad (k) y la ecuación $n_c * \frac{P_u}{P}$ como datos de entrada, entonces:

$$k = \frac{v}{v_1} = 0.68$$

Donde:

$$v = \text{viscosidad real del aceite } 15 \frac{mm^2}{2}$$

$$v_1 = \text{viscosidad nominal (diagrama 14 SKF, 2019)} 22 \frac{mm^2}{2}$$

Y:

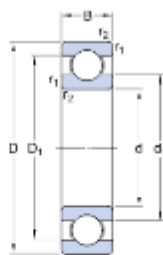
$$n_c * \frac{P_u}{P} = 0.8 * \frac{0.125 \text{ kN}}{404.045 \text{ N}} = 0.25$$

Entonces:

$$a_{SKF} = 2.2$$

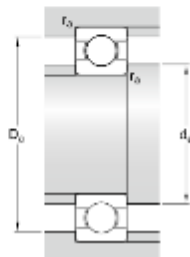
También se presenta a continuación las dimensiones del rodamiento otorgado por el fabricante.

Dimensiones



d	25	mm
D	37	mm
B	7	mm
d ₁	≈ 28.5	mm
D ₁	≈ 33.15	mm
D ₂	≈ 34.2	mm
r _{1,2}	min. 0.6	mm

Dimensiones de los resaltes



d ₀	min. 27	mm
D ₀	max. 35	mm
r ₀	max. 0.3	mm

Figura 53. Dimensiones del rodamiento 61805. Fuente: SKF, 2019.

Reemplazando los datos hallados en la hoja de cálculo se tiene.

Hoja de cálculo: Selección de rodamientos.

Aplicación: Eje motriz - transmitido.

Datos generales:

Rodamiento seleccionado:

Carga básica dinámica: $C := 4.36 \text{ kN}$

Carga básica estática: $C_0 := 2.6 \text{ kN}$

Carga limite de fatiga: $P_u := 0.125 \text{ kN}$

Diámetro interno del rodamiento: $d := 25 \text{ mm}$

Diámetro exterior del rodamiento: $D := 37 \text{ mm}$

Factor de ajuste de vida útil: $a_1 := 0.47$

Factor de SKF: $a_{SKF} := 2.2$

Factor de carga mínima: $k_f := 0.015$

Factor de calculo: $f_0 := 14.2$

Datos de carga:

Carga axial: $F_r := 325.96 \text{ N}$

Carga radial: $F_a := 33.95 \text{ N}$

Velocidad de giro: $n_r := 1000 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$

Carga axial admisible: $F_{ac} = 2600 \text{ N}$

Factor de seguridad estático: $S_0 = 13.553$

Factor de seguridad dinámico: $S = 17.481$

Vida nominal básica: $L_{10} = 14170.468 \text{ hr}$

Vida nominal SKF: $L_{10m} = 14652.264 \text{ hr}$

Figura 54. Hoja de cálculo para la selección de rodamientos. Fuente: Propia.

5.3.5 Cálculo de cuñas del eje transmitido.

5.3.5.1 Cálculo de cuña para la manivela y engranaje.

Se aplicó la ecuación 11.5 de Mott, 2006 para el cálculo de la longitud de la cuña y según sus características de funcionamiento con material AISI 1020 se tiene.

$$L = \frac{4 * T * N}{D * W * S_y}$$

Donde:

T = Par transmitido por la manivela. $5.1481 \text{ N} * \text{m}$

N = Factor de seguridad. 3

D = Diámetro del eje. 15 mm

W = Ancho de la cuña. 5 mm

S_y = Esfuerzo a la fluencia del material e la cuña. 207 MPa

Entonces:

$$L = \frac{4 * 5.1481 * 3}{0.015 * 0.004 * 207 * 10^6} = 5 \text{ mm}$$

5.3.6 Cálculo del eje motriz - transmisor.

El diseño de los ejes se realizó aplicando el procedimiento de la norma ANSI B106.1M-1985. El cálculo del eje se desarrolló según la siguiente disposición.

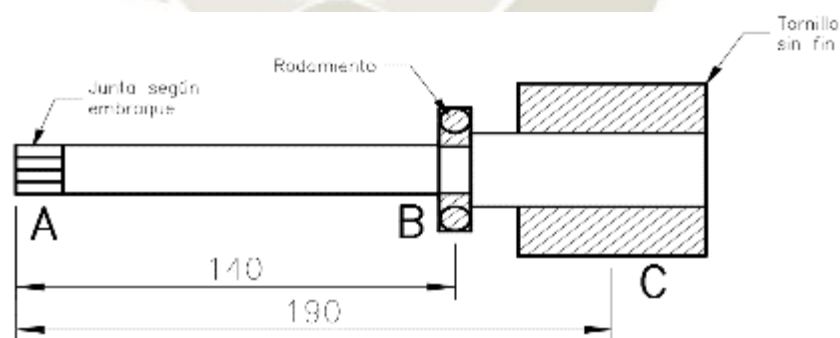


Figura 55. Disposición del eje motriz-transmisor. Fuente: Propia.

Siendo A y B los apoyos y C el punto donde se aplicarán las fuerzas del tornillo sin fin, entonces se tiene:

Tabla 13.
Fuerzas y momentos sobre el eje motriz-transmitido.

Ítem	F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)	M _x (N-m)	M _y (N-m)	M _z (N-m)
C	-128.15	-33.95	46.81	0.00	0.00	0.00

Nota: Elaboración propia.

Los diagramas de fuerza cortante y momento flexor obtuvieron mediante el software SAP2000. Los cuales se representan a continuación:

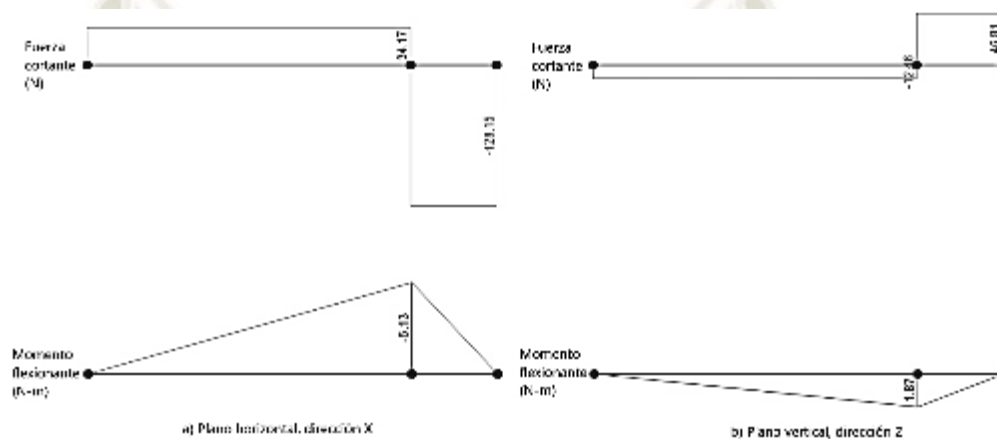


Figura 56. Diagramas de cortante y flexión del eje. Fuente: SAP2000, 2019.

Se definió el material y el tratamiento térmico con el que se fabricará el eje. El acero seleccionado será un AISI 1020 estirado en frío. Con las siguientes propiedades:

$$S_y = 352 \text{ MPa}$$

$$S_u = 420 \text{ MPa}$$

$$\Delta\varepsilon = 15 \%$$

De la figura 5.8 y 5.9 de Mott, 2006. Se obtiene una resistencia a la fatiga y un factor por tamaño de:

$$S_n = 172 \text{ MPa}$$

$$C_s = 0.88 \text{ para un diametro de } 20\text{mm}$$

Para una confiabilidad del 99% (según la tabla 5.1 de Mott, 2006), se tiene.

$$C_R = 0.81$$

La resistencia a la fatiga modificada será:

$$S'_n = S_n * C_s * C_R = 122.60 \text{ MPa}$$

El torque determinado anteriormente será de:

$$T = 1.5 N \cdot m$$

Se determinó los diámetros mínimos del eje. Según las siguientes ecuaciones:

$$D_M = \left[\frac{32 * N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t * M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} * \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_v = \sqrt{\frac{2.94 * K_t(V) * N}{S'_n}}$$

Hoja de cálculo: Diseño de ejes.

Aplicación: Eje motriz - transmisor.

Datos generales:

Material del eje:	Acero AISI 1020 estirado en frío.	
Resistencia a la tensión:	$S_n := 420 \text{ MPa}$	
Resistencia a la fluencia:	$S_y := 352 \text{ MPa}$	
Resistencia básica a la fatiga:	$S'_n := 172 \text{ MPa}$	
Factor por tamaño:	$C_s := 0.88$	
Factor de confiabilidad:	$C_R := 0.81$	
Resistencia modificada a la fatiga:	$S'_n := S_n \cdot C_s \cdot C_R = 122.602 \text{ MPa}$	
Factor de diseño:	$N_d := 2$	

Datos de carga del eje: Cortante, flexión y torsión.

- En el punto B.**

Componentes del momento flector:	$V_x := -128.15 \text{ N}$	$V_x := 46.81 \text{ N}$
Componentes del momento flector:	$M_x := -5.13 \text{ N} \cdot \text{m}$	$M_x := 1.87 \text{ N} \cdot \text{m}$
Factor de concentración de esfuerzos:	$K_t := 1.75$	
Par torsional:	$T_y := 1.5 \text{ N} \cdot \text{m}$	

Diámetro mínimo del eje: $D_v = 3.384 \text{ mm}$ $D_M = 11.67 \text{ mm}$

Figura 57. Hoja de cálculo de diámetros mínimos del eje. Fuente: Propia.

Según estos resultados se determinaron los siguientes diámetros:

Tabla 14.

Diámetros seleccionados del eje motriz-transmitido.

Parte acoplada	Diámetro	Diámetro mínimo	Diámetro especificado
Junta a embrague	D1	Según fabricante	--
Rodamiento	D2	11.67 mm	17.0 mm
Tornillo sin fin	D3	Integrado con el eje	--

Nota: Elaboración propia.

5.3.7 Selección de rodamientos del eje transmisor.

Primero se analizó cuáles son las cargas que se ejercerán sobre los rodamientos. Estas cargas se tabulan a continuación.

Tabla 15.
Reacciones sobre los apoyos del eje.

Apoyo	Diámetro interno	F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)
B	17 mm	-128.15	0.6302	-46.81

Nota: Elaboración propia.

La hoja de cálculo desarrollada para seleccionar los rodamientos siguió el procedimiento realizado por SKF. El rodamiento seleccionado es del tipo rígido de una hilera de bolas. Específicamente el rodamiento 61803. A continuación, se presentan los datos para el cálculo.

Datos del cálculo			
Capacidad de carga dinámica básica	C	2.03	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	1.27	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.054	kN
Velocidad de referencia		58000	r/min
Velocidad límite		34000	r/min
Factor de cálculo	k _v	0.015	
Factor de cálculo	f ₀	14.1	

Figura 58. Datos de cálculo rodamiento 61803. Fuente: SKF, 2019.

Se determino los factores para hallar el tiempo de vida del rodamiento.

Fator de ajuste de la vida útil de la Tabla 3 de SKF, 2019 para una confiabilidad del 95% se tiene:

$$a_1 = 0.64$$

El factor a_{SKF} se determina según el diagrama 9 de SKF, 2019. Con la relación de viscosidad (k) y la ecuación $n_c * \frac{P_u}{P}$ como datos de entrada, entonces:

$$k = \frac{v}{v_1} = 0.6$$

Donde:

$$v = \text{viscosidad real del aceite } 13 \frac{mm^2}{2}$$

$\nu_1 =$ viscosidad nominal (diagrama 14 SKF, 2019) $22 \frac{mm^2}{s}$

Y:

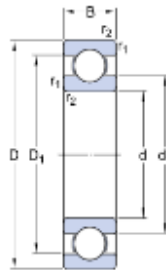
$$n_c * \frac{P_u}{P} = 0.8 * \frac{0.054 \text{ kN}}{0.138 \text{ kN}} = 0.31$$

Entonces:

$$a_{SKF} = 3.6$$

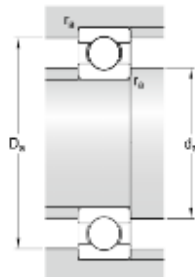
También se presenta a continuación las dimensiones del rodamiento otorgado por el fabricante.

Dimensiones



d	17	mm
D	26	mm
B	5	mm
d ₁	≈ 19.8	mm
D ₁	≈ 23.3	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm

Dimensiones de los resaltes



d ₃	min. 19	mm
D ₃	max. 24	mm
r _a	max. 0.3	mm

Figura 59. Dimensiones del rodamiento 61803. Fuente: SKF, 2019.

Reemplazando los datos hallados en la hoja de cálculo se tiene.

Hoja de cálculo: Selección de rodamientos.	
Aplicación: Eje motriz - transmisor.	
Datos generales:	
Rodamiento seleccionado:	
Carga básica dinámica:	$C := 2.03 \text{ kN}$
Carga básica estática:	$C_0 := 1.27 \text{ kN}$
Carga límite de fatiga:	$P_{fl} := 0.054 \text{ kN}$
Diámetro interno del rodamiento:	$d := 17 \text{ mm}$
Diámetro exterior del rodamiento:	$D := 26 \text{ mm}$
Factor de ajuste de vida útil:	$a_1 := 0.64$
Factor de SKF:	$a_{SKF} := 3.5$
Factor de carga mínima:	$k_f := 0.015$
Factor de cálculo:	$f_0 := 14.1$
Datos de carga:	
Carga radial:	$F_r := 136.43 \text{ N}$
Carga axial:	$F_a := 0.6302 \text{ N}$
Velocidad de giro:	$n_r := 7000 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$
Carga axial admisible:	$F_{su} = 1270 \text{ N}$
Factor de seguridad estático:	$S_0 = 18.473$
Factor de seguridad dinámico:	$S = 23.851$
Vida nominal básica:	$L_{10} = 5141.683 \text{ hr}$
Vida nominal SKF:	$L_{10m} = 11517.369 \text{ hr}$

Figura 60. Hoja de cálculo para la selección de rodamientos. Fuente: Propia.

5.4 Diseño del Módulo 3: Sistema de elevación.

5.4.1 Cálculo de carga y velocidad de la faja.

Según las dimensiones obtenidas de la forma de plantado del orégano representado en al inicio de este capítulo. Se definen los siguientes datos iniciales.

Separación entre plantas:

$$S_{op} = 25 \text{ cm}$$

Ramas por planta:

$$r_{pl} = 30 \text{ ramas}$$

Velocidad de avance promedio de una persona:

$$v_{ac} = 4 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Peso aproximado de cada rama:

$$m_{ra} = 3 \text{ gr}$$

Entonces, el número de plantas por metro lineal es:

$$n_{rm} = \frac{1 \text{ m}}{S_{op}} = 4 \text{ plantas}$$

Y el peso del orégano por metro será:

$$c_{lo} = n_{rm} * r_{pl} * m_{ra} = 0.36 \frac{kg}{m}$$

La cantidad de orégano por hora será:

$$Q_t = v_{ac} * c_{lo} = 1.44 \frac{ton}{hr}$$

Las dimensiones propuestas para la faja inclinada 45° serán:

$$H_f = 0.6 m \quad \text{Altura de la faja.}$$

$$V_f = 0.6 \quad \text{Longitud horizontal de la faja.}$$

Suponiendo un coeficiente de material de 1.2 para un material liviano como las plantas de orégano y según Perry, 2001 se tiene:

$$P_{req} = Q_t * (H_f * 0.012 + V_f * 0.011) * C_m = 0.023 hp$$

5.4.2 Selección de la faja elevadora.

Al seleccionar la faja, primero se definieron los siguientes datos:

La separación entre centros de los polines:

$$C_{pol} = 800 mm$$

La potencia nominal será:

$$P_{nom} = 0.023 hp$$

El factor de servicio según la tabla 17-15 de Budynas & Nisbett, 2008 es:

$$K_s = 1.25$$

Los diámetros de los polines serán.

$$D_{ma} = 50 mm$$

$$d_{me} = 40 mm$$

El factor de fricción será:

$$f = 0.4$$

Velocidad de rotación del polín motriz:

$$n_f = 385 rpm$$

Factor de seguridad:

$$SF = 1.1$$

Resistencia ala tracción de la faja seleccionada según el catálogo de FABREEKA se tiene:

$$F_a = 3 \frac{N}{mm}$$

Número de artículo	Tipo de banda	Lado de transporte				Capa de tracción		Lado corriente				Características de producto														
		Designación	Material	Espesor del revestimiento [mm]	Color	Estructura	Dureza Shore [A°]	Material de tejido	Cantidad de saguajes	Material	Espesor del revestimiento [mm]	Color	Estructura	Espesor [mm]	Peso [kg/m ²]	Ancho de producción [mm]	Fuerza de tracción [N/mm]	al 1% de elongación [N/mm]	Diámetro mínimo de la polea [mm]	Vite de la navaja	Temperatura de operación [°C]	Anti estático	Inflamabilidad	FDA	EU	
20200011	F 2/1 F 1029A,10	FII	0,2	amarillo	A	92	Tejido de poliéster	1	Tejido	PU, negro	Negro	---	0,5	0,5	2000	55	3	8	8	20	+100	+	+	+	+	+
20200019	F 2/1 F 1029A,10	FII	0,2	Negro	A	85	Tejido de poliéster	1	Tejido	PU, negro	Negro	---	1,1	1,2	2000	60	3	8	8	20	+100	+	+	+	+	+
20200016	F 2/1 F 1029A,10	FII	0,2	Negro	N	85	Tejido de poliéster	1	Tejido	PU, negro	Negro	---	0,9	1,0	2000	55	3	8	8	20	+100	+	+	+	+	+
20200012	F 2/1 F 1029A,10	FII	0,2	verde café	N	85	Tejido de poliéster	1	Tejido	PU, negro	verde café	---	1,2	1,2	2000	60	3	8	8	20	+100	+	+	+	+	+
20200021	F 2/2 B 0,11,10	Tejido	caucho	negro	---	---	Algodón	2	Tejido	caucho	negro	---	1,3	1,1	2000	55	4	8	8	20	+100	+	+	+	+	+
20200022	F 2/2 F 0,11,10	FII	caucho	Negro	---	---	Tejido de poliéster	2	Tejido	caucho	Negro	---	0,9	0,8	2000	90	5	8	8	20	+100	+	+	+	+	+
20200013	F 2/2 F 1029A,10	FII	0,2	verde café	N	---	Tejido de poliéster	2	Tejido	PU, negro	verde café	---	0,9	0,9	2000	90	5	8	8	20	+100	+	+	+	+	+
20200014	F 2/2 F 1029A,10	FII	0,2	Negro	N	85	Tejido de poliéster	2	Tejido	PU, negro	Negro	---	1,4	1,5	2000	90	5	10	10	20	+100	+	+	+	+	+
20200015	F 2/2 F 1029A,10	FII	0,2	verde café	N	85	Tejido de poliéster	2	Tejido	PU, negro	verde café	---	1,4	1,5	2000	90	5	10	10	20	+100	+	+	+	+	+
20200016	F 2/1 F 1029A,10	FII	0,2	verde café	CSF	85	Tejido de poliéster	1	Tejido	PU, negro	verde café	---	1,5	1,2	2000	60	6	10	10	20	+100	+	+	+	+	+

Figura 61. Características de la faja seleccionada. Fuente: VIS GmbH, 2020.

Según los datos anteriormente definidos se determina el ángulo de contacto para cada polín:

$$\theta_d = \pi - 2 * \text{asin} \left(\frac{D_{ma} - d_{me}}{2 * C_{pol}} \right) = 3.129 \text{ rad} = 179.284^\circ$$

$$\theta_D = \pi + 2 * \text{asin} \left(\frac{D_{ma} - d_{me}}{2 * C_{pol}} \right) = 3.154 \text{ rad} = 180.716^\circ$$

Velocidad lineal de la faja:

$$V_f = \frac{D_{ma} * n_f}{2} = 1.008 \frac{m}{s}$$

Peso de la faja por área:

$$w_{af} = 1.2 \frac{kg}{m^2}$$

Para una faja de ancho $b_f = 330$ mm se tiene el peso por metro lineal de:

$$w_f = w_{af} * b_f = 0.363 \frac{kg}{m}$$

La tensión centrífuga será:

$$F_c = \frac{w_f * V_f^2}{g} = 0.402 \text{ N}$$

Par de torsión necesario:

$$T_f = \frac{P_{nom} * K_s * SF}{n_f} = 1.272 N * m$$

Diferencia de F1 y F2:

$$D_{f1a_f2} = \frac{2 * T_f}{D_{ma}} = 50.864 N$$

Según la sección 17.2 de Budynas & Nisbett, 2008. Se determina un factor de velocidad de 1; de la misma forma en la tabla 17.4 de Budynas & Nisbett, 2008 se tiene un factor de polea de 0.65. Entonces la tensión permisible será:

$$F_{1a} = b_f * F_a * C_v * C_p = 643.5 N$$

Y determinando F2:

$$F_2 = F_{1a} - D_{f1a_f2} = 592.636 N$$

Tensión inicial necesaria:

$$F_i = \frac{F_{1a} + F_2}{2} - F_c = 617.667 N$$

La potencia de diseño es:

$$P_{dis} = P_{nom} * K_s * SF = 51.267 W$$

La fricción desarrollada por la faja es.

$$f' = \frac{1}{\theta_D} * \left(\frac{F_{1a} - F_c}{F_2 - F_c} \right) = 0.026 < f$$

La longitud de la faja será.

$$L_f = \left(4 * C_{pol}^2 - (D_{ma} - d_{me})^2 \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2} * (D_{ma} * \theta_D - d_{me} * \theta_a) = 1.616 m$$

Distancia de la catenaria será:

$$d_{cat} = \frac{L_f^2 * w_f}{8 * F_i} = 2.053 mm$$

5.4.3 Diseño de polines.

La forma de los polines recomendada por el fabricante es del tipo cónico – cilíndrico – cónico. Esto permite que la faja no se deslice hacia un lado. El cálculo de la geometría se desarrolla a continuación.

Length of the cylindrical part b_c

$b_0 \leq 2,000 \text{ mm} / 80 \text{ in}:$

$$b_c = \frac{b_0}{2}$$

$b_0 > 2,000 \text{ mm} / 80 \text{ in}:$

$$b_c = b_0 - 1,000 \text{ mm} / 40 \text{ in}$$

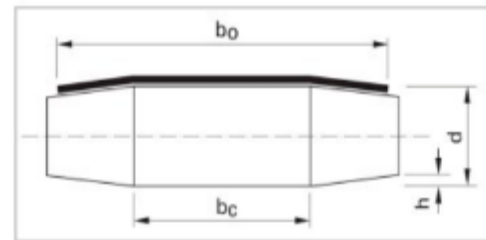


Figura 62. Cálculo de longitud de parte cilíndrica del polín. Fuente: Habasit, 2020.

Ancho de la faja:

$$b_0 = 330 \text{ mm}$$

Ancho recomendó del polín según Habasit, 2020 es:

$$b = (1.08 * b_0) + 12 \text{ mm} = 368.4 \text{ mm} \approx 370 \text{ mm}$$

Diámetros de los polines.

$$D_{ep} = 56 \text{ mm}$$

$$d_{ep} = 40 \text{ mm}$$

Ancho de la parte cilíndrica:

$$b_c = \frac{b_0}{2} = 165 \text{ mm}$$

La conicidad de los polines será:

$$h_D = 2.5 * (0.001 * D_{ep} + 0.075 \text{ mm}) = 0.3275 \text{ mm}$$

$$h_d = 2.5 * (0.001 * d_{ep} + 0.075 \text{ mm}) = 0.175 \text{ mm}$$

5.4.4 Diseño de eje – polín.

El diseño de los ejes se realizó aplicando el procedimiento de la norma ANSI B106.1M-1985. El cálculo del eje se desarrolló según la siguiente disposición.

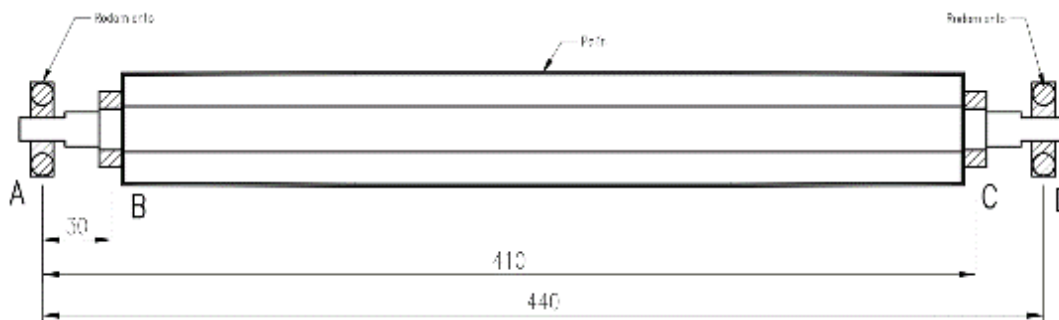


Figura 63. Disposición del eje - polín. Fuente: Propia.

Siendo A y D los apoyos y B y C los puntos donde se aplicarán las fuerzas del polín, entonces se tiene:

Tabla 16.

Fuerzas y momentos sobre el eje polín.

Ítem	F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)	M _x (N-m)	M _y (N-m)	M _z (N-m)
B	0.00	437.04	437.04	0.00	0.00	0.00
C	0.00	437.04	437.04	0.00	0.00	0.00

Nota: Elaboración propia.

Los diagramas de fuerza cortante y momento flexor obtuvieron mediante el software SAP2000. Los cuales se representan a continuación:

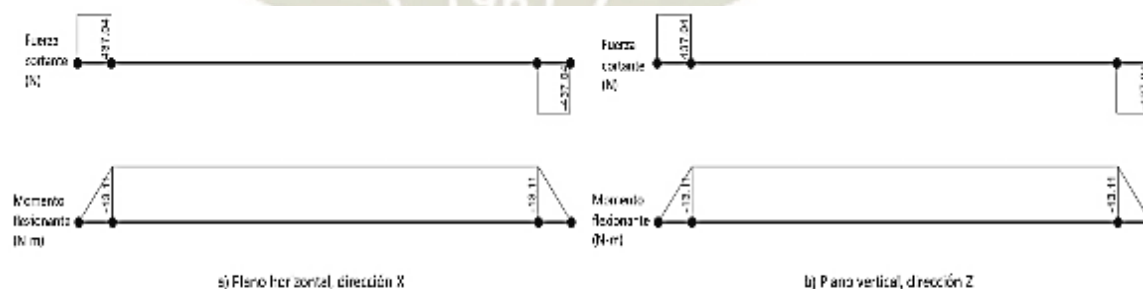


Figura 64. Diagramas de cortante y flexión del eje. Fuente: SAP2000, 2019.

Se definió el material y el tratamiento térmico con el que se fabricará el eje. El acero seleccionado será un AISI 1020 estirado en frío. Con las siguientes propiedades:

$$S_y = 352 \text{ MPa}$$

$$S_u = 420 \text{ MPa}$$

$$\Delta\varepsilon = 15 \%$$

De la figura 5.8 y 5.9 de Mott, 2006. Se obtiene una resistencia a la fatiga y un factor por tamaño de:

$$S_n = 172 \text{ MPa}$$

$$C_s = 0.88 \text{ para un diametro de } 20\text{mm}$$

Para una confiabilidad del 99% (según la tabla 5.1 de Mott, 2006), se tiene.

$$C_R = 0.81$$

La resistencia a la fatiga modificada será:

$$S'_n = S_n * C_s * C_R = 122.60 \text{ MPa}$$

El torque determinado para el polín 1 y polín 2 será de:

$$T_1 = 1.27 \text{ N} * m$$

$$T_2 = 1.01 \text{ N} * m$$

Se determinó los diámetros mínimos del eje. Según las siguientes ecuaciones:

$$D_M = \left[\frac{32 * N}{\pi} \sqrt{ \left[\frac{K_t * M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} * \left[\frac{T}{S_y} \right]^2 } \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_v = \sqrt{ \frac{2.94 * K_t(V) * N}{S'_n} }$$

Hoja de cálculo: Diseño de ejes.

Aplicación: Eje - polín.

Datos generales:

Material del eje:	Acero AISI 1020 estirado en frío.	
Resistencia a la tensión:	$S_u := 420$ MPa	
Resistencia a la fluencia:	$S_y := 352$ MPa	
Resistencia básica a la fatiga:	$S_n := 172$ MPa	
Factor por tamaño:	$C_s := 0.88$	+
Factor de confiabilidad:	$C_R := 0.81$	
Resistencia modificada a la fatiga:	$S'_n := S_n \cdot C_s \cdot C_R = 122.602$ MPa	
Factor de diseño:	$N_d := 2$	

Datos de carga del eje: Cortante, flexión y torsión.

• **En el punto A.**

Componentes del momento flector:	$V_x := 437.04$ N	$V_x := 437.04$ N
Componentes del momento flector:	$M_x := 0$ N·m	$M_x := 0$ N·m
Factor de concentración de esfuerzos:	$K_t := 1.75$	
Par torsional:	$T_y := 1.272$ N·m	

Diámetro mínimo del eje: $D_V = 7.202$ mm $D_M = 3.995$ mm

• **En el punto B.**

Componentes del momento flector:	$V_x := 437.04$ N	$V_x := 437.04$ N
Componentes del momento flector:	$M_x := -13.11$ N·m	$M_x := -13.11$ N·m
Factor de concentración de esfuerzos:	$K_t := 1.75$	
Par torsional:	$T_y := 1.272$ N·m	

Diámetro mínimo del eje: $D_V = 7.202$ mm $D_M = 17.535$ mm

• **En el punto C.**

Componentes del momento flector:	$V_x := -437.04$ N	$V_x := -437.04$ N
Componentes del momento flector:	$M_x := -13.11$ N·m	$M_x := -13.11$ N·m
Factor de concentración de esfuerzos:	$K_t := 1.75$	
Par torsional:	$T_y := 1.272$ N·m	

Diámetro mínimo del eje: $D_V = 7.202$ mm $D_M = 17.535$ mm

• **En el punto D.**

Componentes del momento flector:	$V_x := -437.04$ N	$V_x := -437.04$ N
Componentes del momento flector:	$M_x := 0$ N·m	$M_x := 0$ N·m
Factor de concentración de esfuerzos:	$K_t := 1.75$	
Par torsional:	$T_y := 1.272$ N·m	

Diámetro mínimo del eje: $D_V = 7.202$ mm $D_M = 3.995$ mm

Figura 65. Hoja de cálculo de diámetros mínimos del eje. Fuente: Propia.

Según estos resultados se determinaron los siguientes diámetros:

Tabla 17.
Diámetros seleccionados del eje motriz-transmitido.

Parte acoplada	Diámetro	Diámetro mínimo	Diámetro especificado
Rodamiento	D1	7.202 mm	12.00 mm
Nada	D2	> D1	14.00 mm
Apoyo de polín	D3	17.535 mm	18.00 mm
Nada	D4	> D3 o D5	20.00 mm
Apoyo de polín	D5	17.535 mm	18.00 mm
Nada	D6	> D7	14.00 mm
Rodamiento	D7	7.202 mm	12.00 mm

Nota: Elaboración propia.

5.4.5 Selección de rodamientos para eje – polín.

Primero se analizó cuáles son las cargas que se ejercerán sobre los rodamientos. Estas cargas se tabulan a continuación.

Tabla 18.
Reacciones sobre los apoyos del eje.

Apoyo	Diámetro interno	F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)
B	8 mm	0.00	437.04	437.04

Nota: Elaboración propia.

La hoja de cálculo desarrollada para seleccionar los rodamientos siguió el procedimiento realizado por SKF. El rodamiento seleccionado es del tipo rígido de una hilera de bolas. Específicamente el rodamiento W 618/8. A continuación, se presentan los datos para el cálculo.

Datos del cálculo			
Capacidad de carga dinámica básica	C	0.715	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	0.3	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.012	kN
Velocidad de referencia		90000	r/min
Velocidad límite		56000	r/min
Factor de cálculo	k _f	0.02	
Factor de cálculo	f ₀	7.5	

Figura 66. Datos de cálculo rodamiento W 618/8. Fuente: SKF, 2019.

Se determino los factores para hallar el tiempo de vida del rodamiento.

Fator de ajuste de la vida útil de la Tabla 3 de SKF, 2019 para una confiabilidad del 95% se tiene:

$$a_1 = 0.64$$

El factor a_{SKF} se determina según el diagrama 9 de SKF, 2019. Con la relación de viscosidad (k) y la ecuación $n_c * \frac{P_u}{P}$ como datos de entrada, entonces:

$$k = \frac{\nu}{\nu_1} = 1.01$$

Donde:

ν = viscosidad real del aceite 96 $\frac{mm^2}{2}$ a 40°C

ν_1 = viscosidad nominal (diagrama 14 SKF, 2019) 95 $\frac{mm^2}{2}$

Y:

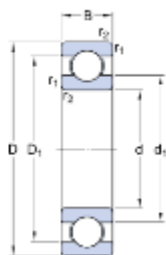
$$n_c * \frac{P_u}{P} = 0.8 * \frac{0.062 \text{ kN}}{0.618 \text{ kN}} = 0.08$$

Entonces:

$$a_{SKF} = 2.2$$

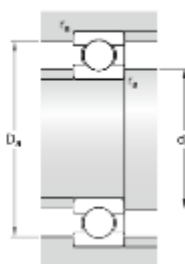
También se presenta a continuación las dimensiones del rodamiento otorgado por el fabricante.

Dimensiones



d	12	mm
D	24	mm
B	6	mm
d ₁	≈ 16	mm
D ₁	≈ 20.3	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm

Dimensiones de los resaltes



d ₃	min. 14	mm
D ₃	max. 22	mm
r _a	max. 0.3	mm

Figura 67. Dimensiones del rodamiento 61803. Fuente: SKF, 2019.

Reemplazando los datos hallados en la hoja de cálculo se tiene.

Hoja de cálculo: Selección de rodamientos.	
Aplicación: Eje motriz - transmisor.	
Datos generales:	
Rodamiento seleccionado:	
Carga básica dinámica:	$C := 2.91 \text{ kN}$
Carga básica estática:	$C_o := 1.46 \text{ kN}$
Carga limite de fatiga:	$P_u := 0.062 \text{ kN}$
Diámetro interno del rodamiento:	$d := 12 \text{ mm}$
Diámetro exterior del rodamiento:	$D := 24 \text{ mm}$
Factor de ajuste de vida útil:	$a_1 := 1.1$
Factor de SKF:	$a_{SKF} := 2.2$
Factor de carga mínima:	$k_r := 0.02$
Factor de calculo:	$f_o := 14.5$
Datos de carga:	
Carga radial:	$F_r := 618.07 \text{ N}$
Carga axial:	$F_a := 0 \text{ N}$
Velocidad de giro:	$n_r := 385 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$
Carga axial admisible:	$F_{ac} = 1460 \text{ N}$
Factor de seguridad estático:	$S_0 = 4.724$
Factor de seguridad dinámico:	$S = 7.627$
Vida nominal básica:	$L_{10} = 3057.167 \text{ hr}$
Vida nominal SKF:	$L_{10m} = 7398.344 \text{ hr}$

Figura 68. Hoja de cálculo para la selección de rodamientos. Fuente: Propia.

5.5 Diseño del Módulo 4: Sistema motriz de la faja.

5.5.1 Cálculo de fuerza de empuje generado.

Primero definiremos ciertos parámetros para realizar el cálculo de la potencia generada al empujar la máquina:

La velocidad promedio de la maquina será:

$$v_p = 4 \frac{\text{km}}{\text{hr}}$$

Diámetro de la rueda trasera será:

$$D_r = 20 \text{ in}$$

La velocidad de la rueda será:

$$\omega_r = \frac{2 * V_m}{D_r} = 41.773 \text{ rpm}$$

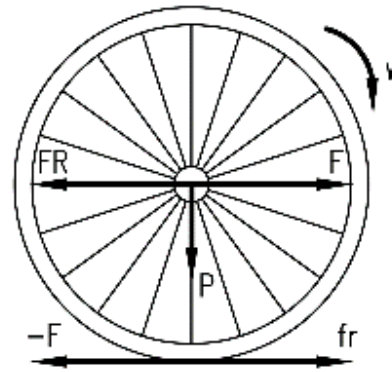


Figura 69. Diagrama de cuerpo libre de la rueda trasera. Fuente: Propia.

Aplicando ecuaciones de equilibrio se tiene.

$$\sum F_y = 0 \rightarrow f_r - FR = 0$$

Donde:

f_r : Fuerza de rozamiento.

FR: Fuerza resistente

Entonces:

$f_r > FR$ Esto garantiza que la máquina se moverá.

Se definió el valor de la fuerza resistente. Según la siguiente imagen la eficiencia total será:

$$e_t = 0.95 * 0.97 * 0.95 * 0.95 = 0.83$$

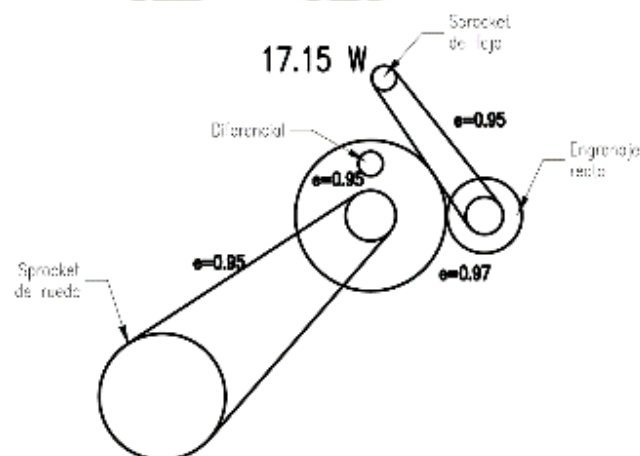


Figura 70. Diagrama de las diferentes transmisiones a la faja. Fuente: Propia.

La potencia en el sprocket de rueda será:

$$P_r = \frac{0.023 \text{ hp}}{e_t} = 20.66 \text{ W}$$

El torque en la rueda será:

$$M = \frac{P_r}{\omega_r} = 4.723 \text{ N} * m$$

La fuerza de resistencia será:

$$FR = \frac{M}{10 \text{ in}} = 18.594 \text{ N}$$

La fuerza de rozamiento será:

$$f_r = \mu * P = 0.3 * 35 \text{ kg} = 102.97 \text{ N}$$

Según ISO, 2007 se define la fórmula para determinar aproximadamente la fuerza necesaria para mover una carga por una superficie plana utilizando un elemento auxiliar.

$$F \geq 0.02 * M$$

$$F = 7.84 \text{ N} + 18.594 \text{ N}$$

$$F = 26.442 \text{ N}$$

Según Sweden. National Board of Occupational Safety and Health, 1998. Define las fuerzas iniciales según un código de colores.

- Zona aceptable (verde) < 150 N
- Se requiere mayor análisis (amarillo) = 150 N a 300 N
- Inadecuado (rojo) > 300 N

En conclusión, el esfuerzo ejercido por las personas en la máquina se considera aceptable.

5.5.2 Selección de cadena de transmisión 1.

La potencia de diseño será:

$$P_d = 20.66 \text{ W}$$

La relación de transmisión seleccionada de la Tabla 1 de Renold, 2010.

$$i = \frac{Z1}{Z2} = 2.53$$

Entonces los números de dientes serán:

$$Z1 = 38$$

$$Z2 = 15$$

La potencia de selección será:

$$P_c = f_1 * f_2 * P_d$$

Donde f_1 es el factor de condición de servicio y se determina de la tabla 2 de Renold, 2010.

$$f_1 = 1$$

Y, f_2 el factor de dientes según la ecuación presentada en la página 102 de Renold, 2010.

$$f_2 = 0.5$$

Entonces la potencia de selección será:

$$P_c = 10.33 \text{ W}$$

Ya que la potencia de selección es muy baja, se definió por un tipo de cadena de eslabón de 3/8 in, que es muy comercial.

La longitud de la cadena, para una distancia entre centros de 525 será:

$$L = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2 * C}{p} + \frac{\left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 * p}\right)^2 * p}{C} = 109 \text{ eslabones}$$

5.5.3 Diseño y cálculo del diferencial.

Para garantizar una velocidad constante en la faja, se optó por un sistema diferencial, este sistema está constituido por tres engranajes cónicos uno de ellos soportando un doble ataque.

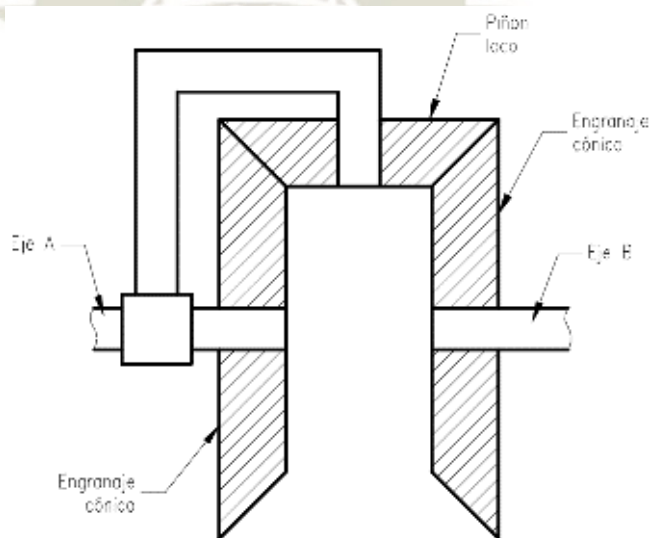


Figura 71. Disposición del sistema diferencial. Fuente: Propia.

Como se aprecia en la figura los engranajes cónicos deberán de ser iguales. Entonces el cálculo se desarrolló como una transmisión de engranajes cónicos. El cálculo se realizó con ayuda de la aplicación Desing Accelerator del software Inventor. La aplicación realiza el cálculo según la normativa ANSI/AGMA 2001-D04:2005.

La velocidad de entrada al diferencial según la transmisión de cadena anteriormente calculada se tiene:

$$\omega_e = 2.53 * \omega_r = 105.7 \text{ rpm}$$

Y la potencia de diseño será:

$$P_d = 20.66 \text{ W}$$

Definiremos una relación de trasmisión entre los engranajes cónicos y el piñón loco.

$$i = \frac{Z_1}{Z_2} = 0.6$$

También se definió un paso diametral.

$$p_d = 8$$

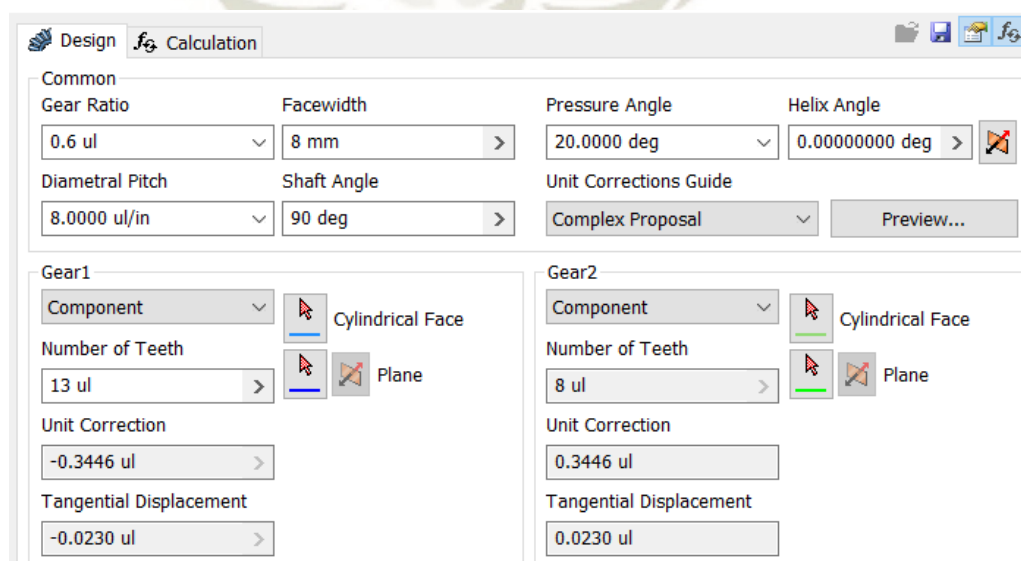
Un ángulo de presión recomendado es:

$$\alpha = 20^\circ$$

Y, el número de dientes de engranaje cónico.

$$Z_1 = 13$$

Ingresando estos datos en la hoja de cálculo de la aplicación



The screenshot shows the 'Design Accelerator' software interface with the 'Calculation' tab active. It displays input parameters for two gears, Gear1 and Gear2, under a 'Common' section.

Common	Facewidth	Pressure Angle	Helix Angle
Gear Ratio: 0.6 ul	8 mm	20.0000 deg	0.00000000 deg
Diametral Pitch: 8.0000 ul/in	Shaft Angle: 90 deg	Unit Corrections Guide: Complex Proposal	

Gear1	Gear2
Component: Cylindrical Face	Component: Cylindrical Face
Number of Teeth: 13 ul	Number of Teeth: 8 ul
Unit Correction: -0.3446 ul	Unit Correction: 0.3446 ul
Tangential Displacement: -0.0230 ul	Tangential Displacement: 0.0230 ul

Figura 72. Datos de ingreso en la hoja de cálculo. Fuente: Inventor, 2019.

Con estos datos se obtienen a continuación los resultados de la geometría de cada engrane.

El material seleccionado para la construcción de los engranes será el AISI 1020 estirado en frío. Con las siguientes propiedades:

$$S_y = 352 \text{ MPa}$$

$$S_u = 420 \text{ MPa}$$

$$\Delta\varepsilon = 15 \%$$

De la figura 5.8 y 5.9 de Mott, 2006. Se obtiene una resistencia a la fatiga y un factor por tamaño de:

$$S_n = 172 \text{ MPa}$$

Se definió los factores necesarios para el cálculo de los engranes. Todos los factores mencionados serán según AGMA, 2001.

El factor de sobrecarga, para una fuente de potencia de choque ligero y para una maquina impulsado uniforme se tiene:

$$K_o = 1.2$$

El factor de tamaño para un paso diametral mayor a 5 es:

$$K_s = 1$$

Factor de fiabilidad para una falla de 1 en 10000 se tiene:

$$K_R = 1.5$$

Factor de temperatura. Por condiciones de servicio será:

$$K_t = 1$$

Factor de avance por dientes helicoidales según AGMA, 2001. Como son dientes rectos esto será:

$$C_{mc} = 1$$

Por sugerencia de AGMA, 2001 para el factor de corrección de alineamiento de malla se tiene:

$$C_e = 0.8$$

El fator de modificación de proporción de piñón. Definiendo la ubicación del engranaje al final del eje la relación S1/S siempre será mayor a 1 por ende:

$$C_{pm} = 1.1$$

AGMA, 2001 aún no define el factor de condición de superficie de forma estándar, pero recomienda en caso que el acabado superficial genere efectos negativos en que

The screenshot shows the 'Cálculo' (Calculation) tab in the Inventor software. It displays the following data:

Método de cálculo de resistencia		
ANSI/AGMA 2001-D04:2005		
Cargas		
	Engranaje 1	Engranaje 2
Potencia	P 20.66W	0.019 kW
Velocidad	n 105.7 rpm	171.76 rpm
Par de torsión	T 1.866 N m	1.034 N m
Eficacia	η 0.9 su	
Valores de material		
Engranaje 1	<input type="checkbox"/> Material de usuario	
Engranaje 2	<input type="checkbox"/> Material de usuario	
Tensión de plegado admitida	S _{at} 152.0 MPa	152.0 MPa
Tensión de contacto admitida	S _{ac} 471.49 MPa	471.49 MPa
Módulo de elasticidad	E 200000 MPa	200000 MPa
Coefficiente de Poisson	μ 0.27 su	0.27 su
Vida requerida	L _h 10000 h	

Resultados	
F _t	108.323 N
F _n	115.275 N
v	0.191 mps
n _{E1}	90983.114 rpm
Engranaje 1	
F _{r1}	20.663 N
F _{r2}	20.663 N
F _{a1}	33.578 N
F _{a2}	33.578 N
k _f	1.407 su
k _n	3.896 su
Engranaje 2	
F _{r1}	33.578 N
F _{r2}	33.578 N
F _{a1}	20.663 N
F _{a2}	20.663 N
k _f	1.369 su
k _n	3.835 su

Figura 74. Resultados mecánicos de los engranajes cónicos. Fuente: Inventor, 2019.

5.5.4 Diseño de transmisión de engranajes rectos.

El cálculo se realizó con ayuda de la aplicación Desing Accelerator del software Inventor. La aplicación realiza el cálculo según la normativa ANSI/AGMA 2001-D04:2005.

La velocidad de entrada al diferencial según la transmisión de cadena anteriormente calculada se tiene:

$$\omega_e = 2.53 * \omega_r = 105.7 \text{ rpm}$$

Y la potencia de diseño será:

$$P_d = 20.66 \text{ W}$$

Definiremos una relación de trasmisión entre los engranajes rectos.

$$i = \frac{Z1}{Z2} = 0.5$$

También se definió un módulo.

$$m = 3 \text{ mm}$$

Un ángulo de presión recomendado es:

$$\alpha = 20^\circ$$

Y, el número de dientes de engranaje impulsor.

$$Z1 = 31$$

Ingresando estos datos en la hoja de cálculo de la aplicación

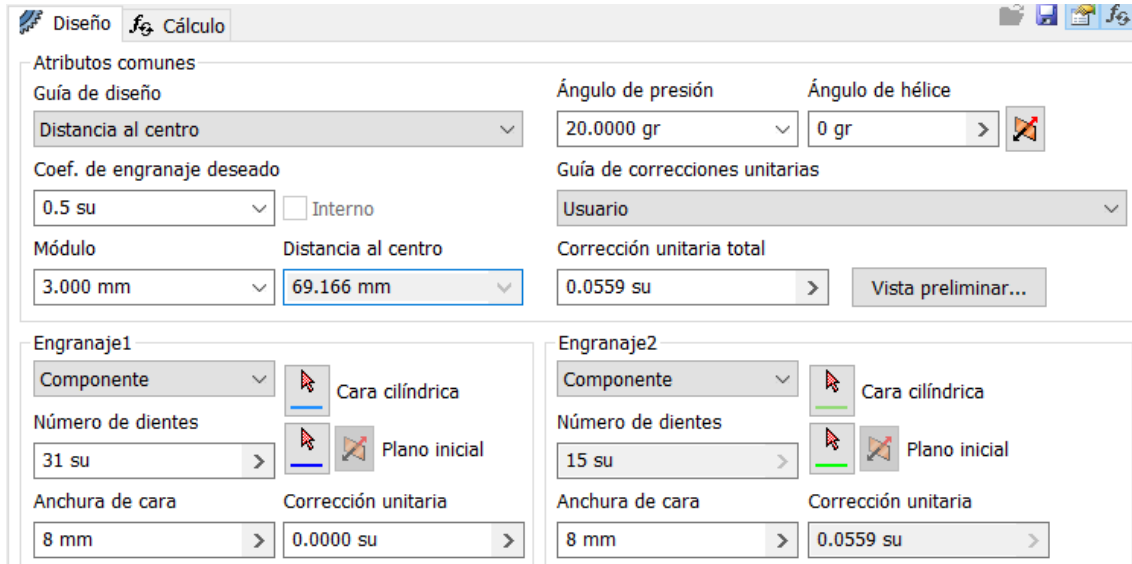


Figura 75. Datos de ingreso en la hoja de cálculo. Fuente: Inventor, 2019.

Con estos datos se obtienen a continuación los resultados de la geometría de cada engrane.

El material seleccionado para la construcción de los engranes será el AISI 1020 estirado en frío. Con las siguientes propiedades:

$$S_y = 352 \text{ MPa}$$

$$S_u = 420 \text{ MPa}$$

$$\Delta\varepsilon = 15 \%$$

De la figura 5.8 y 5.9 de Mott, 2006. Se obtiene una resistencia a la fatiga y un factor por tamaño de:

$$S_n = 172 \text{ MPa}$$

Se definieron los factores necesarios para el cálculo de los engranes. Todos los factores mencionados serán según AGMA, 2001.

El factor de sobrecarga, para una fuente de potencia de choque ligero y para una maquina impulsado uniforme se tiene:

$$K_o = 1.2$$

El factor de tamaño para un paso diametral mayor a 5 es:

$$K_s = 1$$

Factor de fiabilidad para una falla de 1 en 10000 se tiene:

$$K_R = 1.5$$

Factor de temperatura. Por condiciones de servicio será:

$$K_t = 1$$

Factor de avance por dientes helicoidales según AGMA, 2001. Como son dientes rectos esto será:

$$C_{mc} = 1$$

Por sugerencia de AGMA, 2001 para el factor de corrección de alineamiento de malla se tiene:

$$C_e = 0.8$$

El factor de modificación de proporción de piñón. Definiendo la ubicación del engranaje al final del eje la relación S1/S siempre será menor a 1 por ende:

$$C_{pm} = 1$$

AGMA, 2001 aún no define el factor de condición de superficie de forma estándar, pero recomienda en caso que el acabado superficial genere efectos negativos en que perjudique el funcionamiento del engrane se toman valores mayores a la unidad. Ya que la potencia y el torque transmitido por el engrane no es alto. Se tiene:

$$C_f = 1$$

La dureza del AISI 1020 estirado en frío es 122 HB. Ya que el material es el mismo para los dos engranes. Según AGMA, 2001 el factor de coeficiente de dureza es:

$$C_H = 1$$

El factor de ciclo de tensión recomendado por la aplicación es viable para nuestro caso por las características del material.

La tensión de plegado admitida será:

$$s_{at} = 77.3 * 122 + 12800 = 22230.6 \frac{lb}{in^2} = 153.27 MPa$$

La tensión de contacto admitida será:

$$s_{at} = 322 * 122 + 29100 = 68384.0 \frac{lb}{in^2} = 471.49 MPa$$

Los resultados tanto de la parte geométrica como del cálculo mecánico se presentan a continuación:

	Engranaje 1	Engranaje 2					
Tipo de modelo	Componente	Componente	Dientes de cota sobre cuerda	z_m	4.000 su	2.000 su	
Número de dientes	z	31 su	15 su	Cota sobre (entre) conductores	M	102.896 mm	54.647 mm
Corrección unitaria	x	0.0000 su	0.0559 su	Diámetro de conductor	d_M	6.000 mm	6.000 mm
Diámetro de separación	d	93.000 mm	45.000 mm	Desviación límite del ángulo de hélice	f_{β}	0.0095 mm	0.0090 mm
Diámetro exterior	d_a	98.997 mm	51.332 mm	Oscilación circunferencial radial límite	F_r	0.0210 mm	0.0170 mm
Diámetro raíz	d_f	85.500 mm	37.835 mm	Desviación límite de la separación axial	f_{pt}	0.0085 mm	0.0075 mm
Diámetro de círculo base	d_b	87.391 mm	42.286 mm	Desviación límite de la separación básica	f_{pb}	0.0080 mm	0.0070 mm
Diámetro de separación de trabajo	d_w	93.224 mm	45.108 mm	Número virtual de dientes	z_v	31.000 su	15.000 su
Anchura de cara	b	8.000 mm	8.000 mm	Diámetro de separación virtual	d_n	93.000 mm	45.000 mm
Coefficiente de anchura de cara	b_r	0.0860 su	0.1778 su	Diámetro exterior virtual	d_{an}	98.997 mm	51.332 mm
Altura de cabeza del diente	a^*	1.0000 su	1.0000 su	Diámetro de círculo base virtual	d_{bn}	87.391 mm	42.286 mm
Juego	c^*	0.2500 su	0.2500 su	Corrección unitaria sin concicidad	x_z	0.1163 su	0.6181 su
Empalme raíz	r_f^*	0.3500 su	0.3500 su	Corrección unitaria sin entalladura	x_p	-0.7934 su	0.1424 su
Grosor de diente	s	4.712 mm	4.834 mm	Corrección unitaria con entalladura admitida	x_d	-0.9634 su	-0.0276 su
Grosor de diente tangencial	s_t	4.712 mm	4.834 mm	Truncamiento cabeza diente	k	0.0005 su	0.0005 su
Grosor de diente sobre cuerda	t_c	4.161 mm	4.269 mm	Unidad de grosor del diente exterior	s_o	0.7408 su	0.6314 su
Altura de cabeza de diente sobre cuerda	a_c	2.241 mm	2.389 mm	Ángulo de presión en la punta	α_s	28.0219 gr	34.5357 gr
Cota sobre cuerda	W	32.300 mm	14.030 mm				

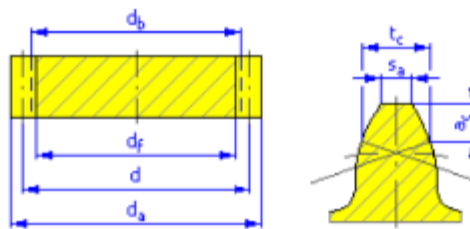


Figura 76. Resultados geométricos de los engranajes cónicos. Fuente: Inventor, 2019.

Método de cálculo de resistencia
ANSI/AGMA 2001-D04:2005

Cargas

	Engranaje 1	Engranaje 2
Potencia	P 20.66W	0.020 kW
Velocidad	n 105.7	218.45 rpm
Par de torsión	T 1.866 N m	0.885 N m
Eficacia	η 0.980 su	

Valores de material

Engranaje 1 Material de usuario

Engranaje 2 Material de usuario

	Engranaje 1	Engranaje 2
Tensión de plegado admitida	S_{at} 153.27 MPa	153.27 MPa
Tensión de contacto admitida	S_{ac} 471.49 MPa	471.49 MPa
Módulo de elasticidad	E 200000 MPa	200000 MPa
Coefficiente de Poisson	μ 0.270 su	0.270 su

Vida requerida L_h 10000 h

Resultados

F_t	40.043 N
F_r	14.872 N
F_a	0.000 N
F_n	42.716 N
v	0.515 mps
n_{E1}	18075.807 rpm
Engranaje 1	
k_f	1.735 su
k_n	25.883 su
Engranaje 2	
k_f	1.665 su
k_n	26.215 su

Figura 77. Resultados mecánicos de los engranajes cónicos. Fuente: Inventor, 2019.

5.5.5 Diseño de eje de transmisión A.

El diseño de los ejes se realizó aplicando el procedimiento de la norma ANSI B106.1M-1985. El cálculo del eje se desarrolló según la siguiente disposición.

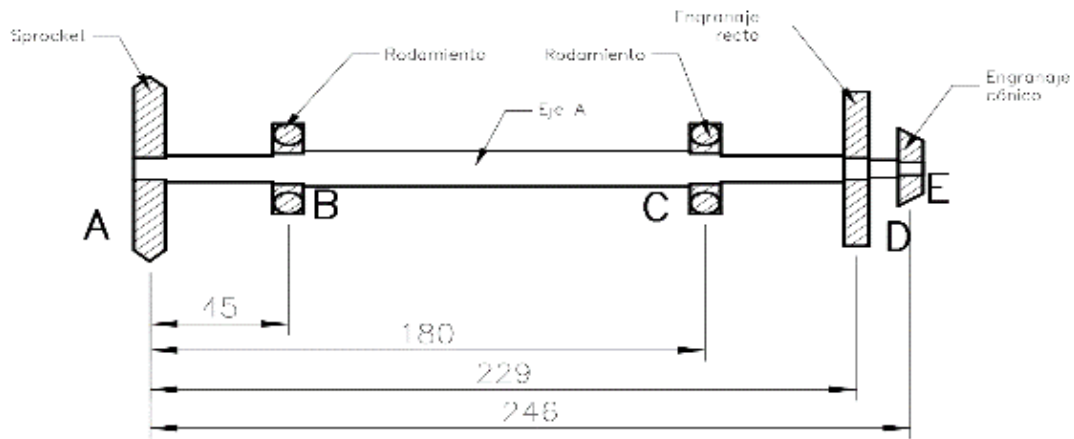


Figura 78. Disposición del eje motriz-transmisor. Fuente: Propia.

Siendo A y B los apoyos y C el punto donde se aplicarán las fuerzas del tornillo sin fin, entonces se tiene:

Tabla 19.
Fuerzas y momentos sobre el eje motriz-transmitido.

Ítem	F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)	M _x (N-m)	M _y (N-m)	M _z (N-m)
A	36.1	0.00	49.69	0.00	0.00	0.00
D	-40.04	0.00	14.87	0.00	0.00	0.00
E	-108.32	-33.58	-20.66	0.00	0.00	0.00

Nota: Elaboración propia.

Los diagramas de fuerza cortante y momento flexor obtuvieron mediante el software SAP2000. Los cuales se representan a continuación:

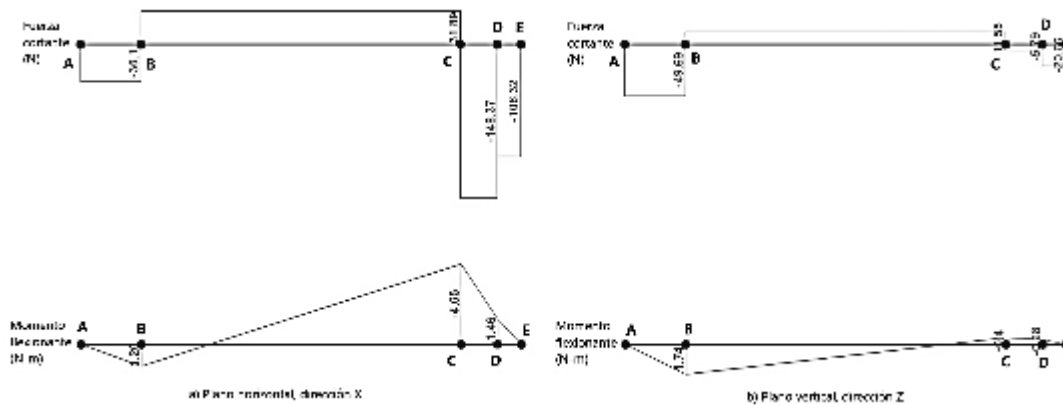


Figura 79. Diagramas de cortante y flexión del eje. Fuente: SAP2000, 2019.

Se definió el material y el tratamiento térmico con el que se fabricará el eje. El acero seleccionado será un AISI 1020 estirado en frío. Con las siguientes propiedades:

$$S_y = 352 \text{ MPa}$$

$$S_u = 420 \text{ MPa}$$

$$\Delta \varepsilon = 15 \%$$

De la figura 5.8 y 5.9 de Mott, 2006. Se obtiene una resistencia a la fatiga y un factor por tamaño de:

$$S_n = 172 \text{ MPa}$$

$$C_s = 0.88 \text{ para un diametro de } 20\text{mm}$$

Para una confiabilidad del 99% (según la tabla 5.1 de Mott, 2006), se tiene.

$$C_R = 0.81$$

La resistencia a la fatiga modificada será:

$$S'_n = S_n * C_s * C_R = 122.60 \text{ MPa}$$

El torque determinado anteriormente será de:

$$T = 1.866 \text{ N} * m$$

Se determinó los diámetros mínimos del eje. Según las siguientes ecuaciones:

$$D_M = \left[\frac{32 * N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t * M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} * \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad 6/$$

$$D_v = \sqrt{\frac{2.94 * K_t(V) * N}{S'_n}}$$

Hoja de cálculo: Diseño de ejes.

Aplicación: Eje - polín.
Datos generales:

Material del eje: Acero AISI 1020 estirado en frío.
Resistencia a la tensión: $S_u = 490$ MPa
Resistencia a la fluencia: $S_y = 352$ MPa
Resistencia básica a la fatiga: $S_b = 172$ MPa
Factor por tamaño: $C_t = 0.88$
Factor de confiabilidad: $C_R = 0.81$
Resistencia modificada a la fatiga: $S'_b = S_b \cdot C_t \cdot C_R = 122.602$ MPa
Factor de diseño: $N_d = 2$

Datos de carga del eje: Cortante, flexión y torsión.

Punto	Componentes del momento flector	Factor de concentración de esfuerzos	Par torsional	D_p (mm)	D_M (mm)
En el punto A.	$V_A = -31.1$ N $M_A = 0$ N·m	$K_A = 1.75$	$T_A = 1.866$ N·m	2.218	4.539
	Diámetro mínimo del eje: $D_p = 2.218$ mm, $D_M = 4.539$ mm				
En el punto B.	$V_B = -67.69$ N $M_B = 1.26$ N·m	$K_B = 1.75$	$T_B = 1.866$ N·m	2.571	8.58
	Diámetro mínimo del eje: $D_p = 2.571$ mm, $D_M = 8.58$ mm				
En el punto C.	$V_C = -148.37$ N $M_C = -4.65$ N·m	$K_C = 1.75$	$T_C = 1.866$ N·m	3.534	11.08
	Diámetro mínimo del eje: $D_p = 3.534$ mm, $D_M = 11.08$ mm				
En el punto D.	$V_D = -168.32$ N $M_D = -1.46$ N·m	$K_D = 1.75$	$T_D = 0$ N·m	3.042	7.561
	Diámetro mínimo del eje: $D_p = 3.042$ mm, $D_M = 7.561$ mm				
En el punto E.	$V_E = -168.32$ N $M_E = 0$ N·m	$K_E = 1.75$	$T_E = 1.866$ N·m	3.042	4.539
	Diámetro mínimo del eje: $D_p = 3.042$ mm, $D_M = 4.539$ mm				

Figura 80. Hoja de cálculo de diámetros mínimos del eje. Fuente: Propia.

Según estos resultados se determinaron los siguientes diámetros:

Tabla 20.
Diámetros seleccionados del eje motriz-transmitido.

Parte acoplada	Diámetro	Diámetro mínimo	Diámetro especificado
Sprocket	D1	4.539 mm	8 mm
Nada	D2	Menor a D3	10 mm
Rodamiento	D3	8.58 mm	12 mm
Nada	D4	Mayor a D3	13 mm
Rodamiento	D5	11.08 mm	12 mm
Nada	D6	Menor a D6	11 mm
Engranaje recto	D7	7.561 mm	10 mm
Nada	D8	Menor a D7	9 mm
Engranaje cónico	D9	4.539 mm	8 mm

Nota: Elaboración propia.

5.5.6 Diseño de eje de transmisión B.

El diseño de los ejes se realizó aplicando el procedimiento de la norma ANSI B106.1M-1985. El cálculo del eje se desarrolló según la siguiente disposición.

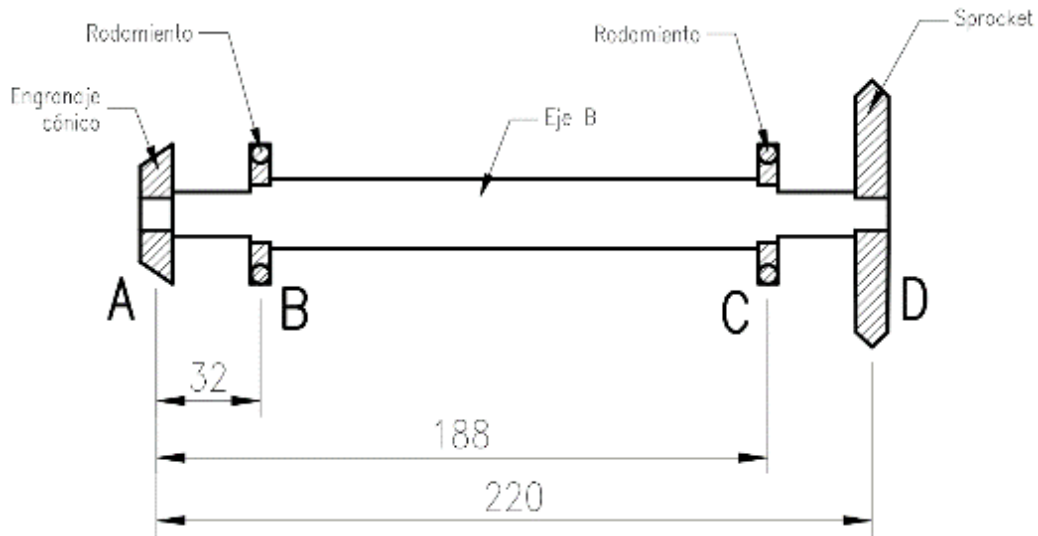


Figura 81. Disposición del eje motriz-transmisor. Fuente: Propia.

Siendo A y B los apoyos y C el punto donde se aplicarán las fuerzas del tornillo sin fin, entonces se tiene:

Tabla 21.

Fuerzas y momentos sobre el eje motriz-transmitido.

Ítem	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	Mx (N-m)	My (N-m)	Mz (N-m)
A	-108.32	-33.58	-20.66	0.00	0.00	0.00
D	36.1	0.00	49.69	0.00	0.00	0.00

Nota: Elaboración propia.

Los diagramas de fuerza cortante y momento flexor obtuvieron mediante el software SAP2000. Los cuales se representan a continuación:

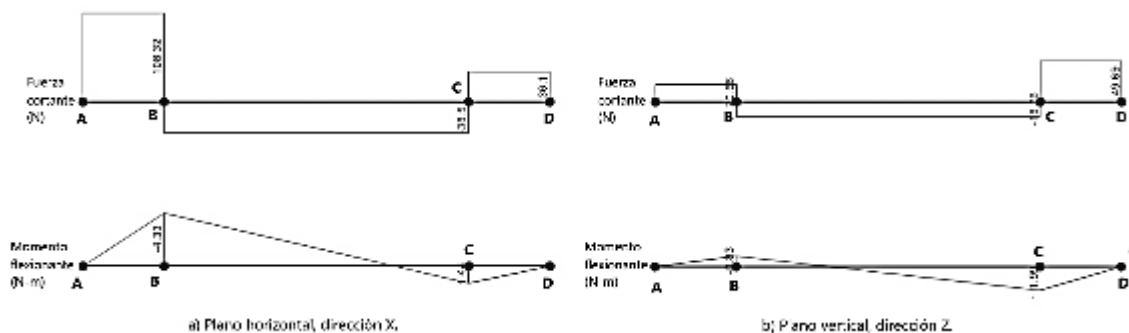


Figura 82. Diagramas de cortante y flexión del eje. Fuente: SAP2000, 2019.

Se definió el material y el tratamiento térmico con el que se fabricará el eje. El acero seleccionado será un AISI 1020 estirado en frío. Con las siguientes propiedades:

$$S_y = 352 \text{ MPa}$$

$$S_u = 420 \text{ MPa}$$

$$\Delta\varepsilon = 15 \%$$

De la figura 5.8 y 5.9 de Mott, 2006. Se obtiene una resistencia a la fatiga y un factor por tamaño de:

$$S_n = 172 \text{ MPa}$$

$$C_s = 0.88 \text{ para un diametro de } 20\text{mm}$$

Para una confiabilidad del 99% (según la tabla 5.1 de Mott, 2006), se tiene.

$$C_R = 0.81$$

La resistencia a la fatiga modificada será:

$$S'_n = S_n * C_s * C_R = 122.60 \text{ MPa}$$

El torque determinado anteriormente será de:

$$T = 1.866 \text{ N} * \text{m}$$

Se determinó los diámetros mínimos del eje. Según las siguientes ecuaciones:

$$D_M = \left[\frac{32 * N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t * M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} * \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_v = \sqrt{\frac{2.94 * K_t(V) * N}{S'_n}}$$

Hoja de cálculo: Diseño de ejes.			
Aplicación: Eje - polin.			
Datos generales:			
Material del eje:	Acero AISI 1020 estirado en frío.		
Resistencia a la tensión:	$S_u = 420 \text{ MPa}$		
Resistencia a la fluencia:	$S_y = 352 \text{ MPa}$		
Resistencia básica a la fatiga:	$S_n = 172 \text{ MPa}$		
Factor por tamaño:	$C_s = 0.88$		
Factor de confiabilidad:	$C_R = 0.81$		
Resistencia modificada a la fatiga:	$S'_n = S_n * C_s * C_R = 122.602 \text{ MPa}$		
Factor de diseño:	$N_d = 2$		
Datos de carga del eje: Cortante, flexión y torsión.			
• En el punto A.			
Componentes del momento flector:	$V_x = 108.32 \text{ N}$	$V_y = 20.66 \text{ N}$	
Componentes del momento flector:	$M_x = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$	$M_y = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$	
Factor de concentración de esfuerzos:	$K_t = 1.75$		
Par torsional:	$T_y = 1.866 \text{ N} \cdot \text{m}$		
Diámetro mínimo del eje:	$D_v = 3.042 \text{ mm}$	$D_M = 4.539 \text{ mm}$	
• En el punto B.			
Componentes del momento flector:	$V_x = 108.32 \text{ N}$	$V_y = 20.66 \text{ N}$	
Componentes del momento flector:	$M_x = 4.33 \text{ N} \cdot \text{m}$	$M_y = 0.83 \text{ N} \cdot \text{m}$	
Factor de concentración de esfuerzos:	$K_t = 1.75$		
Par torsional:	$T_y = 1.866 \text{ N} \cdot \text{m}$		
Diámetro mínimo del eje:	$D_v = 3.042 \text{ mm}$	$D_M = 10.873 \text{ mm}$	
• En el punto C.			
Componentes del momento flector:	$V_x = 38.51 \text{ N}$	$V_y = 49.69 \text{ N}$	
Componentes del momento flector:	$M_x = 1.44 \text{ N} \cdot \text{m}$	$M_y = 1.99 \text{ N} \cdot \text{m}$	
Factor de concentración de esfuerzos:	$K_t = 1.75$		
Par torsional:	$T_y = 1.866 \text{ N} \cdot \text{m}$		
Diámetro mínimo del eje:	$D_v = 2.297 \text{ mm}$	$D_M = 8.964 \text{ mm}$	
• En el punto D.			
Componentes del momento flector:	$V_x = 36.1 \text{ N}$	$V_y = 49.69 \text{ N}$	
Componentes del momento flector:	$M_x = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$	$M_y = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$	
Factor de concentración de esfuerzos:	$K_t = 1.75$		
Par torsional:	$T_y = 1.866 \text{ N} \cdot \text{m}$		
Diámetro mínimo del eje:	$D_v = 2.27 \text{ mm}$	$D_M = 4.539 \text{ mm}$	

Figura 83. Hoja de cálculo de diámetros mínimos del eje. Fuente: Propia.

Según estos resultados se determinaron los siguientes diámetros:

Tabla 22.

Diámetros seleccionados del eje motriz-transmitido.

Parte acoplada	Diámetro	Diámetro mínimo	Diámetro especificado
Engranaje cónico	D1	4.539 mm	8 mm
Nada	D2	Menor a D3	10 mm
Rodamiento	D3	10.873 mm	12 mm
Nada	D4	Mayor a D3	14 mm
Rodamiento	D5	8.964 mm	12 mm
Nada	D6	Menor a D5	10 mm
Sprocket	D7	4.539 mm	8 mm

Nota: Elaboración propia.

5.5.7 Selección de cadenas para movimiento de la faja.

La potencia de diseño será:

$$P_d = 20.66 W$$

La relación de transmisión seleccionada de la Tabla 1 de Renold, 2010.

$$i = \frac{Z_1}{Z_2} = 1.82$$

Entonces los números de dientes serán:

$$Z_1 = 19$$

$$Z_2 = 10$$

La potencia de selección será:

$$P_c = f_1 * f_2 * P_d$$

Donde f_1 es el factor de condición de servicio y se determina de la tabla 2 de Renold, 2010.

$$f_1 = 1$$

f_2 el factor de dientes según la ecuación presentada en la página 102 de Renold, 2010.

$$f_2 = 0.5$$

Entonces la potencia de selección será:

$$P_c = 10.33 W$$

Ya que la potencia de selección es muy baja, se definió por un tipo de cadena de eslabón de 3/8 in, que es muy comercial.

La longitud de la cadena, para una distancia entre centros de 231 será:

$$L = \frac{Z1 + Z2}{2} + \frac{2 * C}{p} + \frac{\left(\frac{Z2 - Z1}{2 * p}\right)^2 * p}{C} = 51 \text{ eslabones}$$

5.5.8 Diseño de eje de transmisión C.

El diseño de los ejes se realizó aplicando el procedimiento de la norma ANSI B106.1M-1985. El cálculo del eje se desarrolló según la siguiente disposición.

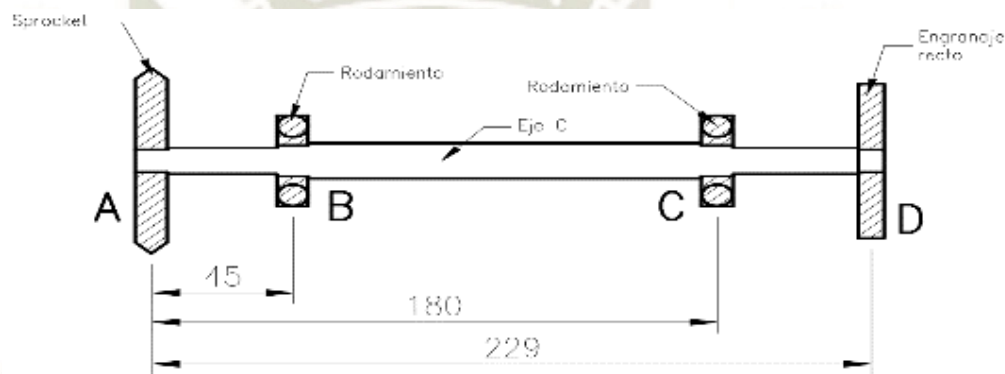


Figura 84. Disposición del eje motriz-transmisor. Fuente: Propia.

Siendo A y B los apoyos y C el punto donde se aplicarán las fuerzas del tornillo sin fin, entonces se tiene:

Tabla 23.

Fuerzas y momentos sobre el eje motriz-transmitido.

Ítem	F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)	M _x (N-m)	M _y (N-m)	M _z (N-m)
A	6.45	0.00	22.06	0.00	0.00	0.00
D	-40.04	0.00	14.87	0.00	0.00	0.00

Nota: Elaboración propia.

Los diagramas /de fuerza cortante y momento flexor obtuvieron mediante el software SAP2000. Los cuales se representan a continuación:

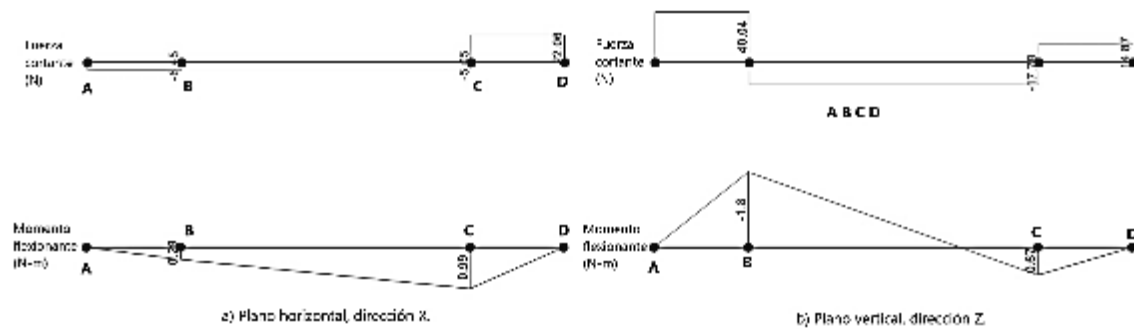


Figura 85. Diagramas de cortante y flexión del eje. Fuente: SAP2000, 2019.

Se definió el material y el tratamiento térmico con el que se fabricará el eje. El acero seleccionado será un AISI 1020 estirado en frío. Con las siguientes propiedades:

$$S_y = 352 \text{ MPa}$$

$$S_u = 420 \text{ MPa}$$

$$\Delta \varepsilon = 15 \%$$

De la figura 5.8 y 5.9 de Mott, 2006. Se obtiene una resistencia a la fatiga y un factor por tamaño de:

$$S_n = 172 \text{ MPa}$$

$$C_s = 0.88 \text{ para un diametro de } 20\text{mm}$$

Para una confiabilidad del 99% (según la tabla 5.1 de Mott, 2006), se tiene.

$$C_R = 0.81$$

La resistencia a la fatiga modificada será:

$$S'_n = S_n * C_s * C_R = 122.60 \text{ MPa}$$

El torque determinado anteriormente será de:

$$T = 0. N * m$$

Se determinó los diámetros mínimos del eje. Según las siguientes ecuaciones:

$$D_M = \left[\frac{32 * N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t * M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} * \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_v = \sqrt{\frac{2.94 * K_t(V) * N}{S'_n}}$$

Hoja de cálculo: Diseño de ejes.			
Aplicación: Eje - polin.			
Datos generales:			
Material del eje:	Acero AISI 1020 estrado en frío.		
Resistencia a la tensión:	$S_u = 420 \text{ MPa}$		
Resistencia a la fluencia:	$S_y = 352 \text{ MPa}$		
Resistencia básica a la fatiga:	$S_e = 172 \text{ MPa}$		
Factor por tamaño:	$C_t = 0.88$		
Factor de confiabilidad:	$C_R = 0.81$		
Resistencia modificada a la fatiga:	$S'_e = S_e \cdot C_t \cdot C_R = 122.602 \text{ MPa}$		
Factor de diseño:	$N_d = 2$		
Datos de carga del eje: Cortante, flexión y torsión.			
• En el punto A.			
Componentes del momento flector:	$V_x = 6.45 \text{ N}$	$V_y = 40.04 \text{ N}$	
Componentes del momento flector:	$M_x = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$	$M_y = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$	
Factor de concentración de esfuerzos:	$K_t = 1.75$		
Par torsional:	$T_z = 0.885 \text{ N}\cdot\text{m}$		
Diámetro mínimo del eje:		$D_V = 1.845 \text{ mm}$	$D_M = 3.54 \text{ mm}$
• En el punto B.			
Componentes del momento flector:	$V_x = 6.45 \text{ N}$	$V_y = 40.04 \text{ N}$	
Componentes del momento flector:	$M_x = 0.29 \text{ N}\cdot\text{m}$	$M_y = -1.8 \text{ N}\cdot\text{m}$	
Factor de concentración de esfuerzos:	$K_t = 1.75$		
Par torsional:	$T_z = 0.885 \text{ N}\cdot\text{m}$		
Diámetro mínimo del eje:		$D_V = 1.845 \text{ mm}$	$D_M = 8.103 \text{ mm}$
• En el punto C.			
Componentes del momento flector:	$V_x = 22.06 \text{ N}$	$V_y = 17.68 \text{ N}$	
Componentes del momento flector:	$M_x = 0.99 \text{ N}\cdot\text{m}$	$M_y = 0.67 \text{ N}\cdot\text{m}$	
Factor de concentración de esfuerzos:	$K_t = 1.75$		
Par torsional:	$T_z = 0.885 \text{ N}\cdot\text{m}$		
Diámetro mínimo del eje:		$D_V = 1.54 \text{ mm}$	$D_M = 7.05 \text{ mm}$
• En el punto D.			
Componentes del momento flector:	$V_x = 22.06 \text{ N}$	$V_y = 14.87 \text{ N}$	
Componentes del momento flector:	$M_x = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$	$M_y = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$	
Factor de concentración de esfuerzos:	$K_t = 1.75$		
Par torsional:	$T_z = 0.885 \text{ N}\cdot\text{m}$		
Diámetro mínimo del eje:		$D_V = 1.494 \text{ mm}$	$D_M = 3.54 \text{ mm}$

Figura 86. Hoja de cálculo de diámetros mínimos del eje. Fuente: Propia.

Según estos resultados se determinaron los siguientes diámetros:

Tabla 24.
Diámetros seleccionados del eje motriz-transmitido.

Parte acoplada	Diámetro	Diámetro mínimo	Diámetro especificado
Sprocket	D1	3.54 mm	7.00 mm
Nada	D2	Menor a D3	9.00 mm
Rodamiento	D3	8.103 mm	10.00 mm
Nada	D4	Mayor a D3	12.00 mm
Rodamiento	D5	7.05 mm	10.00 mm
Nada	D6	Menor a D5	9.00 mm
Engranaje recto	D7	3.54 mm	7.00 mm

Nota: Elaboración propia.

5.5.9 Selección de rodamientos para el eje A, eje B y eje C.

Primero se analizó cuáles son las cargas que se ejercerán sobre los rodamientos. Estas cargas se tabulan a continuación.

Tabla 25.
Reacciones sobre los apoyos del eje.

Apoyo	Diámetro interno	F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)
B	12 mm	-67.99	33.58	-61.24
C	12 mm	180.26	33.58	17.34

Nota: Elaboración propia.

La hoja de cálculo desarrollada para seleccionar los rodamientos siguió el procedimiento realizado por SKF. El rodamiento seleccionado es del tipo de agujas. Específicamente el rodamiento K 10x14x10 TN.

Se determino los factores para hallar el tiempo de vida del rodamiento.

Fator de ajuste de la vida útil de la Tabla 3 de SKF, 2019 para una confiabilidad del 95% se tiene:

$$a_1 = 0.77$$

El factor a_{SKF} se determina según el diagrama 9 de SKF, 2019. Con la relación de viscosidad (k) y la ecuación $n_c * \frac{P_u}{P}$ como datos de entrada, entonces:

$$k = \frac{v}{v_1} = 0.6$$

Donde:

v = viscosidad real del aceite $13 \frac{mm^2}{2}$

v_1 = viscosidad nominal (diagrama 14 SKF, 2019) $22 \frac{mm^2}{2}$

Y:

$$n_c * \frac{P_u}{P} = 0.8 * \frac{0.695 \text{ kN}}{0.092 \text{ kN}} = 6.2$$

Entonces:

$$a_{SKF} = 1.6$$

A continuación, se presentan los datos para realizar la selección del rodamiento.

Datos del cálculo			
Capacidad de carga dinámica básica	C	5.61	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	6.1	kN
Carga límite de fatiga	P_{fl}	0.695	kN
Velocidad de referencia		28000	r/min
Velocidad límite		32000	r/min

Figura 87. Datos de cálculo rodamiento K 10x14x10 TN. Fuente: SKF, 2019.

También se presenta a continuación las dimensiones del rodamiento otorgado por el fabricante.

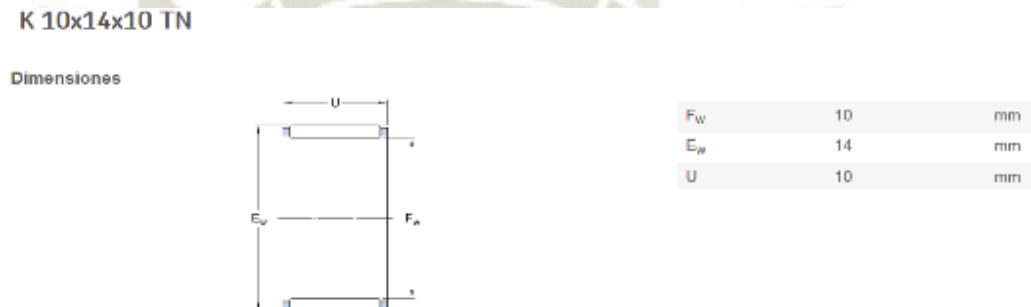


Figura 88. Dimensiones del rodamiento K 10x14x10 TN. Fuente: SKF, 2019.

Reemplazando los datos hallados en la hoja de cálculo se tiene.

Hoja de cálculo: Selección de rodamientos.	
Aplicación: Eje motriz - transmisor.	
Datos generales:	
Rodamiento seleccionado:	
Carga básica dinámica:	$C_1 = 4.84$ kN
Carga básica estática:	$C_{01} = 6.4$ kN
Carga límite de fatiga:	$P_{u1} = 0.71$ kN
Diámetro interno del rodamiento:	$d = 12$ mm
Diámetro exterior del rodamiento:	$D = 16$ mm
Factor de ajuste de vida útil:	$a_1 = 0.77$
Factor de SKF:	$a_{SKF} = 1.6$
Datos de carga:	
Carga radial:	$F_r = 91.5$ N
Velocidad de giro:	$n_r = 105.7$ $\frac{\text{rev}}{\text{min}}$
Factor de seguridad estático:	$S_{01} = 69.945$
Factor de seguridad dinámico:	$S_1 = 52.896$
Vida nominal básica:	$L_{10} = 3714212.067$ hr
Vida nominal SKF:	$L_{10m} = 4575909.267$ hr

Figura 89. Hoja de cálculo para la selección de rodamientos. Fuente: Propia.

5.6 Diseño del Módulo 5: Estructura de la máquina.

5.6.1 Modelado 3D de la estructura.

La estructura se modeló con elementos frame. Los perfiles seleccionados fueron 30x30x2mm y 20x20x2mm. Los puntos de apoyo seleccionados se ubican en los perfiles soporte de las ruedas.

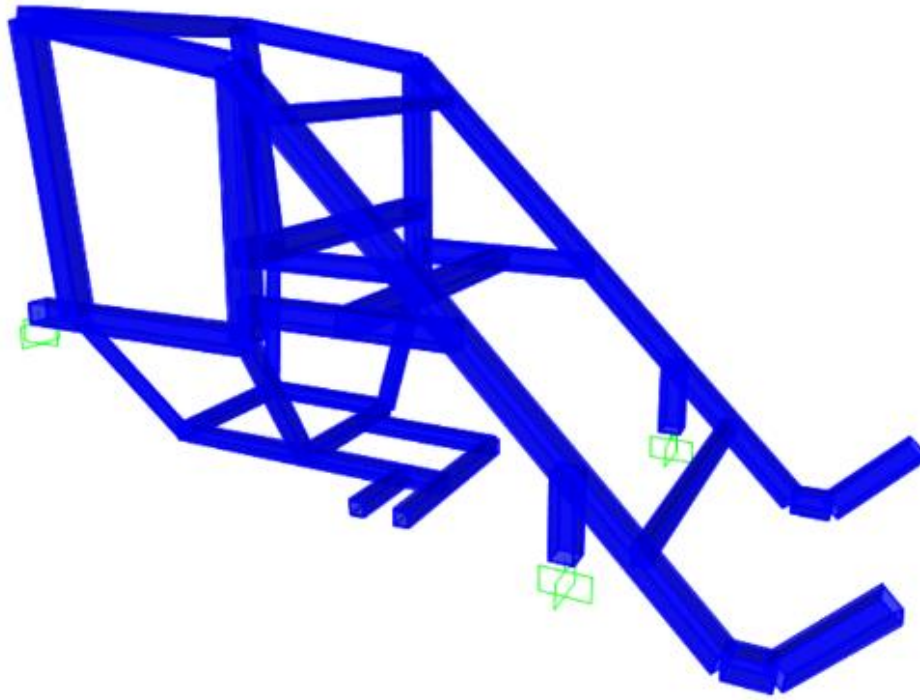


Figura 90. Modelado de la estructura con elementos tipo frame. Fuente: SAP2000, 2019.

5.6.2 Ubicación de las fuerzas en la estructura.

Se definieron diferentes fuerzas que se ubicaron en la armadura. Las cargas consideradas son:

La carga viva producida por las reacciones transmitida de los rodamientos a la estructura.

La carga viva producida por el peso propio del motor distribuida en los 4 puntos de apoyo sobre la estructura.

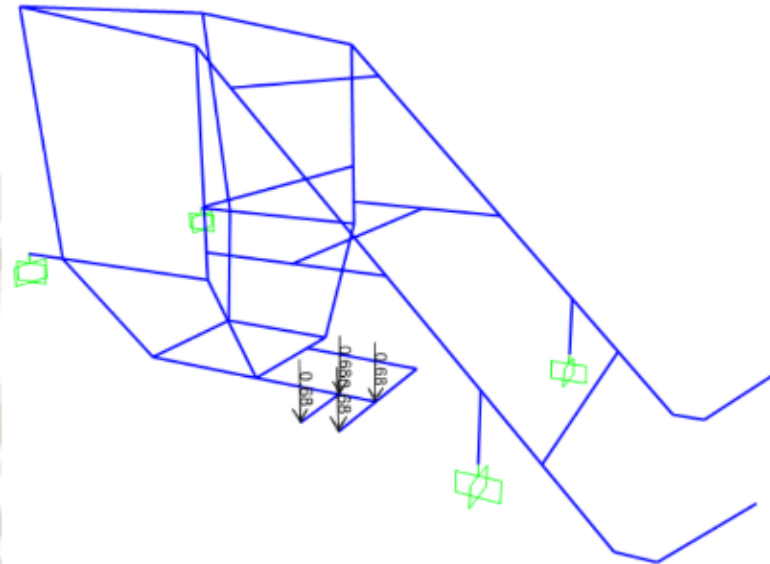


Figura 93. Peso del motor sobre la estructura. Fuente: SAP2000, 2019.

Y el peso del orégano en caso que el espacio dispuesto para el almacenamiento este lleno. Esta carga muerta se distribuirá sobre los perfiles soporte base ya que esto se considera como el caso más crítico.

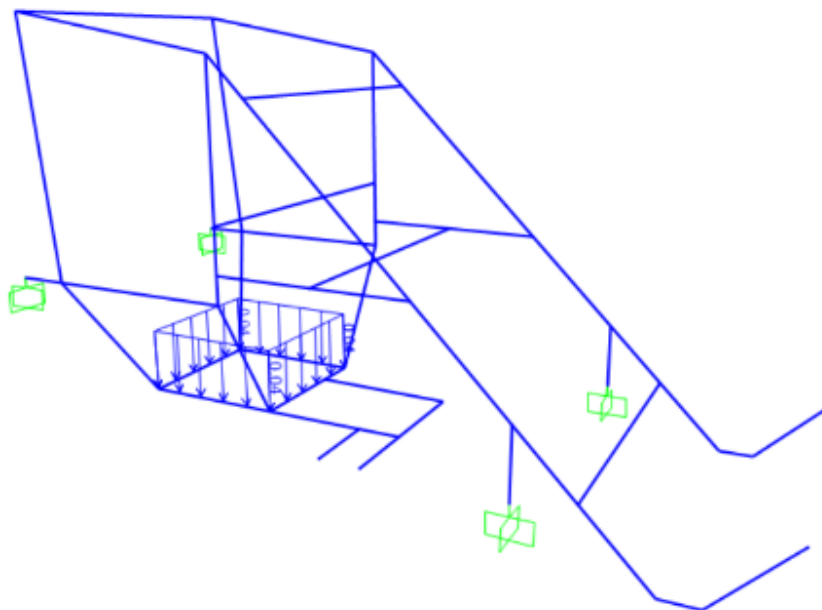


Figura 94. Distribución de carga sobre la estructura. Fuente: SAP2000, 2019.

La combinación de cargas utilizadas sin considerar cargas de viento, lluvia, sismo y nieve se tiene:

- 1.4(D)
- 1.2(D) + 1.6(L)

Donde:

D = Cargas muertas.

L= Cargas vivas.

5.6.3 Deformación máxima en la estructura.

La deformación máxima presentada en la estructura de la maquina es:

$$\delta = 0.840 \text{ mm}$$

Esta deformación, según la longitud del perfil en donde ocurre, representa un porcentaje de:

$$\% \delta = \frac{0.840 \text{ mm} * 100}{255 \text{ mm}} = 0.3\%$$

Ya que representa un porcentaje muy bajo. Este se considera aceptable. A continuación, se representa el diagrama de colores de la deformación presentada en toda la estructura.

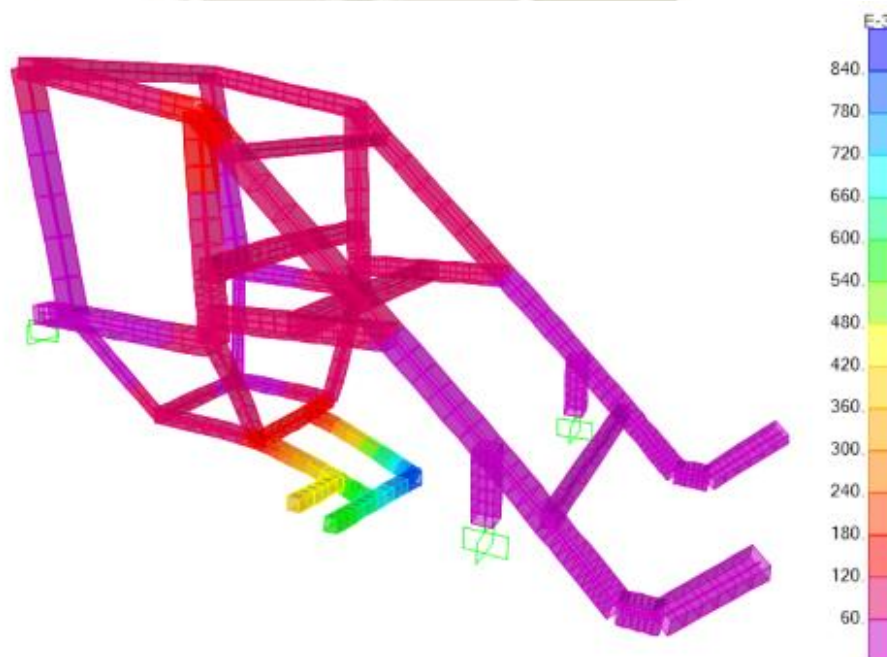


Figura 95. Diagrama de colores de la deformación sobre la estructura. Fuente: SAP2000, 2019.

5.6.4 Ratios máximas en la estructura.

La ratio máxima presentado por la estructura se define según la sección H1.2 H1.1b de ANSI/AISC, 2016:

$$f = \frac{1}{2} * \frac{P_r}{P_c} + \frac{Mr_{33}}{Mc_{33}} + \frac{Mr_{22}}{Mc_{22}}$$

$$0.18 = 0.000 + 0.138 + 0.042$$

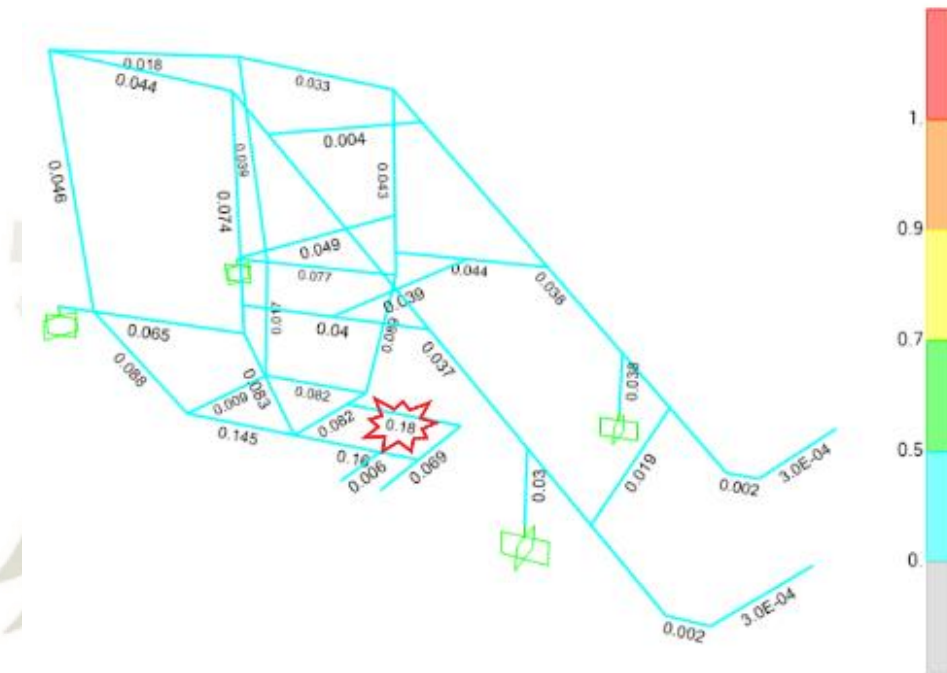


Figura 96. Diagrama de colores de las ratios máximas en la estructura. Fuente: SAP2000, 2019.

Capítulo VI. Diseño de detalle

6.1 Descripción de los planos

Los planos presentados a continuación, tienen por objetivo:

- Mostrar la disposición espacial de los diferentes elementos que conforman la máquina.
- Describir la geometría, materiales y acabados superficiales para al correcto funcionamiento de la máquina.
- Informar sobre el tipo de rodamientos, pernos, tornillos y diferentes accesorios que forman parte de la máquina.

A continuación, se muestra el listado de planos para facilitar su lectura.

Tabla 26.

Listado de planos para la máquina cosechadora de orégano.

Ítem	Nombre de plano	Número de plano
1	Ensamble general	A3-UCSM-WJRM-1.00
2	Ensamble del sistema de corte	A4-UCSM-WJRM-1.01
3	Conjunto de eje transmisor	A4-UCSM-WJRM-1.01.01
4	Detalles y secciones de eje	A4-UCSM-WJRM-1.01.01.01
5	Detalles de tornillo sinfin	A4-UCSM-WJRM-1.01.01.02
6	Conjunto de eje transmitido	A4-UCSM-WJRM-1.01.02
7	Detalles y secciones de eje	A4-UCSM-WJRM-1.01.02.01
8	Detalles de corona sinfín	A4-UCSM-WJRM-1.01.02.02
9	Detalles y secciones de manivela	A4-UCSM-WJRM-1.01.02.03
10	Conjunto de puntones y cuchillas	A4-UCSM-WJRM-1.01.03
11	Detalle y sección de biela	A4-UCSM-WJRM-1.01.03.01
12	Detalle de plancha de sujeción	A4-UCSM-WJRM-1.01.03.02

13	Detalles de soporte de cuchillas y puntones	A4-UCSM-WJRM-1.01.03.03
14	Detalle de plancha de desgaste	A4-UCSM-WJRM-1.01.03.04
15	Detalles de biela	A4-UCSM-WJRM-1.01.03.05
16	Ensamble de sistema de elevación	A4-UCSM-WJRM-1.02
17	Conjunto soporte de polín	A4-UCSM-WJRM-1.02.01
18	Detalles de plancha y soporte de rodamiento	A4-UCSM-WJRM-1.02.01.01
19	Conjunto de polín motriz	A4-UCSM-WJRM-1.02.02
20	Detalles de eje	A4-UCSM-WJRM-1.02.02.01
21	Topes de polín	A4-UCSM-WJRM-1.02.02.02
22	Conjunto de polín motriz	A4-UCSM-WJRM-1.02.03
23	Detalle de rodillo	A4-UCSM-WJRM-1.02.03.01
24	Detalle de soporte de eje y tapa	A4-UCSM-WJRM-1.02.03.02
25	Conjunto jaula de empuje	A4-UCSM-WJRM-1.02.04
26	Detalle de tapa y soporte de rodamiento	A4-UCSM-WJRM-1.02.04.01
27	Detalle de eje	A4-UCSM-WJRM-1.02.04.02
28	Conjunto soporte polín tensor	A4-UCSM-WJRM-1.02.05
29	Detalle de tapa y plancha de conexión	A4-UCSM-WJRM-1.02.05.01
30	Conjunto de polín tensor	A4-UCSM-WJRM-1.02.06
31	Detalle de eje	A4-UCSM-WJRM-1.02.06.01
32	Conjunto polin tensor	A4-UCSM-WJRM-1.02.07
33	Detalles de rodillo y tapa	A4-UCSM-WJRM-1.02.07.01
34	Conjunto eje de transmisión C	A4-UCSM-WJRM-1.02.08
35	Detalle de eje	A4-UCSM-WJRM-1.02.08.01
36	Detalle de engranaje recto	A4-UCSM-WJRM-1.02.08.02
37	Conjunto eje de transmisión A	A4-UCSM-WJRM-1.02.09
38	Detalle soporte de rodamiento piñón loco	A4-UCSM-WJRM-1.02.09.01
39	Detalles de engranaje recto	A4-UCSM-WJRM-1.02.09.02
40	Detalles de eje	A4-UCSM-WJRM-1.02.09.03
41	Detalle de engranaje cónico	A4-UCSM-WJRM-1.02.09.04
42	Detalle de engranaje cónico loco	A4-UCSM-WJRM-1.02.09.05
43	Conjunto de eje de transmisión B	A4-UCSM-WJRM-1.02.10

44	Detalles de eje	A4-UCSM-WJRM-1.02.10.01
45	Conjunto soporte de eje transmisión C	A4-UCSM-WJRM-1.02.11
46	Detalle soporte y placa de conexión	A4-UCSM-WJRM-1.02.11.01
47	Detalle de estabilizadores	A4-UCSM-WJRM-1.02.11.02
48	Conjunto soporte de eje transmisión A y B	A4-UCSM-WJRM-1.02.12
49	Detalle de estabilizadores	A4-UCSM-WJRM-1.02.12.01
50	Ensamble general de la estructura	A3-UCSM-WJRM-1.03
51	Tabla de contenido	A3-UCSM-WJRM-1.03
52	Despiece de estructura 1/3	A3-UCSM-WJRM-1.03.01
53	Despiece de estructura 2/3	A3-UCSM-WJRM-1.03.02
54	Despiece de estructura 3/3	A3-UCSM-WJRM-1.03.03

Nota: Elaboración propia.

6.2 Costos generales de la máquina

Los costos generales de la máquina, serán la suma de los costos de ingeniería y los costos de fabricación. En estos costos no se incluye IGV y todos esta realizados a la fecha 10 de junio del 2020.

Los costos de ingeniería contemplan los costos en hora hombre (hh) de las etapas de diseño mencionadas en esta tesis. Cabe mencionar que solo se cobraran una equivalencia de los materiales gastados en el diseño de la máquina.

Tabla 27.
Costos de ingeniería.

ID	Descripción	Cant	Und	P.U.	P.P.
1	Definición de la idea	4	hh	S/8.00	S/40.00
2	Calculo y diseño de la máquina	35	hh	S/5.00	S/125.00
3	Realización de planos	20	hh	S/13.50	S/150.00
Total					S/315.00

Nota: Elaboración propia.

Los costos de fabricación contemplan la adquisición de los diferentes elementos que conforman la máquina, también se consideran las horas de maquinado para las piezas que se necesitan.

Tabla 28.
Costos de adquisición y fabricación de elementos.

ID	Descripción	Material	Cant	Und	P.U.	P.P.
1	Motor GX35	Honda	1	und.	S/700.00	S/700.00
2	Soporte de Motor Honda GX35	Honda	1	und.	S/65.00	S/65.00
3	Rodamiento 61803	SKF	5	und.	S/8.50	S/42.50
4	Rodamiento 61805	SKF	2	und.	S/3.00	S/6.00
5	Sello G10x14x3	SKF	4	und.	S/0.80	S/3.20
6	Rodamiento de agujas K10x14x10	SKF	2	und.	S/7.00	S/14.00
7	Sprocket Martin 35B10	Martin	2	und.	S/35.00	S/70.00
8	Sprocket Martin 35B15	Martin	3	und.	S/15.00	S/45.00
9	Rodamiento W61701	SKF	2	und.	S/12.50	S/25.00
10	Sprocket Martin 35B21	Martin	1	und.	S/25.00	S/25.00
11	Rodamiento de agujas HK1512	SKF	6	und.	S/6.50	S/39.00
12	Sello G15x21x3	SKF	6	und.	S/0.70	S/4.20
13	Rodamiento W604-2Z	SKF	2	und.	S/12.00	S/24.00
14	Rodamiento de agujas HK1312	SKF	1	und.	S/7.00	S/7.00
15	Sello G13x19x3	SKF	2	und.	S/0.80	S/1.60
16	Eje tornillo sinfín	AISI 1020	1	und.	S/64.30	S/64.30
17	Chaveta plana	UNE 17012	3	und.	S/1.80	S/5.40
18	Tornillo sinfín	Bronce de aluminio	1	und.	S/78.00	S/78.00
19	Eje de corona y manivela	AISI 1020	1	und.	S/66.50	S/66.50
20	Corona sinfín	Bronce de aluminio	1	und.	S/89.60	S/89.60
21	Manivela	AISI 1020	1	und.	S/63.40	S/63.40
22	Biela	AISI 1020	1	und.	S/53.80	S/53.80
23	Arandela de 4mm ISO 7089	140HV	2	und.	S/0.40	S/0.80

24	Tuerca M4 ISO 4032	6	2	und.	S/0.20	S/0.40
25	Tornillo M4x14 ISO 7045	4.8	2	und.	S/0.30	S/0.60
26	Plancha de sujeción	ASTM A36	2	und.	S/4.50	S/9.00
27	Tornillo M6x12 ISO 7045H	4.8	14	und.	S/0.40	S/5.60
28	Tuerca M6 ISO 4036	6	14	und.	S/0.50	S/7.00
29	Puntón		4	und.	S/18.00	S/72.00
30	Cuchilla		7	und.	S/3.20	S/22.40
31	Soporte de cuchillas	ASTM A36	1	und.	S/5.00	S/5.00
32	Arandela de 6mm ISO 7089	140HV	8	und.	S/0.40	S/3.20
33	Tuerca M6 ISO 4032	6	8	und.	S/0.20	S/1.60
34	Tornillo M6x30 ISO 7046H	4.8	8	und.	S/0.30	S/2.40
35	Soporte de puntones	ASTM A36	1	und.	S/4.50	S/4.50
36	Plancha de desgaste	Bronce de aluminio	1	und.	S/12.50	S/12.50
37	Corredera	AISI 1020	1	und.	S/38.90	S/38.90
38	Plancha para soporte	ASTM A36	2	und.	S/4.30	S/8.60
39	Soporte rodamientos	ASTM A36	2	und.	S/5.00	S/10.00
40	Polín	ASTM A106	2	und.	S/46.70	S/93.40
41	Topes de polín	AISI 1020	4	und.	S/32.60	S/130.40
42	Eje de polines	AISI 1020	2	und.	S/64.70	S/129.40
43	Tapas de polines	ASTM A36	4	und.	S/2.00	S/8.00
44	Tapas de jaula	ASTM A36	2	und.	S/4.00	S/8.00
45	Platinas 1/8"x1/2"x366.65	ASTM A36	6	und.	S/4.50	S/27.00
46	Eje de jaula	AISI 1020	1	und.	S/58.60	S/58.60
47	Eje transmisión C	AISI 1020	1	und.	S/63.70	S/63.70
48	Engranaje eje C	AISI 1020	1	und.	S/85.60	S/85.60
49	Arandela de 5mm ISO 7089	140HV	4	und.	S/0.40	S/1.60
50	Tuerca M5 ISO 4035	6	4	und.	S/0.20	S/0.80
51	Tornillo M5x14 ISO 7045	4.8	4	und.	S/0.30	S/1.20
52	Engranaje eje A	AISI 1020	1	und.	S/78.90	S/78.90
53	Tornillo M3x16 ISO 7045H	4.8	2	und.	S/0.30	S/0.60
54	Eje transmisión A	AISI 1020	1	und.	S/62.30	S/62.30

55	Arandela de 5mm ISO 7089	140HV	8	und.	S/0.40	S/3.20
56	Tuerca M5 ISO 4035	6	8	und.	S/0.20	S/1.60
57	Tornillo M5x40 ISO 7045H	4.8	8	und.	S/0.30	S/2.40
58	Engranaje cónico	AISI 1020	2	und.	S/84.60	S/169.20
59	Engranaje cónico loco	AISI 1020	1	und.	S/71.40	S/71.40
60	Eje transmisión B	AISI 1020	1	und.	S/68.90	S/68.90
61	Estabilizadores	ASTM A36	4	und.	S/2.50	S/10.00
62	Faja 20200012	GMBH	1.16	m	S/42.00	S/48.72
63	Perfiles de faja	FABREKA	6	und.	S/9.60	S/57.60
64	Sprockte Martin 35B38	Martin	2	und.	S/36.00	S/72.00
65	Tubo cuadrado de 30x30x2mm	ASTM A36	8.363	m	S/12.00	S/100.36
66	Tubo cuadrado de 20x20x2mm	ASTM A36	1.95	m	S/10.50	S/20.48
67	Plancha desplegada romboidal	Acero Galv.	2	Plan.	S/25.30	S/50.60
68	Tubo circular 3/4" SCH40	ASTM A106	1.989	mm	S/11.70	S/23.27
Total						S/3,146.22

Nota: Elaboración propia.

El costo total de máquina sin incluir IGV será:

Tabla 29.
Costo total de la máquina.

ID	Descripción	Cant	Und	P.U.	P.P.
1	Costos de ingeniería	1	und	S/315.00	S/315.00
2	Costos de fabricación	1	und	S/3,146.22	S/3,146.22
Total					S/3461.22

Nota: Elaboración propia.

6.3 Costos de cosecha tradicional vs costo de cosecha con la máquina

Para realizar la comparativa de los costos actuales de cosecha versus los costos de cosecha con el uso de la máquina de orégano diseñada, se tomó como marco de referencia un terreno de 75m de ancho por 45m de largo. Dando estas dimensiones un área aproximada a un topo en la ciudad de Arequipa.

Se determinó el costo de hora hombre para la cosecha de orégano.

Precio de jornal sin incluir al almuerzo es en junio del 2020 es:

$$P.J. = S/70.00$$

El almuerzo para cada hombre es:

$$Almuerzo = S/7.00$$

Se considerará un 20% del precio para el transporte de personal:

$$P.P. = S/77.00 * 1.15 = S/88.55$$

Horas en un jornal:

$$H.J. = 8 \text{ hr}$$

Precio por hora hombre es:

$$P.U. = S/11.07 \text{ hh}$$

La cantidad de horas promedio utilizadas para la cosecha de orégano para un topo de terreno es:

$$H.T. = 96h$$

El costo total por cosecha de orégano de la forma actual será:

$$P.T. = S/1062.72$$

Se determino el costo de cosecha con la máquina por hora, entonces:

El costo por litro de combustible para el mes de junio del 2020 será:

$$P.C. = \frac{S/2.44}{\text{litro}}$$

El consumo del motor honda GX35 según datos del fabricante es:

$$H.M.P. = 0.71 \frac{L}{hr} * P.C. = S/1.73 \text{ hm}$$

Se agregó el costo por mantenimiento del 25% y un costo de traslado de la máquina del 30% se tiene:

$$P.U.M = S/1.73 + S/0.43 + S/0.519 = S/2.679 \text{ hm}$$

El terreno tomado como marco de referencia tiene 75m de largo por 45m de ancho, según datos obtenidos en campo, para una separación de 40cm se tienen:

$$\text{Lineas de sembrado} = \frac{45m}{40cm} = 112 \text{ lineas}$$

Cada línea tiene 75m de largo y la velocidad de la máquina es 4km/hr, entonces:

$$\text{Tiempo cosecha por linea} = \frac{75m}{4 \text{ km/h}} = 1.38 \text{ min}$$

Sumando 60 segundos de carga y descarga del producto ya recolectado se tiene:

$$Tiempo\ total = 1.38min + 60seg = 2.38min$$

Para todas las líneas se tiene:

$$Tiempo\ de\ cosecha = 2.38min * 112lineas = 4.44\ hrs$$

Entonces el costo de cosecha de orégano con la maquina será:

Tabla 30.

Costos de cosecha con la máquina.

ID	Descripción	Cant	Und	P.U.	P.P.
1	Maquina cosechadora	4.44	hm	S/2.68	S/11.9
2	Mano de obra	4.44	hm	S/11.07	S/51.98
Total					S/63.88

Nota: Elaboración propia.

Entonces el ahorro por cosecha será:

$$Ahorro = S/1062.72 - S/63.88 = S/998.84$$

El tiempo de recuperación en cosechas de la adquisición de la máquina será de:

$$Recuperación = \frac{S/3461.22}{S/998.84} = 3.46 \approx 4\ cosechas$$

Conclusiones

El objetivo fundamental de esta tesis era abordar el problema de mejorar la higiene y eficiencia en el proceso de cosecha de orégano en las regiones de Arequipa y Tacna. Ya que; el orégano, al ser un producto de exportación, necesita cumplir con ciertos estándares de calidad y, una de las mayores causas de contaminación del producto proviene de la etapa de cosecha, porque esto se realiza de forma artesanal, al mismo tiempo, está inmerso la cultura de higiene en los trabajadores, que no es de las más adecuadas, esto conlleva a la contaminación del producto y su posterior rechazo durante su comercialización; frente a esta situación era sumamente importante emprender acciones que permitan el uso de una máquina semiautomática que facilite la cosecha del orégano enfocado a consolidar sistemas de Buenas Prácticas Agrícolas, acorde con la tendencia mundial de producción más limpia para su comercialización en el mercado interno y externo, es así que decidimos aportar con una solución al problema con la automatización de un máquina para el proceso de cosecha del orégano ligada al juicio y la experiencia del investigador.

Así pues, la principal aportación de este trabajo consiste en el diseño e implementación de una máquina semiautomática que mejorara la higiene y eficiencia en el proceso de cosecha del orégano. Cabe resaltar que el diseño de máquinas tiene como herramienta la aplicación de diferentes conocimientos científicos a una solución técnica, teniendo como limitantes los materiales, la economía, tecnología, las leyes, el medio ambiente y los humanos. Por otra parte, en el campo de la ingeniería mecánica, específicamente en el área de diseño de máquinas, el diseño de un producto tiene como objetivo la definición y la generación de un nuevo producto que cumpla con un ciclo de vida predispuesto, las especificaciones y todas aquellas delimitantes que lo hacen factible para su fabricación (Riba, 2002).

Es así que las conclusiones que se derivan del trabajo de investigación que se presenta enlazan entre sí los temas tratados en el proceso del diseño de la máquina semiautomática para la cosecha del orégano y son las que se exponen a continuación:

1. Se logró identificar exitosamente los problemas en la forma de cosecha utilizada actualmente en la región de Arequipa y Tacna, principalmente en el tema de higiene y la poca tecnología utilizada.

2. Se aplicó de correctamente la metodología proporcionada por la normativa VDI 2221, dando como resultado un diseño eficiente y enfocado al usuario promedio para la actividad de cosecha de orégano.
3. Se diseñaron y elaboraron los planos de ensamble como de despiece de la máquina según las normas técnicas peruanas de dibujo técnico, consecuentemente se obtuvo un costeo general de la máquina siendo este inferior al valor inicialmente definido.
4. Se aplicó el método de elementos finitos, realizando un análisis dinámico para el conjunto de corte, determinando de manera correcta las fuerzas internas en el ensamble y consecuentemente, se desarrolló un análisis estático aplicando un mallado adecuado a las piezas más críticas (manivela, biela, corredera y plancha de conexión). También se realizó el análisis a la estructura de la máquina seleccionando correctamente el tamaño mínimo de perfiles.
5. Se realizó un análisis comparativo de costos de cosecha actuales versus los costos de cosecha con la adquisición de la máquina, determinando una muy clara ventaja en el uso de la máquina, siendo el tiempo de recuperación 4 cosechas, lo cual representa un año de producción. Cabe aclarar que no se vería afectado el rendimiento de la cosecha ya que la amortización se produce con el ahorro generado por la máquina.

Finalmente quedaría plantear cuáles pueden ser las líneas futuras de investigación. Como continuación natural del trabajo desarrollado en esta tesis, una línea futura inmediata podría ser el estudio comparativo de costos de cosecha actuales versus los costos de cosecha con la adquisición de la máquina. Además, aún queda mucha investigación por delante en la aplicación de nuevas tecnologías enfocado a consolidar sistemas de Buenas Prácticas Agrícolas.

Recomendaciones

Recomendaciones desde el punto de vista metodológico: Como primera recomendación es que se deja abierta la posibilidad de que en estudios posteriores se aborde el tema tratado a partir del uso de metodologías diferentes, bien sean más avanzadas o del mismo nivel, pero con otros instrumentos.

Recomendaciones desde el punto de vista académico: Como un segunda recomendación; seguir promoviendo en la Universidad Católica “Santa María”, Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales, a la Escuela profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica, compañeros y colegas sobre la importancia de seguir investigando sobre el “Diseño de una máquina semiautomática para mejorar la higiene y eficiencia en la cosecha de orégano en las regiones de Arequipa y Tacna”, porque esto permitirá resaltar que el diseño de máquinas tiene como herramienta la aplicación de diferentes conocimientos científicos a una solución técnica, teniendo como limitantes los materiales, la economía, tecnología, las leyes, el medio ambiente y los humanos. Por otra parte, en el campo de la ingeniería mecánica, específicamente en el área de diseño de máquinas, permitirá la generación de un nuevo producto que cumpla con un mejor ciclo de vida.

Recomendaciones prácticas: Como tercera recomendación, al grupo de agricultores del orégano, el uso de la máquina semiautomática facilitara la cosecha del orégano enfocado a consolidar sistemas de Buenas Prácticas Agrícolas, acorde con la tendencia mundial de producción más limpia para su comercialización en el mercado interno y externo, previniendo el contagio de los sembríos y mejorando la calidad del producto; consideramos que aumentara así la eficiencia y mejorara la productividad, conservando un costo económico que se mantenga conforme al presupuesto empleado en técnicas de cosecha aplicadas actualmente

Referencia

- AGMA. (2001). *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*. Virginia: American Gear Manufacturers Association.
- Agrodata. (17 de Abril de 2019). *Agrodata Peru*. Obtenido de Orégano Perú Exportación 2019 Marzo: <https://www.agrodataperu.com/2019/04/oregano-peru-exportacion-2019-marzo.html>
- Andina. (21 de Marzo de 2013). Andina, Agencia Peruana de Noticias. *Orégano cultivado en distrito arequipeño se abre camino en mercado chileno*.
- ANSI/AISC. (2016). *Specification for Structural Steel Buildings*. Chicago: AISC.
- ANSYS. (2019). *Reporte de simulación ANSYS*. ANSYS.
- AUTODESK. (5 de Marzo de 2019). *2019 Autodesk Inc*. Obtenido de AUTODESK: <https://latinoamerica.autodesk.com/products/inventor/overview>
- Avsimov, I. (1988). *Understanding Physics*. New York: Barnes & Noble.
- Baxter, M. (1995). *Product Design*. Londres: Chapman & Hall.
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Mexico D.F.: McGraw-Hill.
- Carlos O. Velásquez Santos, C. A. (2014). Procedimiento para deshidratación de orégano utilizando gas propano como combustible. *TecnoLógicas*, 13-20.
- Cronquist, A. (1981). *An integrated system of classification of flowering plants*. New York: Columbia University Press.
- Cross, N. (1999). *Métodos de Diseño: Estrategias para el diseño de productos*. Mexico: Limusa Wiley.
- Di Fabio, A. (9 de Mayo de 2017). *Orégano*. Obtenido de SharePoint: <http://intercoonecta.aecid.es/Gestin%20del%20conocimiento/0029-01%20Produccion%20de%20oregano.pdf>
- Eliteautolavado. (2005). ¿Que es una máquina? *Revista Maquinaria Hidrolimpiadora*.
- Ferrekasa. (2019). *Ferrekaza*. Obtenido de Ferrekaza: <https://ferrekasa.com.mx/products/desbrozadora-a-gasolina-26cc-17pies-de-corte-mango-piesdpies>
- Gates. (1999). *Heavy Duty V-Belt Drive Design Manual*. Colorado: The Gates Rubber Company.

- Gómez Luchini, C., & Orejón Estrada, D. (2011). *Exportación de orégano seco al mercadode Brasil*. Huancayo.
- Habasit. (Enero de 2020). *Directindustry*. Obtenido de directindustry.es: <https://pdf.directindustry.es/pdf-en/habasit/engineering-guide-fabric-conveyor-belts/5857-567795.html>
- HONDA. (2020). *Honda Power Of Dreams*. Obtenido de Honda: <https://honda.com.pe/>
- Inventor. (2019). *Bolted Connection Component Generator*. Arequipa: Inventor.
- ISO. (01 de Abril de 2007). *ISO ORG*. Obtenido de Ergonomics Manual handling Part 2: Pushing and pulling: <https://www.iso.org/standard/26521.html>
- Klauer Garcia, D. (2009). *Manual técnico de cultivo ecológico de orégano*. Arequipa: El Taller Asociación de Promoción y Desarrollo.
- Mataix, C. (1975). *Turbomaquinas Hidraulicas*. Madrid: Litoprint.
- Mejia, R. (1992). *El orégano: propiedades composición y actividad biológica de Colombia*.
- Mott, R. (2006). *Diseño de elemntos de máquina*. Naucalpan de Juarez: Pearson Educación.
- Pahl, G., Beitz, W., Feldhusen, J., & Grote, K. (2007). *Engineering design: a systematic approach (3rd ed.)*. Springer.
- Perry, R. (2001). *Manual del ingeniero químico*. Mexico: MC Graw Hill.
- PTC. (1 de Enero de 2019). *NASDAQ: PTC*. Obtenido de PTC: <https://www.ptc.com/es>
- Renold. (2010). *Renold Roller Chain Catalogue*. Aarau: Renold plc.
- Riba, C. (2002). *Diseño concurrente*. Barcelona: Edicions UPC.
- Ruiz, A., & Melo, E. (2010). Orégano. *Guía de plantas medicinales del Magreb. Establecimiento de una conexión intercultural, 73-75*.
- Salas, F. (2016). *Producción y exportación de orégano de la región Tacna*. Tacna: Programa Presupuestal 0121.
- SAP2000. (2019). *Display Frame Forces/Stresses*. SAP.
- Schvab, L. (2011). *Máquinas y herramientas*. Buenos Aires: Inet.
- SENASA. (31 de Mayo de 2018). *SENASA Contigo*. Obtenido de Tacna: MINAGRI certifica diez toneladas de orégano para su exportación a España: <https://www.senasa.gob.pe/senasacontigo/senasa-tacna-minagri-certifica-diez-toneladas-de-oregano-para-su-exportacion-espana/>

- Sinaipar, C., Yudoko, G., Dowaki, K., & Adhiutama, A. (2013). Design Methodology for Appropriate Technology: Engineering as if People Mattered. *Sustainability*, 5(8).
- SKF. (2019). *SKF*. Obtenido de Sede principal del Grupo SKF: https://www.skf.com/binary/tcm:42-121486/0901d1968097689a-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_42-121486.pdf
- Soluciones Prácticas. (2009). *Ficha técnica N° 7: Cultivo del oregano*. Obtenido de Practical Action: <https://solucionespracticas.org.pe/ficha-tecnica-n-7-cultivo-del-oregano>
- Surgarden. (2019). *surgarden*. Obtenido de surgarden: <https://www.surgarden.es/recambios-para-cortasetos/3341-cuchilla-peine-superior-de-cortasetos-maruyama-ht230d-de-600-mms-de-corte.html>
- Sweden. National Board of Occupational Safety and Health. (1998). *General recommendations of the Swedish National Board of Occupational Safety and Health on the implementation of the provisions on ergonomics for the prevention of musculoskeletal disorder*. Stockholm: Swedish National Board of Occupational Safety and Health.
- Tramontina. (2009). *Tramontina*. Obtenido de Tramontina: <http://www.tramontina.com.pe/productos/64097-hoz-para-pasto-y-trigo-mango-de-madera-13-cm>
- Trasmonte, W. (1993). *Deshidratación de Orégano (Origanum vulgare) por el método de Flujo de Aire Caliente*. Lima: Universidad Nacional Agraria La Molina.
- VISGmbH. (Enero de 2020). *VIS The original*. Obtenido de visgmbh.eu: https://www.visgmbh.eu/fileadmin/inhalte/dateien/download/produktuebersicht/spanisch2018/Produktprogramm_2018_Transportbaender_Serie_A_Lebensmitteibaender_spanisch.pdf
- Watson, L., & Dallwitz, M. (1993). The Families of Flowering Plants. *Nordic Journal of Botany*, 486.
- Zienkiewicz, F., & Taylor, R. (1994). *El método de los elementos finitos*. Madrid: Mc Graw-Hill.

Anexo B. Dimensiones de planta de orégano.



Anexo C. Cálculo de longitud de cuchilla y velocidad de corte.

Datos iniciales:

$D_{planta} = 17 \text{ cm}$	Diámetro de plantación
$v_{avance} = 4 \frac{\text{km}}{\text{hr}}$	Velocidad de avance de la máquina.
$\omega_{cuchilla} = 1100 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$	Velocidad de rotación de la máquina.
$h_c = 88 \text{ mm}$	Longitud de la cuchilla.
$d_{oregano} = 2.41 \text{ mm}$	Diámetro de una rama de orégano.

Dos cortes se realizan en:

$$c_{seg} = \frac{1 \text{ rev}}{\omega_{cuchilla}} = 0.055 \text{ s}$$

El tiempo el avance de la máquina para la longitud de la cuchilla será:

$$c_{diente} = \frac{h_c}{v_{avance}} = 0.079 \text{ s}$$

El número de cortes en un sentido en el tiempo anterior será:

$$n_{cortes} = \frac{c_{diente} * \omega_{cuchilla}}{2} = 0.726 \text{ rev} \quad \text{cantidad de ciclos de corte.}$$

Distancia de avance de la maquina en el tiempo de un corte:

$$d_{avance} = v_{avance} * c_{seg} = 6.061 \text{ cm}$$

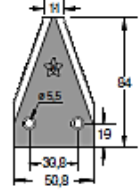
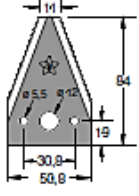
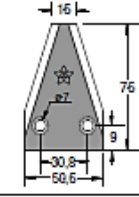
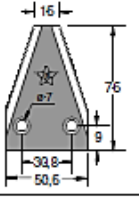
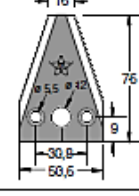
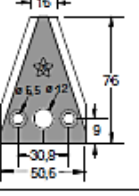
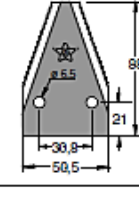
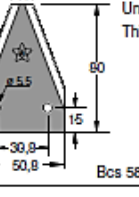
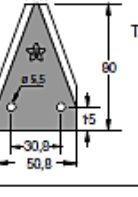
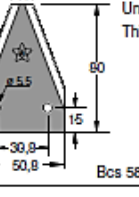
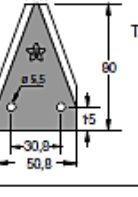
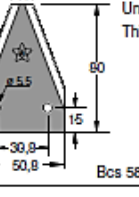
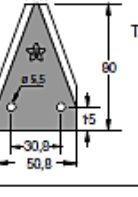
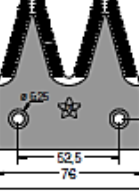
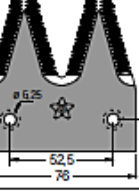
El número de ramas en la distancia de avance y el número de ramas por diente será:

$$n_{ramas} = \frac{d_{avanca}}{d_{oregano}} = 25.148$$

$$n_{ramas_por_diente} = \frac{h_c}{d_{oregano}} = 36.515$$

Anexo D. Catálogo de fabricante Stella para cuchillas de motosegadoras.

SEZIONI DI LAME FALCIATRICI - MOWERS BLADES
KLINGEN FÜR MAHMASCHINEN - SECTIONS FAUCHEUSES
SECCIONES CUCHILLAS MOTOSEGADORAS

Code	Adaptable to:	Code	Adaptable to:		
3550 S sv.  Under Serrated Thickness 3 Holes down countersink Cavalli		2148 S  Under Serrated Thickness 2.5 Cavalli			
50696 S sv.  Under Serrated Thickness 2.5 Holes down countersink Bcs 563 50696		50684 LL sv.  Regular Thickness 2.5 Holes down countersink Bcs 563 50684			
59015 S sv.  Under Serrated Thickness 2.5 Holes down countersink Eurosystems 26102005'1 Bcs 563 59015		59016 LL sv.  Regular Thickness 2.5 Holes down countersink Bcs 563 59016			
58716 S  Under Serrated Thickness 2.5 NEW Bcs 563 58716		<table border="1"> <tr> <td> 85315 S  Under serrated Thickness 2 Fort Bcs 580 48945 </td> <td> 85316 LL  Regular Thickness 2 Fort </td> </tr> </table>	85315 S  Under serrated Thickness 2 Fort Bcs 580 48945	85316 LL  Regular Thickness 2 Fort	
85315 S  Under serrated Thickness 2 Fort Bcs 580 48945	85316 LL  Regular Thickness 2 Fort				
ST 7000 f.6,25 sv. sopra  Top serrated Thickness 2.7 Holes up countersink NEW Gaspardo 13013540		ST 7000 f.6,25 sv. sotto  Top serrated Thickness 2.7 Holes down countersink NEW Gaspardo 13013550			

Anexo E. Gráficos de mecanismo biela-manivela-corredera.

$$\theta_a = 0^\circ, 1^\circ \dots 360^\circ$$

$$\omega_a = 1100 \text{ rpm}$$

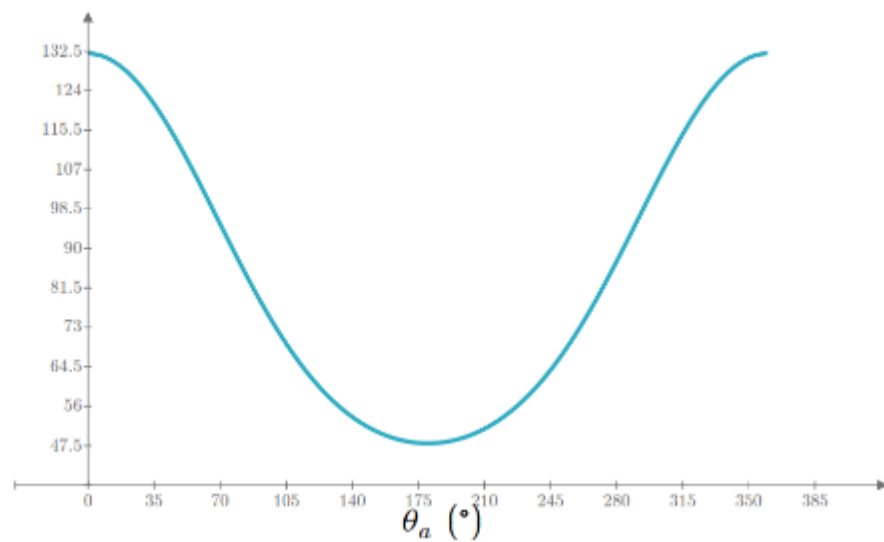
$$L_{ab} = 42 \text{ mm}$$

$$L_{bc} = 90 \text{ mm}$$

$$\theta_c(\theta_a) = \text{asin}\left(\frac{L_{ab}}{L_{bc}} * \sin(\theta_a)\right)$$

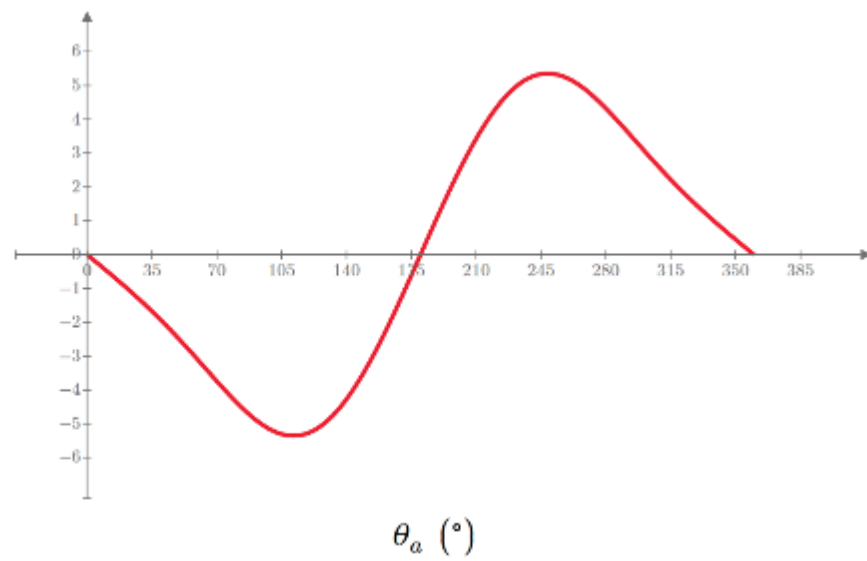
$$L_{ac}(\theta_a) = L_{ab} * \cos(\theta_a) + \sqrt{L_{bc}^2 - L_{ab}^2 * (\sin(\theta_a))^2}$$

$L_{ac}(\theta_a)$ (mm)



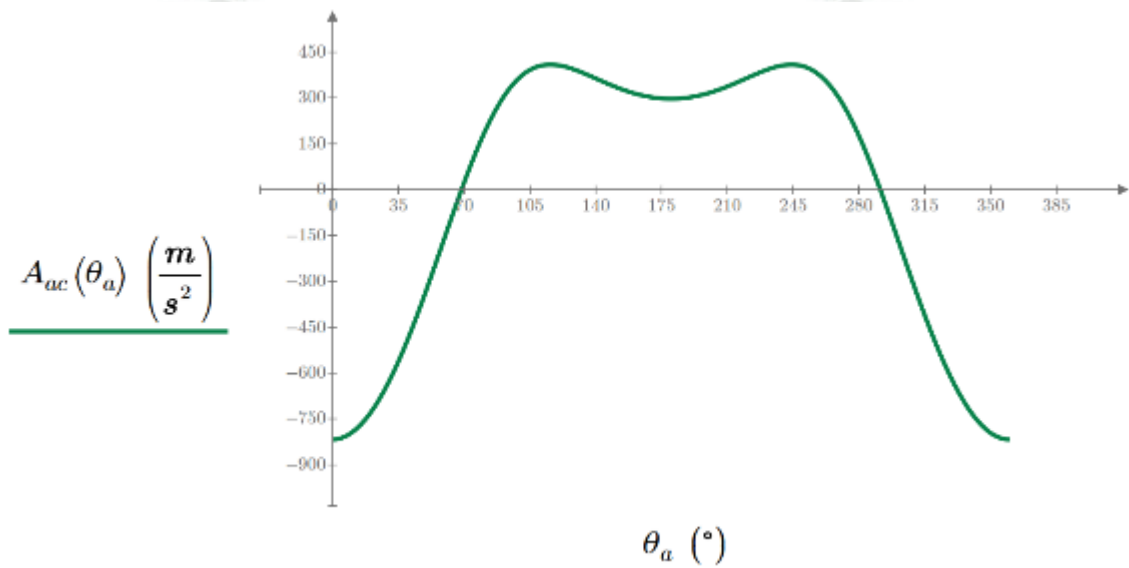
$$V_{ac}(\theta_a) = \omega_a * \left(\frac{L_{ab}^2 * \sin(\theta_a) * \cos(\theta_a)}{L_{bc}^2 - L_{ab}^2 * (\sin(\theta_a))^2} - L_{ab} * \sin(\theta_a) \right)$$

$V_{ac}(\theta_a)$ ($\frac{m}{s}$)



Anexo F. Gráficos de mecanismo biela-manivela-corredera (continuación).

$$A_{ac}(\theta_a) = \omega_a^2 * \left(\frac{L_{ab}^2 * (\sin(\theta_a))^2 - (\cos(\theta_a))^2}{\sqrt{L_{bc}^2 - L_{ab}^2 * (\sin(\theta_a))^2}} - \frac{L_{ab}^4 * (\sin(\theta_a))^2 * (\cos(\theta_a))^2}{(L_{bc}^2 - L_{ab}^2 * (\sin(\theta_a))^2)^{\frac{3}{2}}} - L_{ab} * \cos(\theta_a) \right)$$



Anexo G. Procedimiento y resultados del ensayo de corte.



Probetas analizadas:

N° de Probeta	D prom. mm	Área mm ²	Esfuerzo cortante max. MPa
T1	2.103	3.4735	6.549
T2	2.030	3.2365	8.017
T3	2.983	6.9887	6.097
T4	2.376	4.4339	6.097
T5	2.576	5.2117	6.888

Una vez obtenido los datos de esfuerzos máximos, determinamos:

Promedio:

$$\bar{x} = \frac{\sum x}{n}$$
$$\bar{x} = \frac{6.549 + 8.017 + 6.097 + 6.097 + 6.888}{5} = 6.759 \text{ MPa}$$

Varianza:

$$S^2 = \frac{\sum(x - \bar{x})^2 * f}{n - 1} = 0.6288 \text{ MPa}^2$$

Desviación estándar:

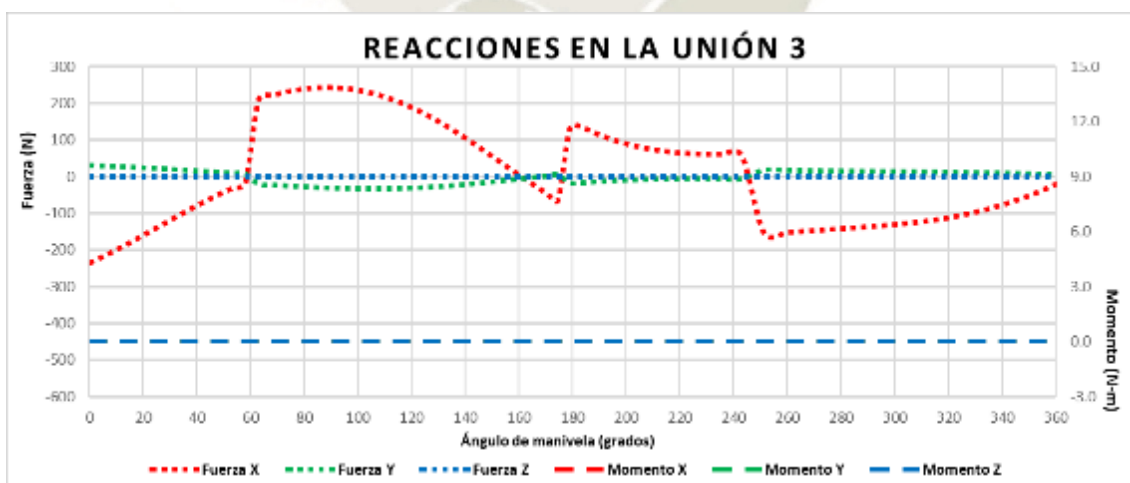
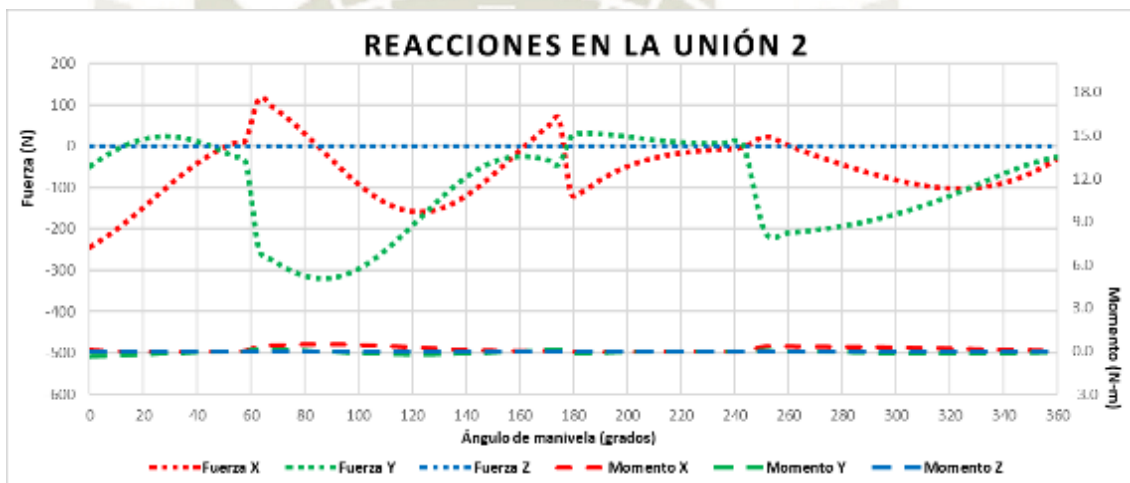
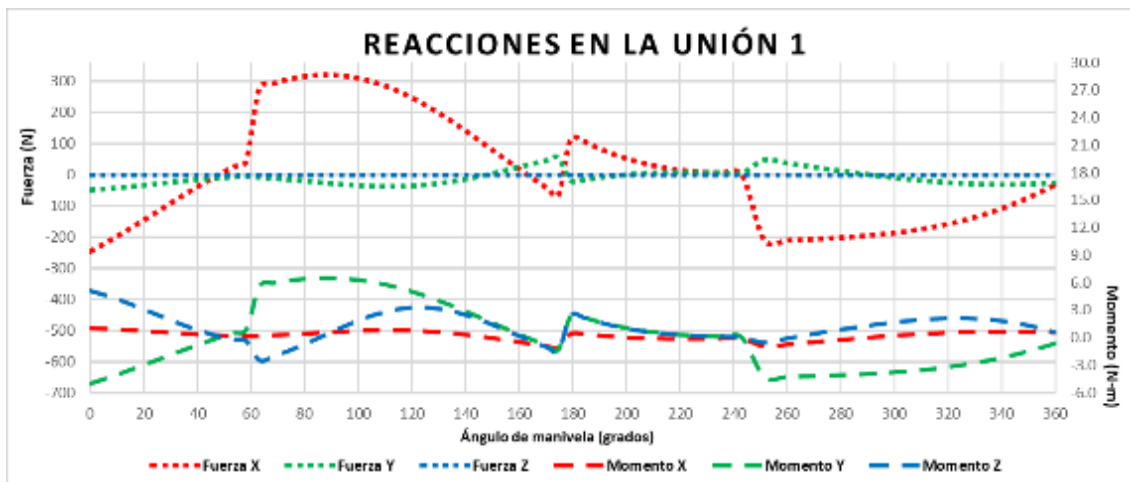
$$S = \sqrt{S^2} = 0.793 \text{ MPa}$$

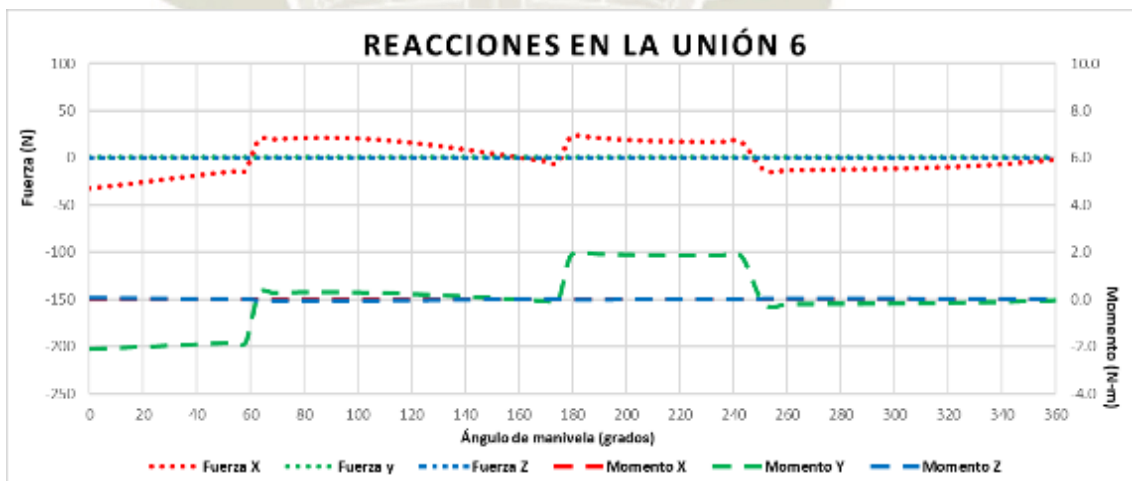
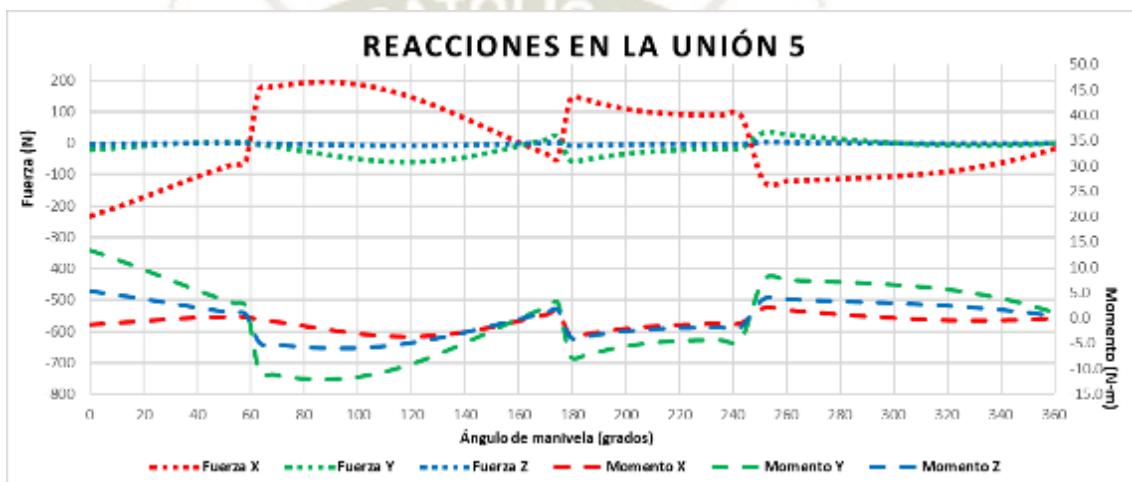
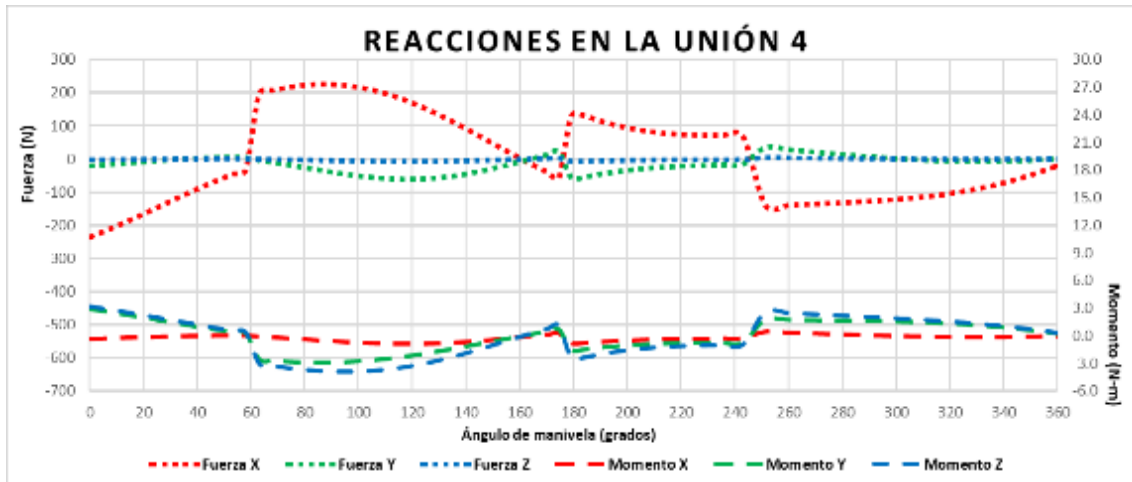
Y, Coeficiente de variación:

$$C_v = \frac{S}{\bar{x}} * 100 = \frac{0.793}{6.759} * 100 = 11.73\%$$

Ya que el coeficiente de variación es menor al 25% se podría decir que la variación de los datos es pequeña y por tanto aceptable.

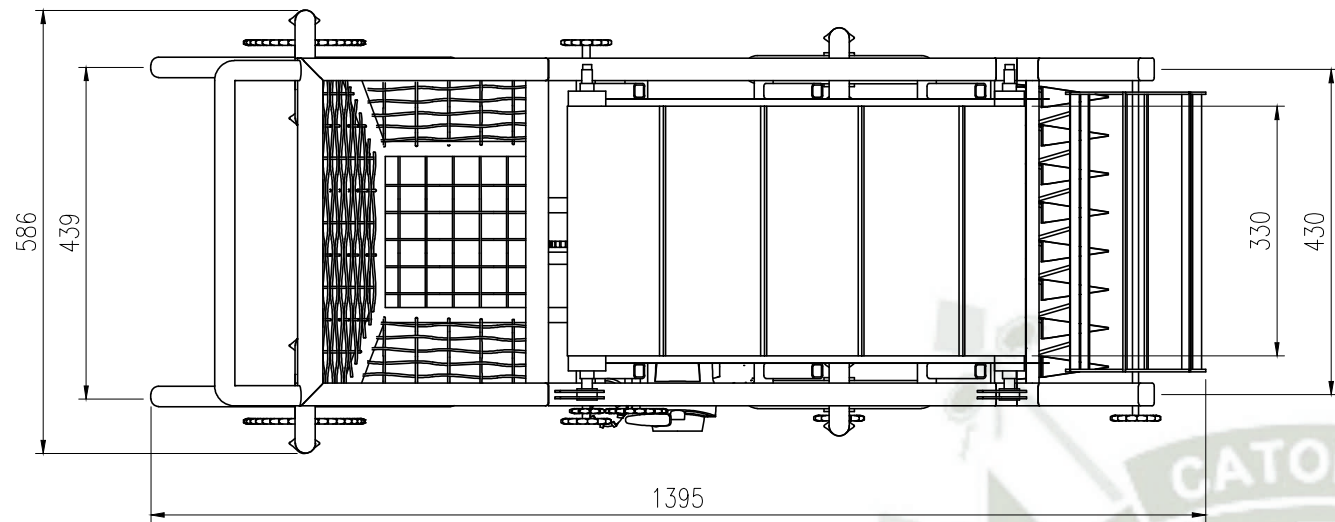
Anexo H. Gráficos de fuerzas y momentos en uniones sistema de corte.



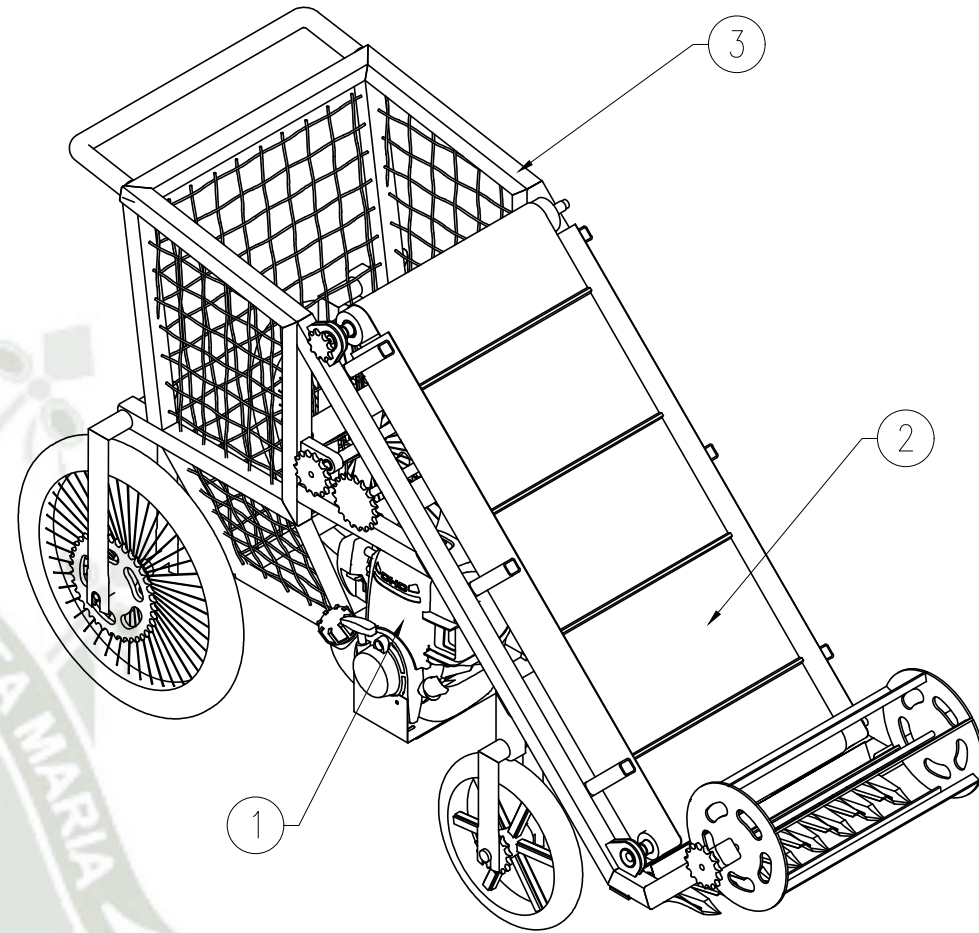


Anexo I. Planos

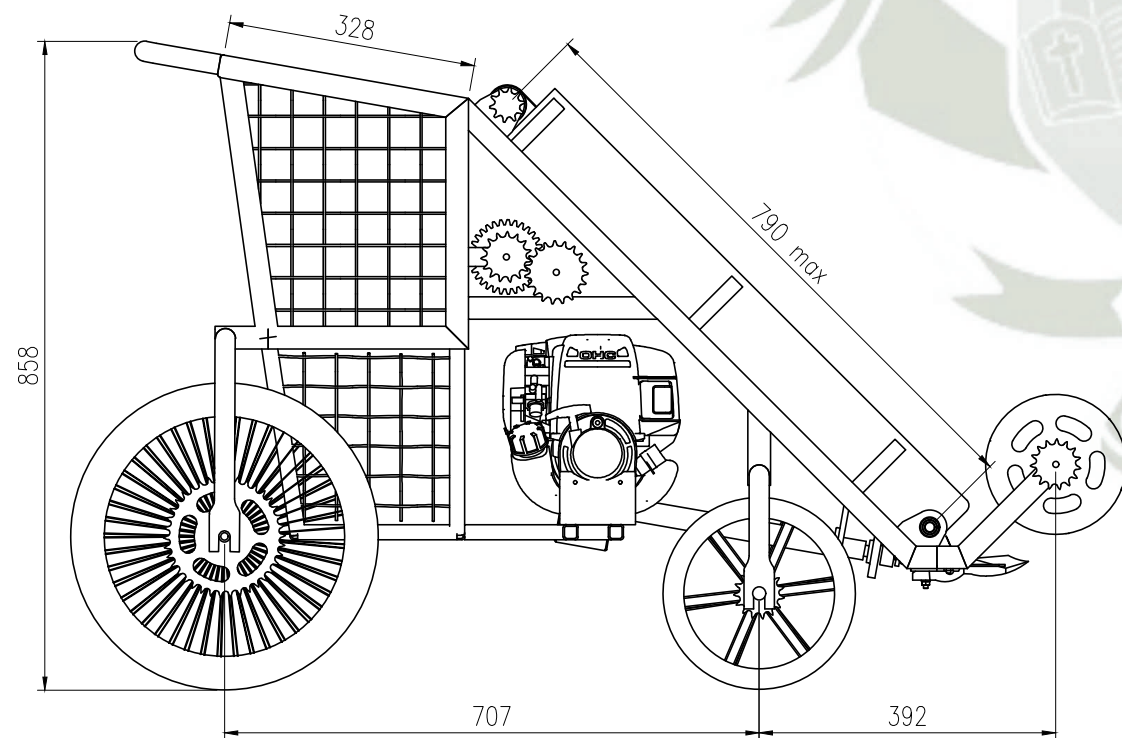




VISTA SUPERIOR
ESC: 1:10



VISTA ISOMÉTRICA
ESC: 1:10


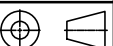


VISTA DE ALZADO
ESC: 1:10

NOTA:

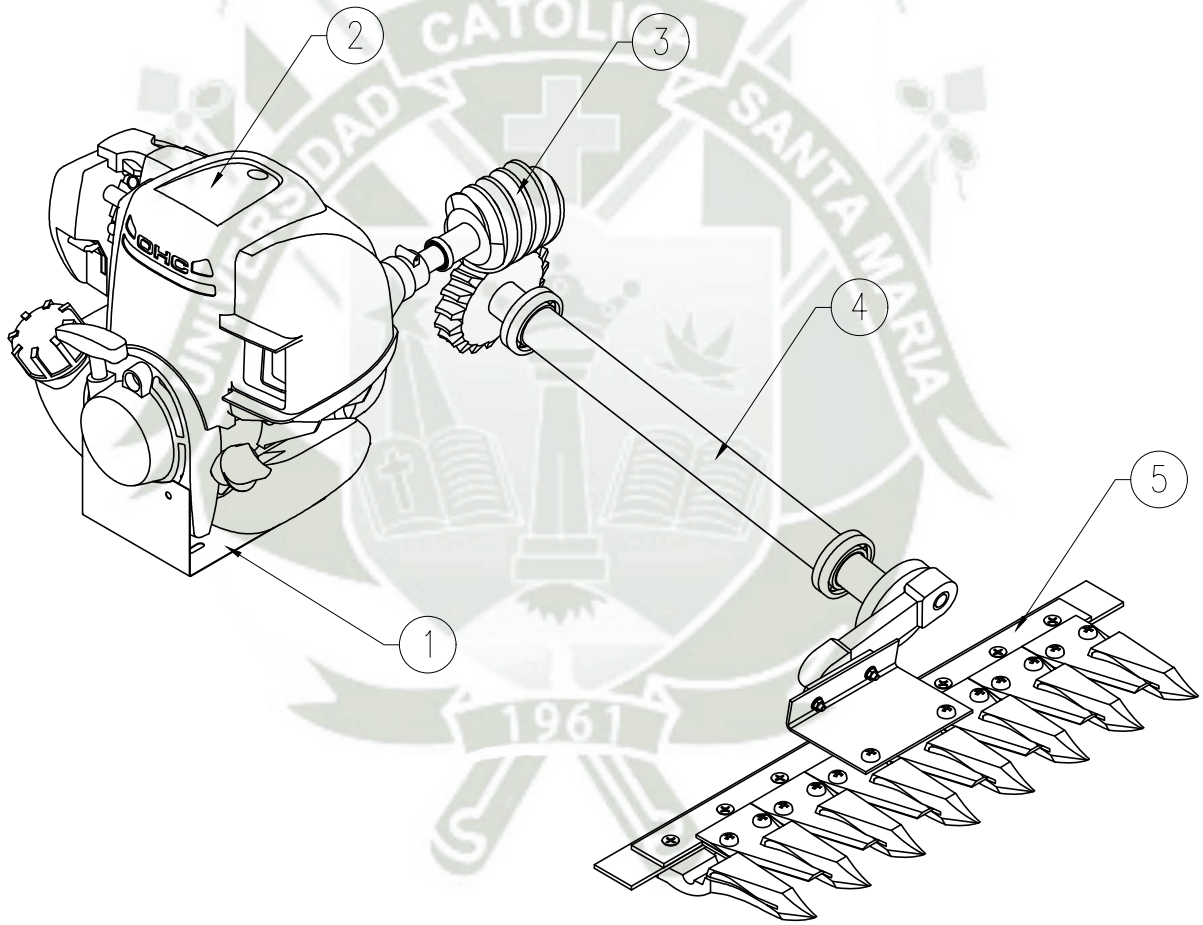
1. TODAS LAS DIMENSIONES EN mm A MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO.
2. CAPACIDAD DE ALMACENAMIENTO DE ORÉGANO FRESCO APROXIMADO DE 30 Kg.

LISTA DE MATERIALES			
ITEM	DESIGNACIÓN	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN/PLANO
1	Ensamble del sistema de corte	1	A3-UCSM-WJRM-1.01
2	Ensamble del sistema de elevación	1	A3-UCSM-WJRM-1.02
3	Estructura de la máquina	1	A3-UCSM-WJRM-1.03

DIBUJADO: DISEÑADO: REVISADO:	NOMBRE: W. ROJAS	FECHA: 07/06/2020	 MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0	
	W. ROJAS	07/05/2020		ENSAMBLE GENERAL ALZADO, SUPERIOR E ISOMÉTRICO	Esc: IND
	H. ALCAZAR	15/06/2020		N° DE PLANO: A3-UCSM-WJRM-1.00	



LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESIGNACIÓN	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN/PLANO
1	Soporte de motor honda GX35	1	--
2	Motor honda GX35	1	--
3	Conjunto de eje transmisor	1	A3-UCSM-WJRM-1.01.01
4	Conjunto de eje transmitido	1	A3-UCSM-WJRM-1.01.02
5	Conjunto de cuchillas y puntones	1	A3-UCSM-WJRM-1.01.03



ISOMETRICO

ESC: 1:5

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		ENSAMBLE DEL SISTEMA DE CORTE ISOMETRICO	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.01	

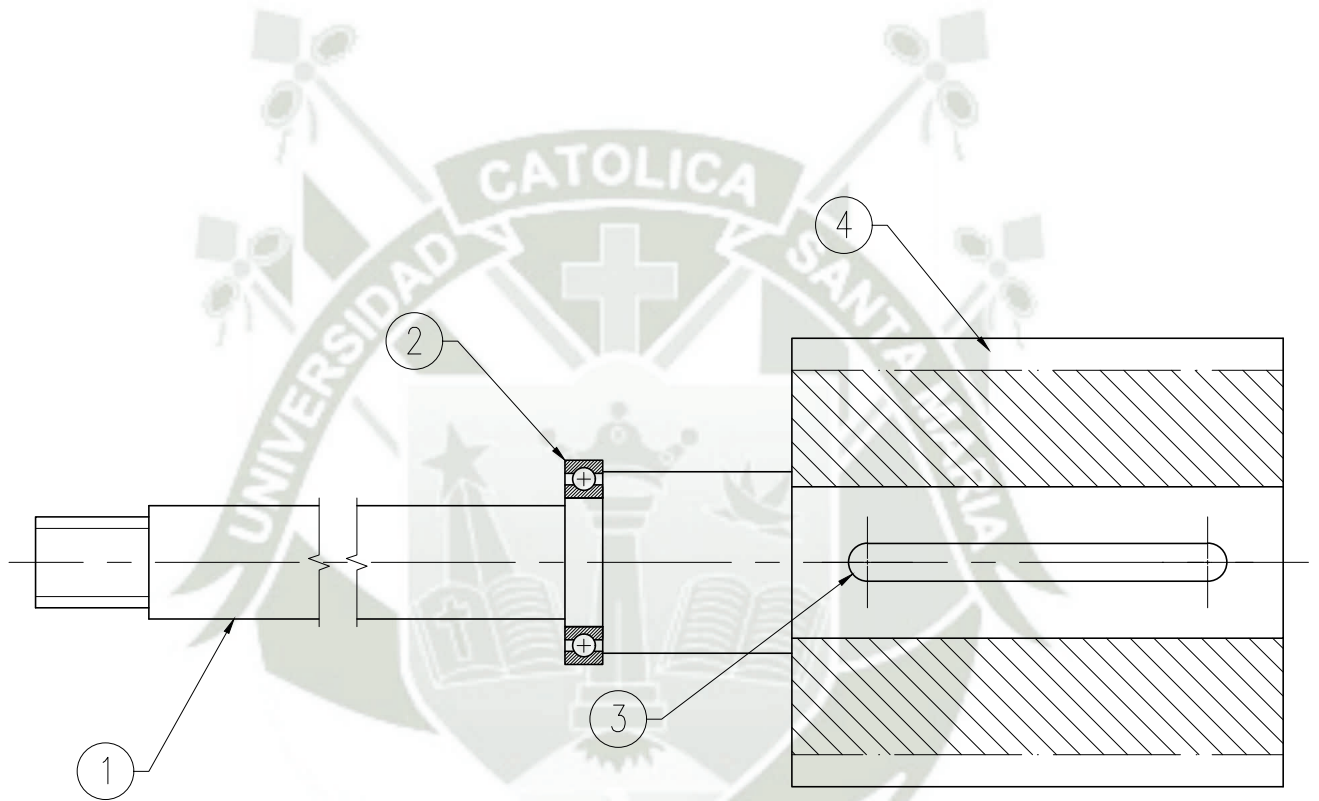
A

B

C



LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESIGNACIÓN	CANTIDAD	NORMA	MATERIALES Y MEDIDAS
1	Eje	1	--	AISI 1020
2	Rodamiento SKF 61803	1	--	$D_{ext}=26mm$, $D_{int}=17mm$
3	Chaveta plana	1	UNE 17012	6x6x45
4	Tornillo sinfin	1	--	Bronce de aluminio



ARREGLO GENERAL

ESC: 1:1

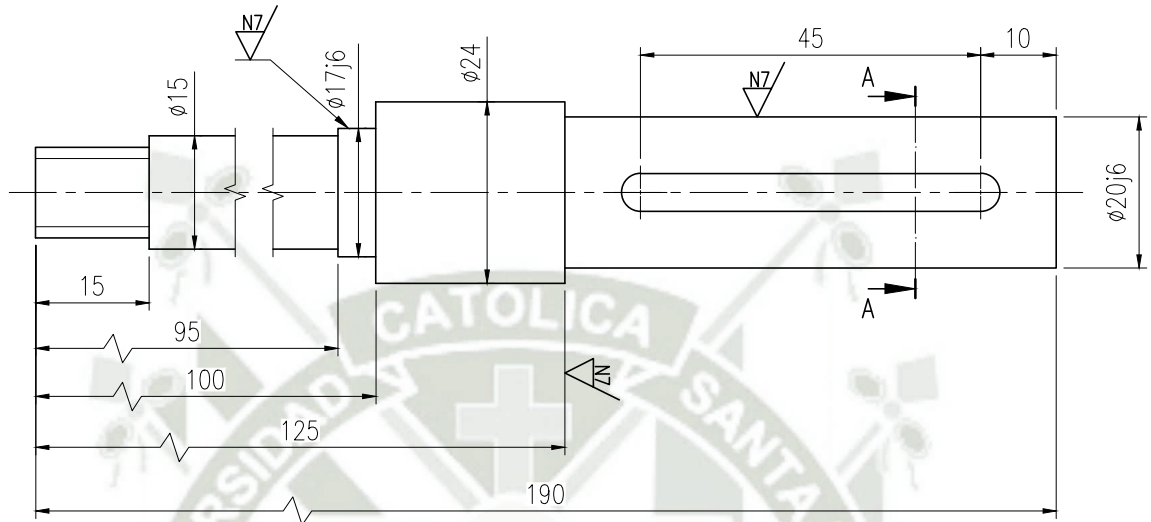
	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO DE EJE TRASMISOR ARREGLO GENERAL	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.01.01	

A

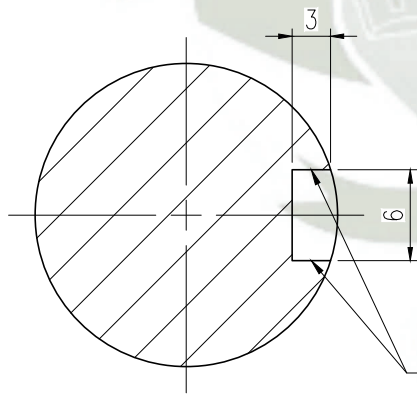
B

C

N9/ (N7/)

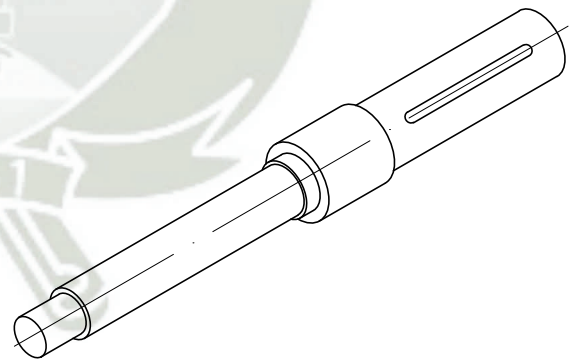


ESC: 1:1





CORTE A-A

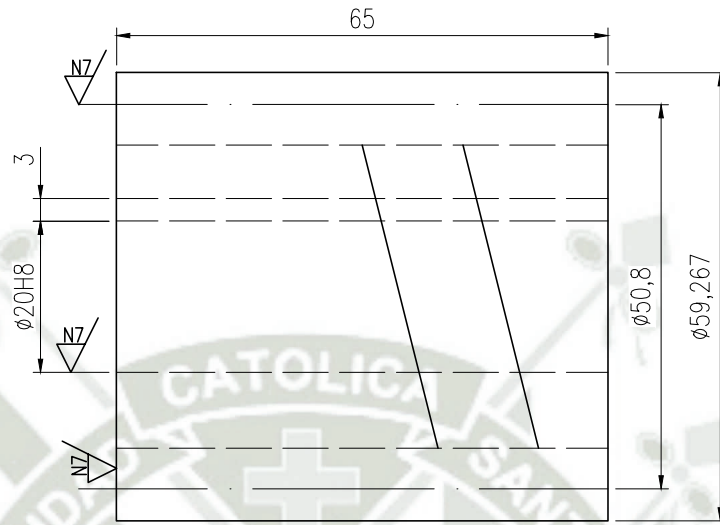
ESC: 2:1



ESC: 1:2

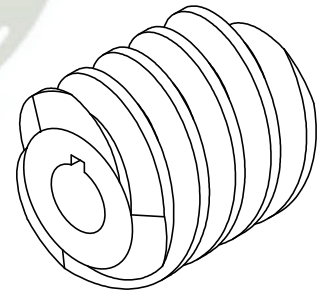
	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO DE EJE TRASMISOR	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020		DETALLES Y SECCIONES DE EJE	
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.01.01	

N9/ (N7/)





ESC: 1:1

DATOS DE FRESADO	
Números de hilo de rosca	3
Paso	0.5236 in
Ángulo de presión	20°
Ángulo de avance	1
Profundidad total	0.3262 in
Altura de cabeza de diente	0.1497 in



ESC: 1:2

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0	
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020			CONJUNTO DE EJE TRASMISOR	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			DETALLES DE TORNILLO SINFIN	
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.01.01.02		

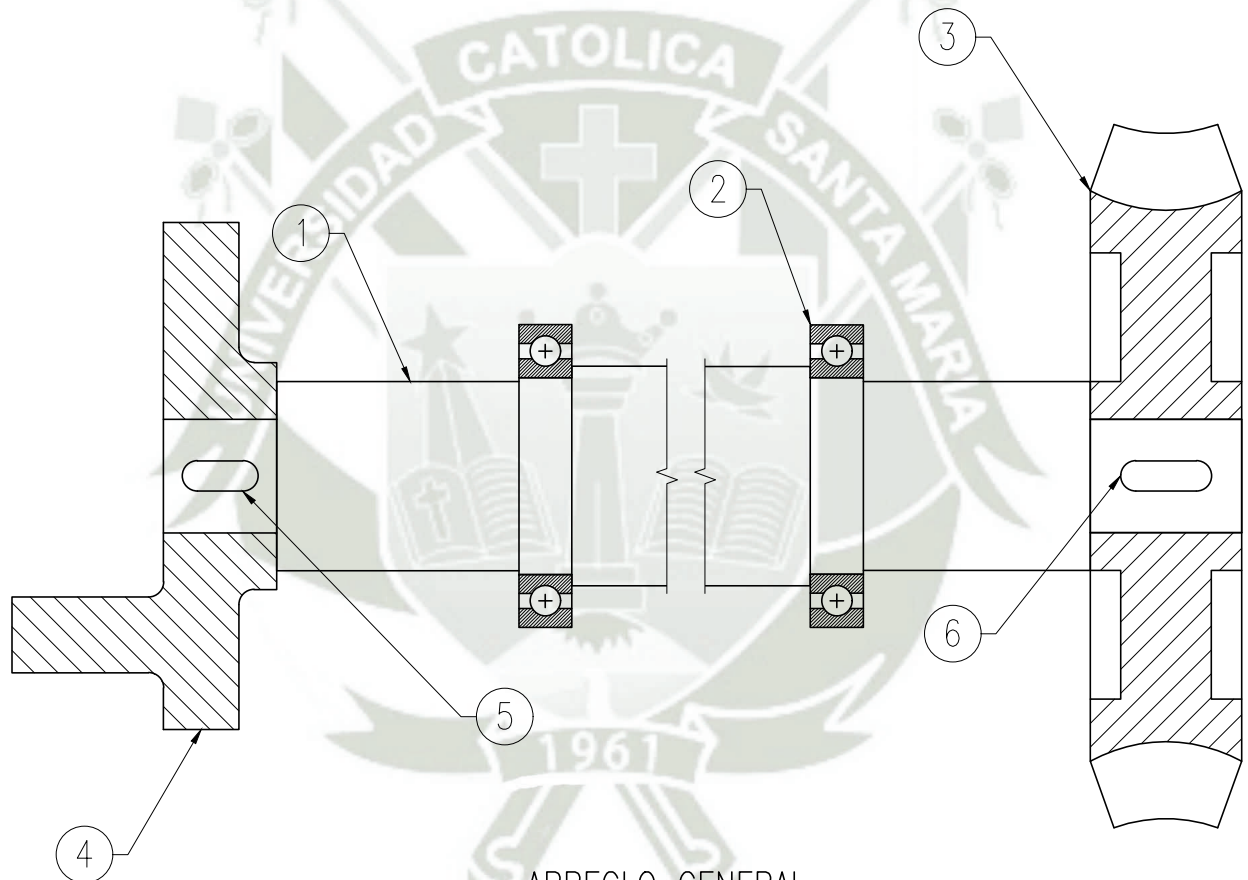
A

B

C



LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESIGNACIÓN	CANTIDAD	NORMA	MATERIALES Y MEDIDAS
1	Eje	1	--	AISI 1020
2	Rodamiento SKF 61805	2	--	$D_{ext}=37\text{mm}$, $D_{int}=26\text{mm}$
3	Corona sinfin	1	--	Bronce de aluminio
4	Manivela	1	--	AISI 1020
5	Chaveta plana	1	UNE 17012	4x4x10
6	Chaveta plana	1	UNE 17012	4x4x12



ARREGLO GENERAL

ESC: 1:1

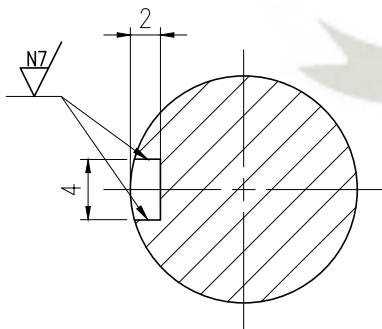
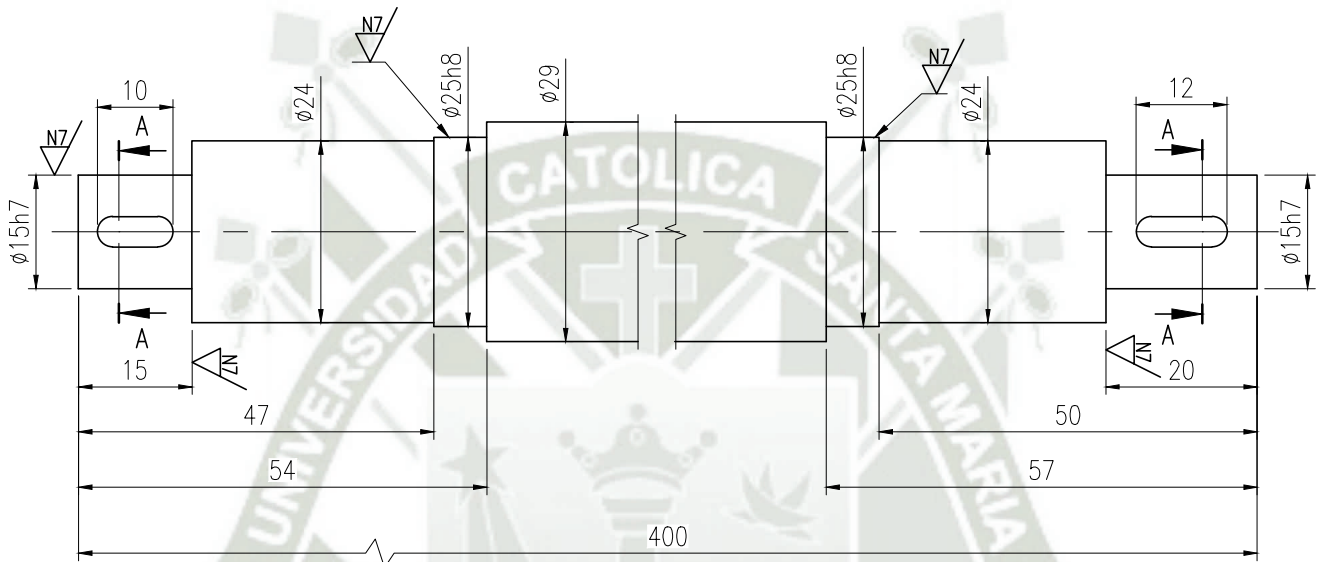
	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO DE EJE TRANSMITIDO ARREGLO GENERAL	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.01.02	

A

B

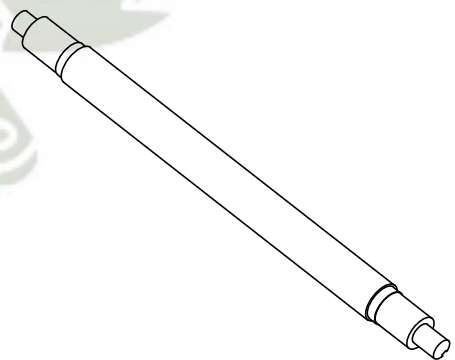
C

N9/ (N7/)





CORTE A-A

ESC: 2:1



ESC: 1:2

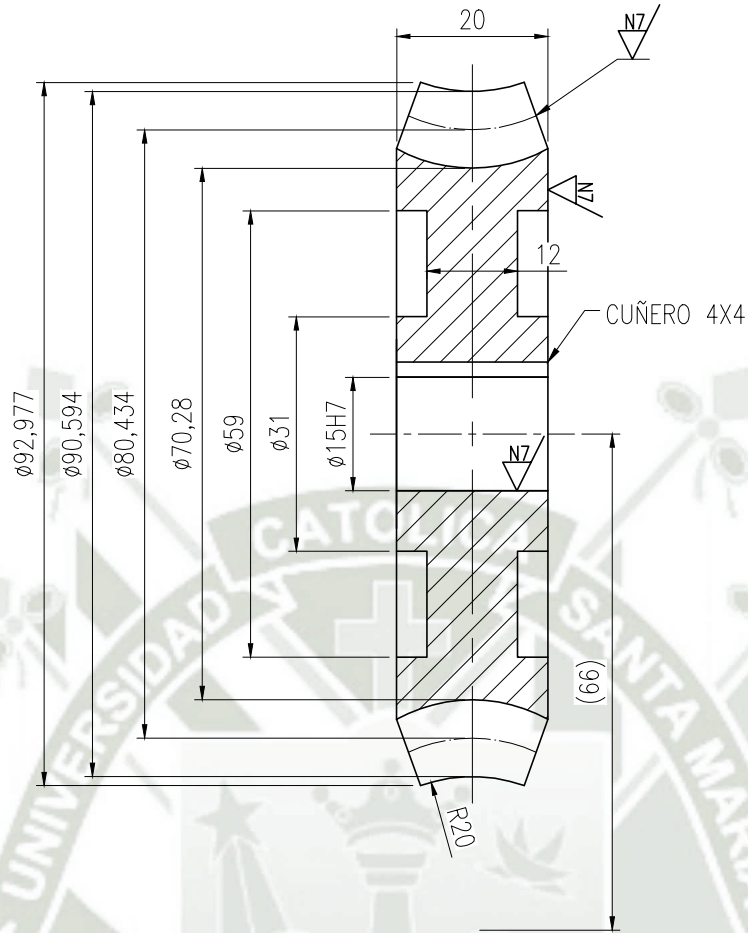
	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO DE EJE TRANSMITIDO DETALLES Y SECCIONES DE EJE	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/07/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.01.02.01	

A

B

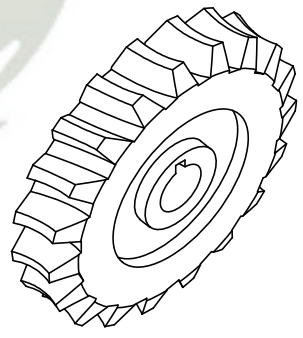
C

N9/ (N7/)



ESC: 1:1

DATOS DE FRESADO	
Números de hilo de rosca	3
Paso	0.5236 in
Ángulo de presión	20°
Ángulo de avance	1
Profundidad total	0.3262 in
Altura de cabeza de diente	0.1497 in



ESC: 1:2

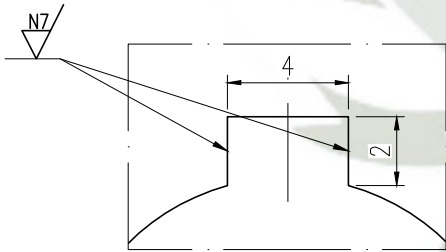
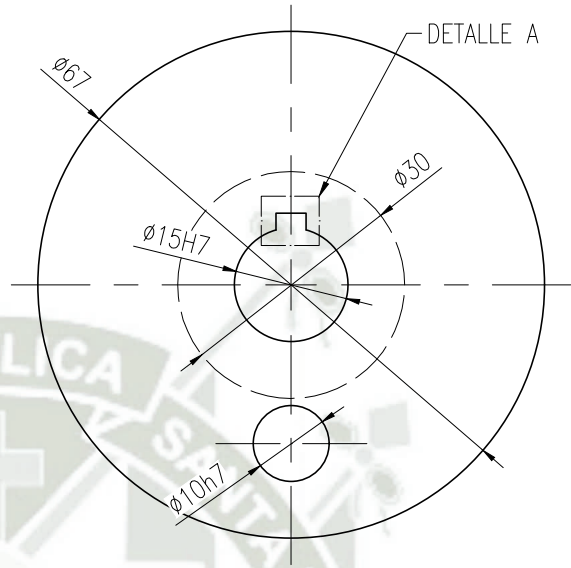
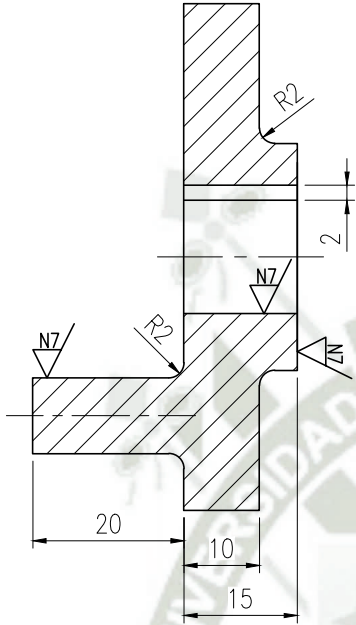
	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO DE EJE TRANSMITIDO	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020		DETALLES CORONA SINFIN	
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.01.02.02	

A

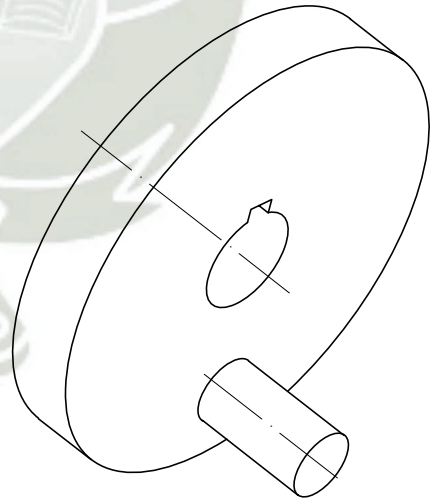
B

C



N9/ (N7/)



DETALLE A
ESC: 2:1

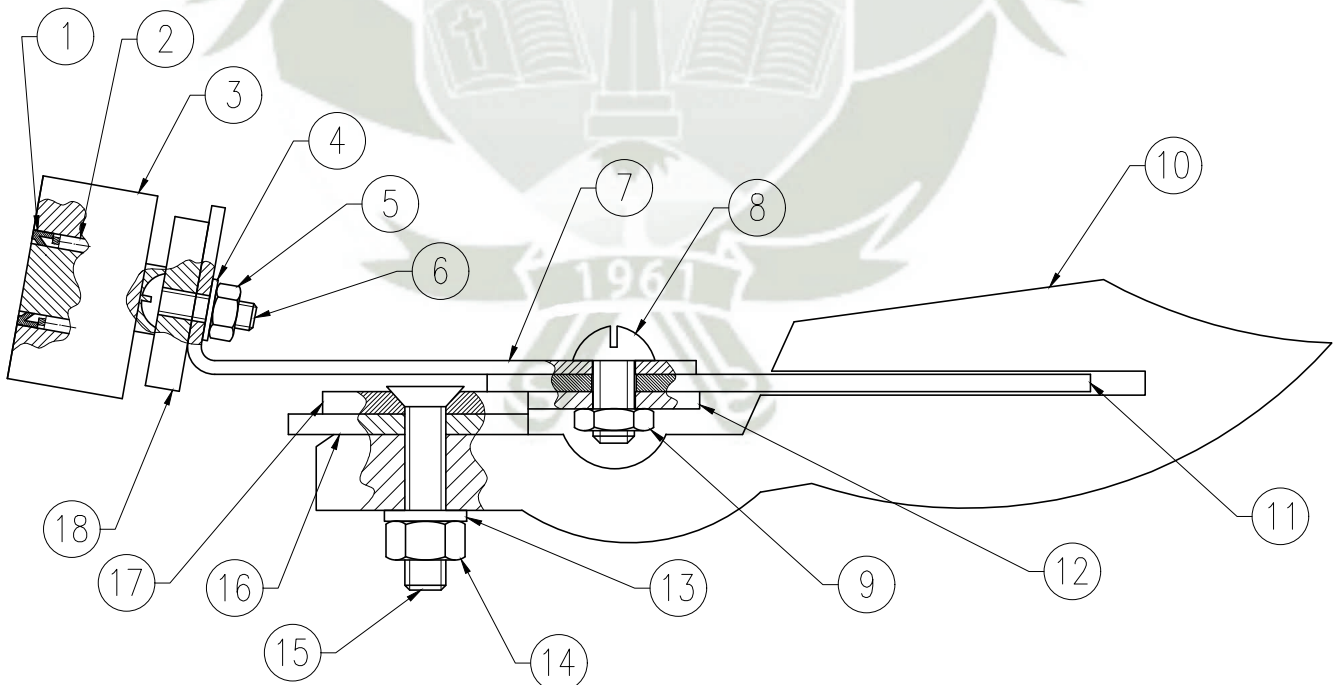


ESC: 1:1

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO DE EJE TRANSMITIDO DETALLES Y SECCIONES DE MANIVELA	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.01.02.03	



LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESIGNACIÓN	CANTIDAD	NORMA	MATERIALES Y MEDIDAS
1	Sello G10X14X3	2	--	$D_{ext}=14mm, D_{int}=10mm$
2	Rodamiento de agujas K10X14X10	1	--	$D_{ext}=14mm, D_{int}=10mm$
3	Biela	1	--	AISI 1020
4	Arandela	2	ISO 7089	$D_{int}=4mm$
5	Tuerca	2	ISO 4032	M4
6	Tornillo	2	ISO 7045	M4x14 4.8
7	Plancha de sujeción	1	--	ASTM A36
8	Tornillo	14	ISO 7045 H	M6x12 4.8
9	Tuerca	14	ISO 4036	M6
10	Puntón	4	--	AGROIMPORT 640
11	Cuchilla	7	--	58716 S
12	Soporte de cuchillas	1	--	ASTM A36
13	Arandela	8	ISO 7089	$D_{int}=6mm$
14	Tuerca	8	ISO 4032	M6
15	Tornillo	8	ISO 7046 H	M6x30 4.8
16	Soporte de puntones	1	--	ASTM A36
17	Plancha de desgaste	1	--	Bronce de aluminio
18	Corredera	1	--	AISI 1020

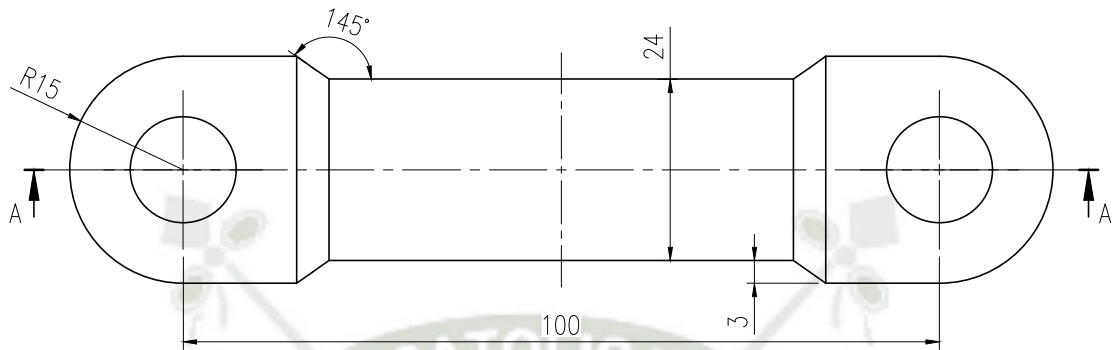


ARREGLO GENERAL

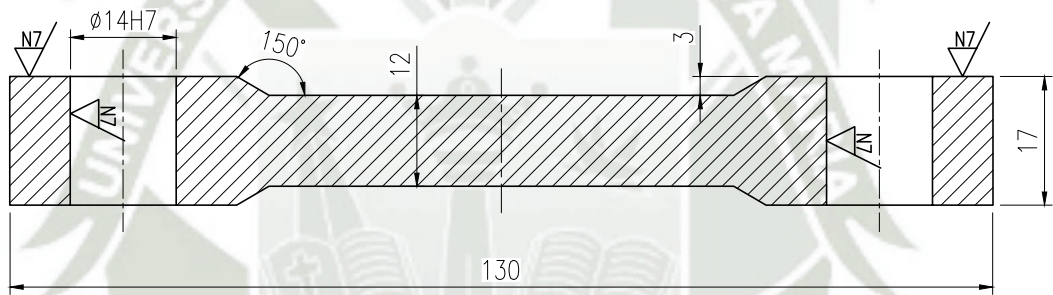
ESC: 1:1

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO DE PUNTONES Y CUCHILLAS ARREGLO GENERAL	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.01.03	

N9/ (N7/)

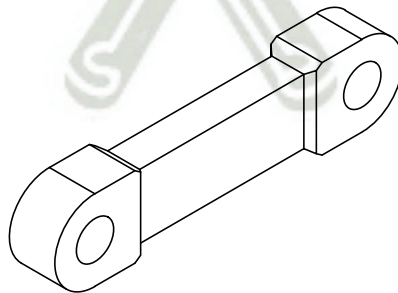


ESC: 1:1




CORTE A-A

ESC: 1:1



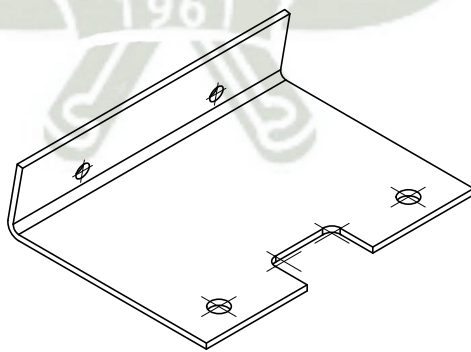
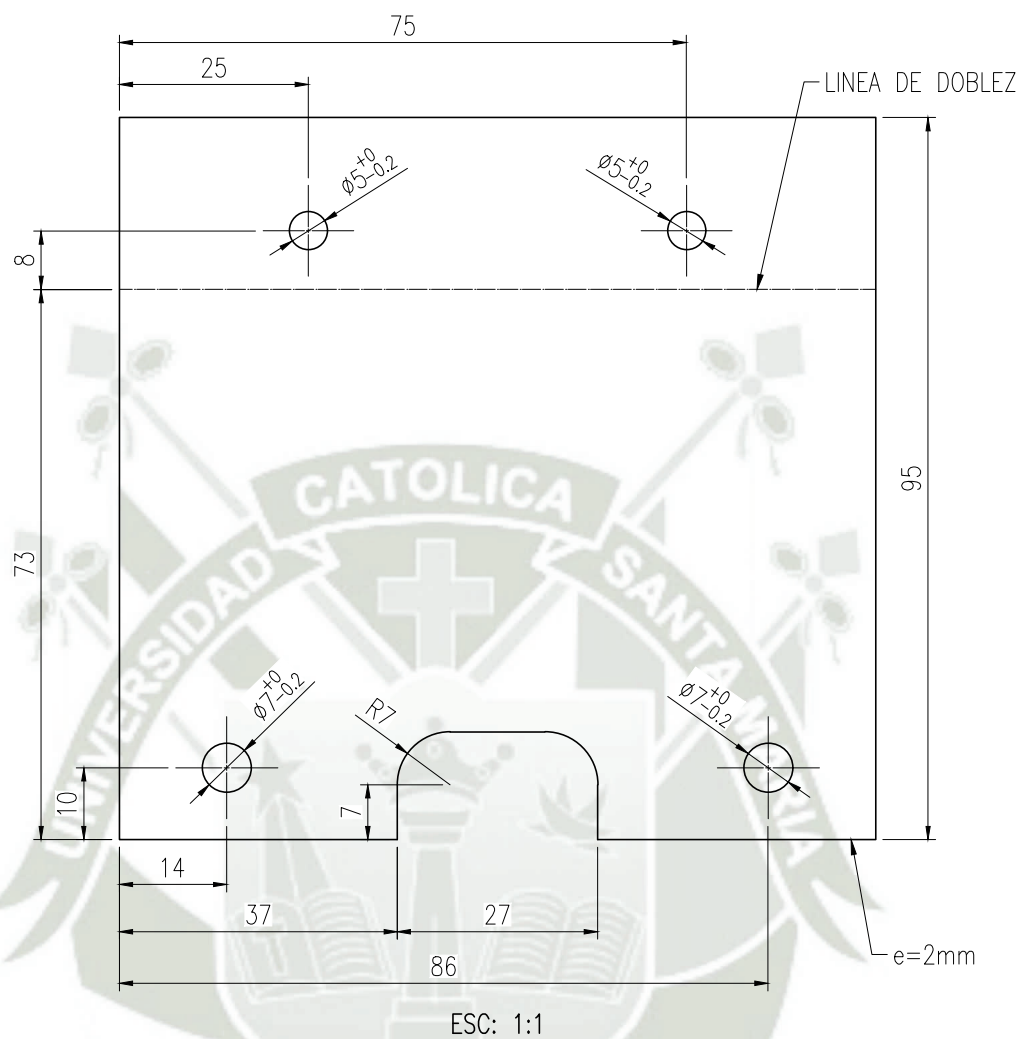
ESC: 1:2



	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO DE PUNTONES Y CUCHILLAS DETALLE Y SECCION DE BIELA	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.01.03.01	

A

B

C



	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO DE PUNTONES Y CUCHILLAS DETALLES DE PLANCHA DE SUJECCIÓN	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.01.03.02	

A

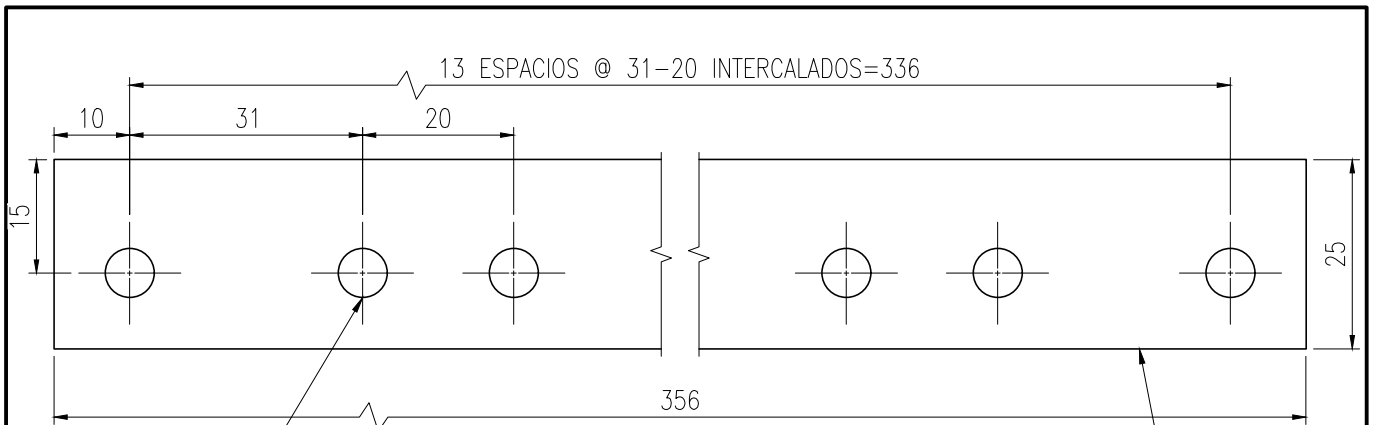
B

C

A

B

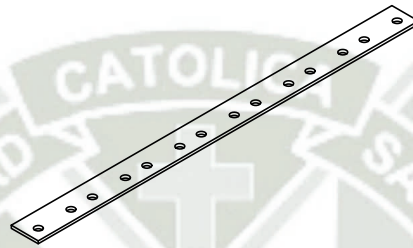
C



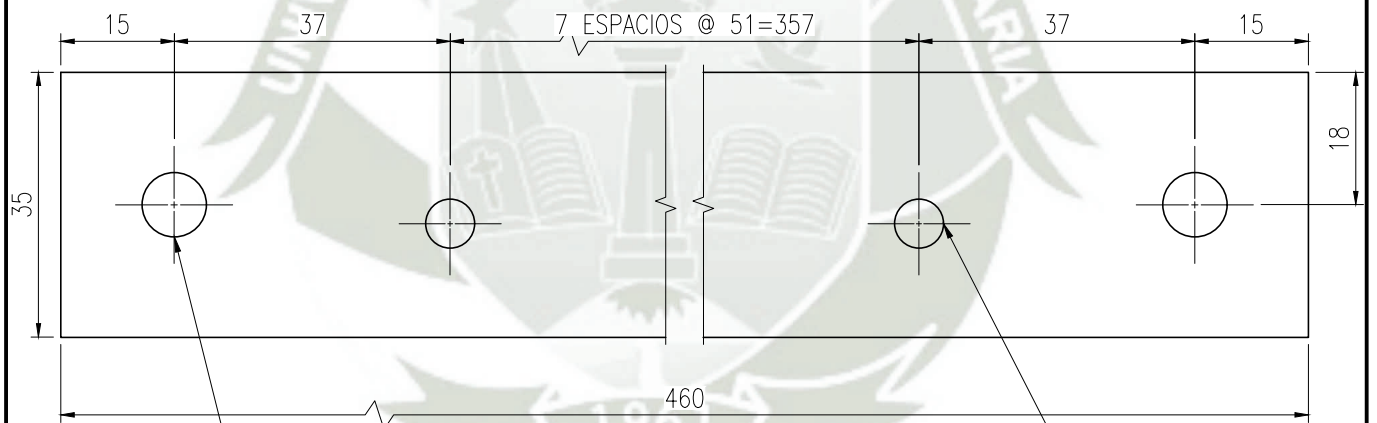
14 AGUJEROS
DE $\varnothing 6.5 \begin{smallmatrix} +0 \\ -0.2 \end{smallmatrix}$

SOPORTE DE CUCHILLAS

ESC: 1:10



ESC: 1:5

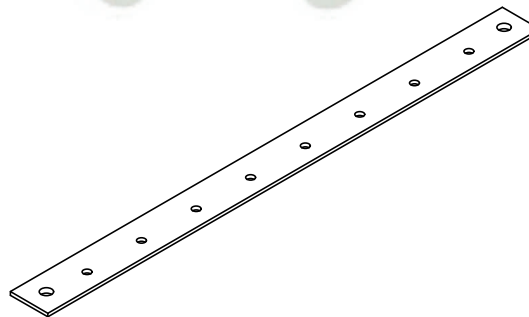


2 AGUJEROS
DE $\varnothing 6.5 \begin{smallmatrix} +0 \\ -0.2 \end{smallmatrix}$

SOPORTE DE PUNTONES

ESC: 1:10

2 AGUJEROS
DE $\varnothing 8.5 \begin{smallmatrix} +0 \\ -0.2 \end{smallmatrix}$



ESC: 1:5

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO DE PUNTONES Y CUCHILLAS DETALLES DE SOPORTE DE CUCHILLAS Y PUNTONES	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.01.03.03	

A

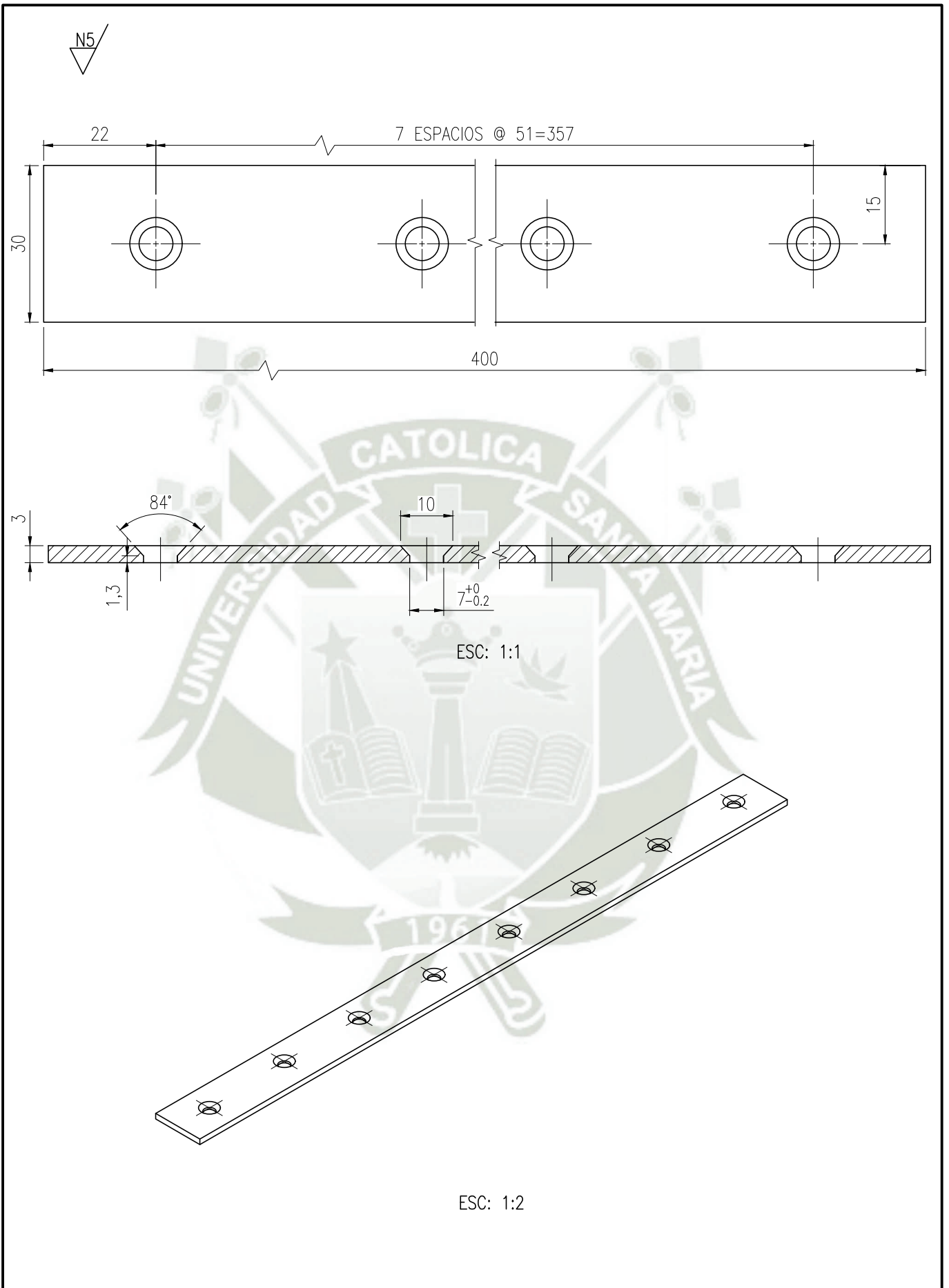
B



C

A

B

C



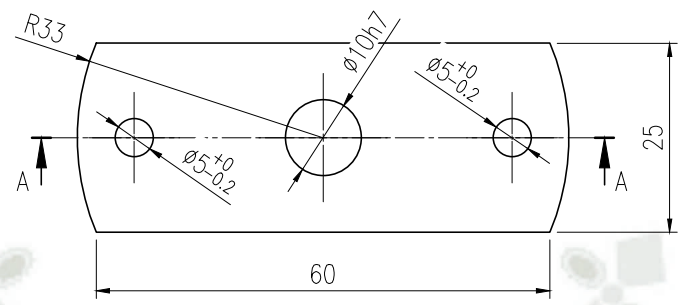
	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO DE PUNTONES Y CUCHILLAS DETALLES DE PLANCHA DE DESGASTE	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.01.03.04	

A

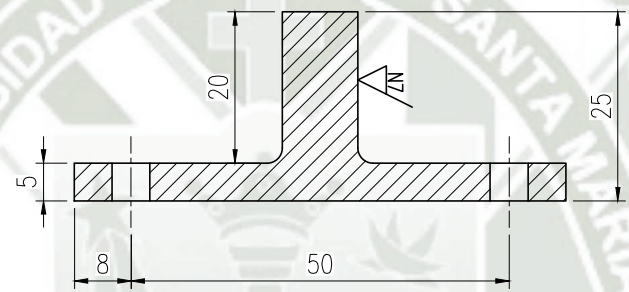
B

C

N9/ (N7/)

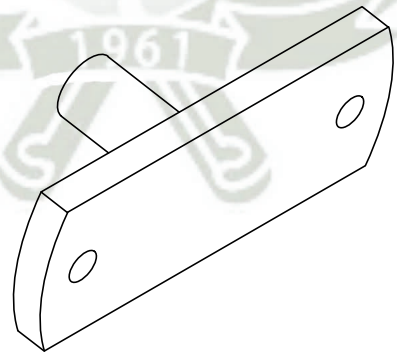


ESC: 1:1





CORTE A-A

ESC: 1:1

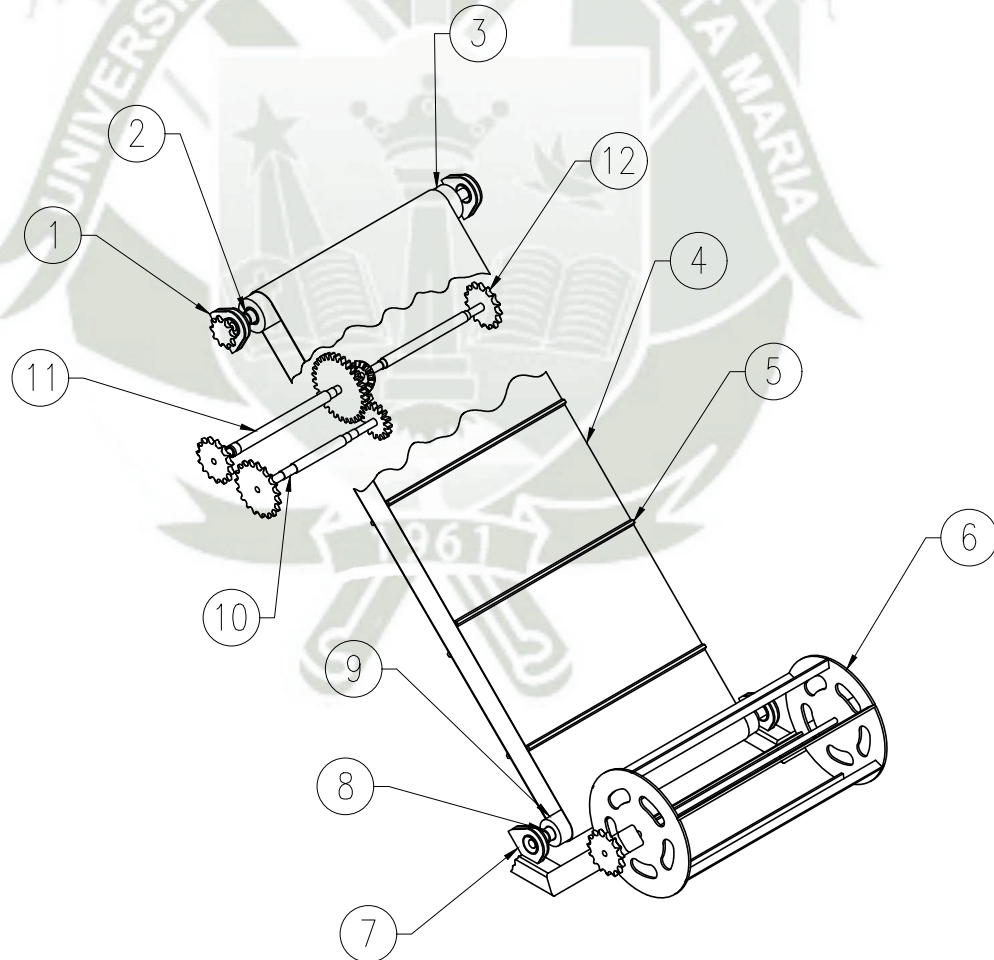


ESC: 1:1

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO DE PUNTONES Y CUCHILLAS	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020		DETALLES DE BIELA	
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.01.03.05	

LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESIGNACIÓN	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN/PLANO
1	Conjunto soporte polín motriz	2	A3-UCSM-WJRM-1.02.01
2	Conjunto eje polin motriz	1	A3-UCSM-WJRM-1.02.02
3	Conjunto polin motriz	1	A3-UCSM-WJRM-1.02.03
4	Faja FABREKA F1/3 E U05N/UO	1	--
5	Perfil FABREKA K-8	10	--
6	Conjunto jaula de empuje	1	A3-UCSM-WJRM-1.02.04
7	Conjunto soporte polín tensor	2	A3-UCSM-WJRM-1.02.05
8	Conjunto eje polin tensor	1	A3-UCSM-WJRM-1.02.06
9	Conjunto polin tensor	1	A3-UCSM-WJRM-1.02.07
10	Conjunto eje transmisión C	1	A3-UCSM-WJRM-1.02.08
11	Conjunto eje transmisión A	1	A3-UCSM-WJRM-1.02.09
12	Conjunto eje transmisión B	1	A3-UCSM-WJRM-1.02.10
13	Conjunto Soporte eje transmisión C	2	A3-UCSM-WJRM-1.02.11
14	Conjunto Soporte eje transmisión B y A	4	A3-UCSM-WJRM-1.02.12

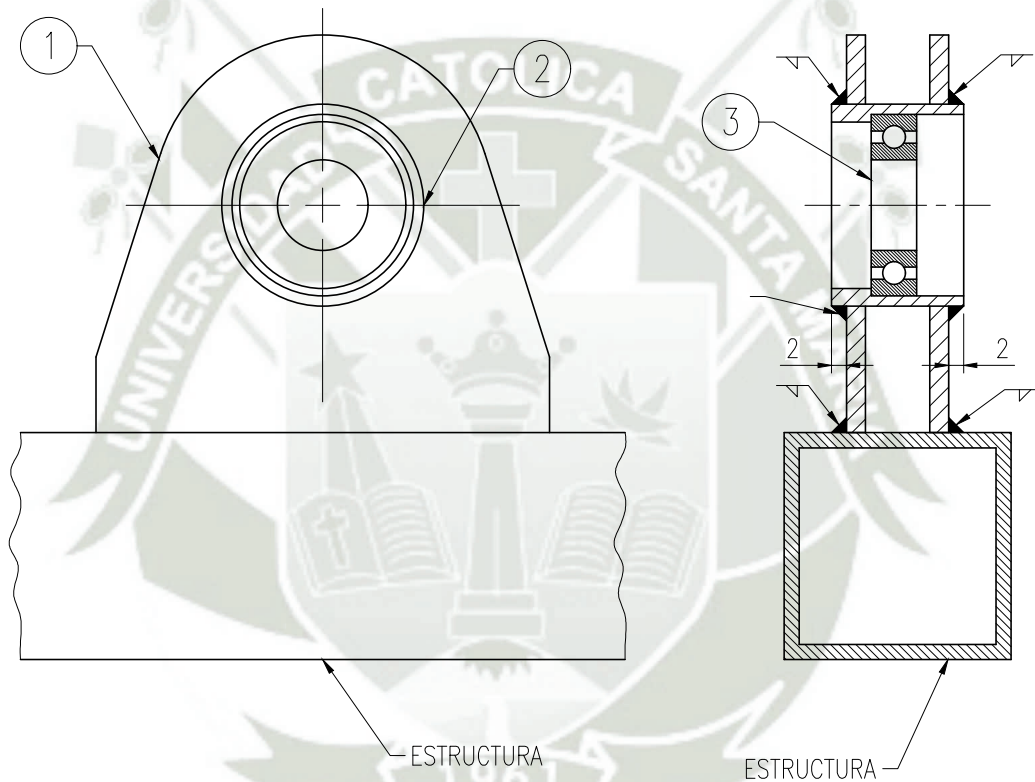


ISOMETRICO
ESC: 1:10

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		ENSAMBLE DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN ARREGLO GENERAL	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02	



LISTA DE MATERIALES

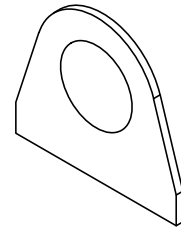
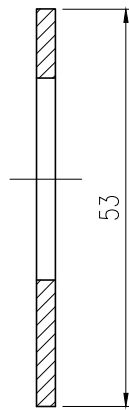
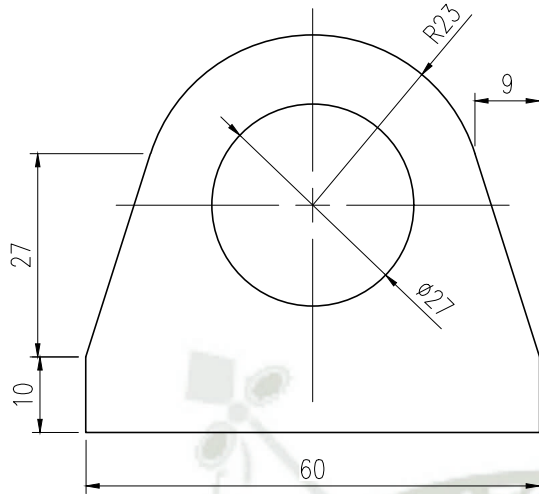
ITEM	DESIGNACIÓN	CANTIDAD	NORMA	MATERIALES Y MEDIDAS
1	Plancha	2	--	ASTM A36
2	Soporte de rodamiento	1	--	ASTM A36
3	Rodamiento SKF 61803	1	--	$D_{ext}=24mm, D_{int}=12mm$



ARREGLO GENERAL

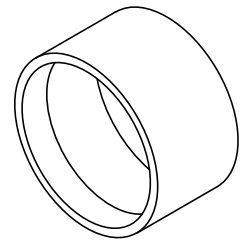
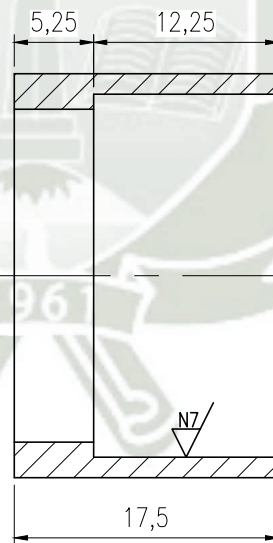
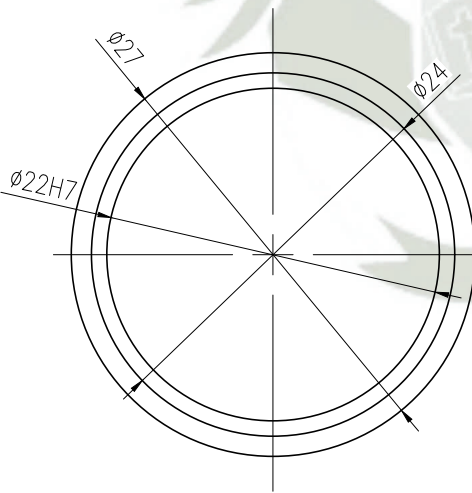
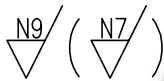
ESC: 1:1

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO DE SOPORTE DE POLIN ARREGLO GENERAL	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.01	





ESC: 1:2

PLANCHA
ESC: 1:1



ESC: 1:1

SOPORTE DE RODAMIENTO
ESC: 2:1

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO DE SOPORTE DE POLIN DETALLES DE PLANCHA Y SOPORTE DE RODAMIENTO	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.01.01	

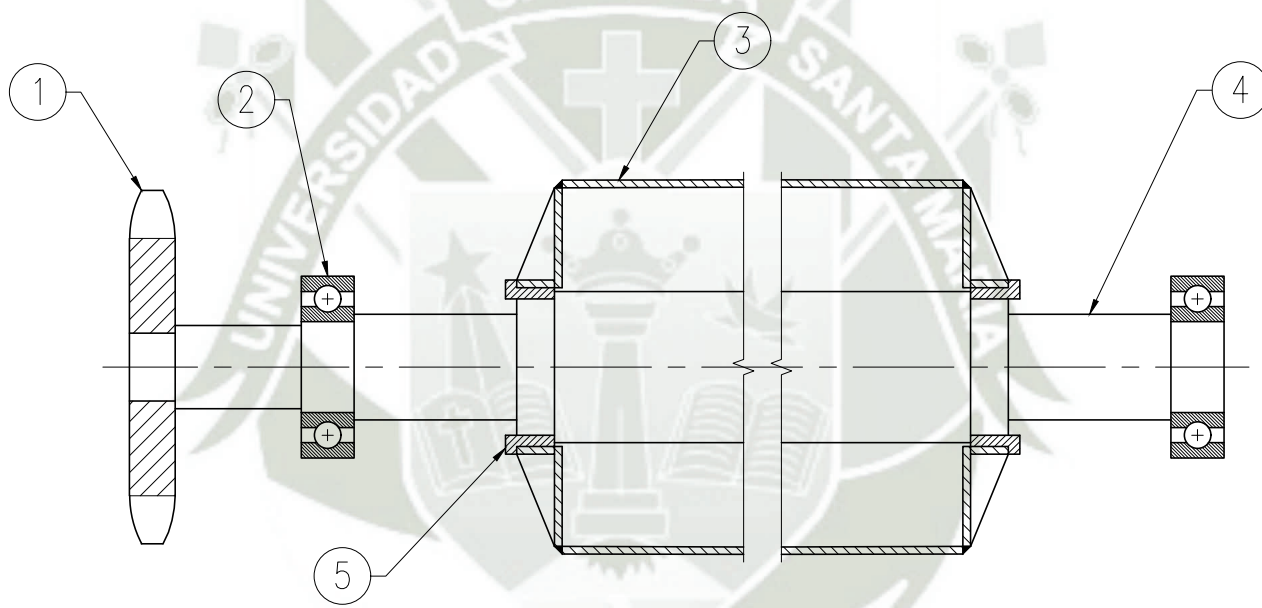
A

B

C



LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESIGNACIÓN	CANTIDAD	NORMA	MATERIALES Y MEDIDAS
1	Sprockets Martin 35B10	1	--	$D_{ext}=1.380$ in; $Z=10$ dientes
2	Rodamiento SKF 61803	2	--	$D_{ext}=24$ mm, $D_{int}=12$ mm
3	Polin	1	--	Ver A3-UCSM-WJRM-1.02.03
4	Eje	1	--	AISI 1020
5	Topes de polin	2	--	AISI 1020



ARREGLO GENERAL

ESC: 1:1

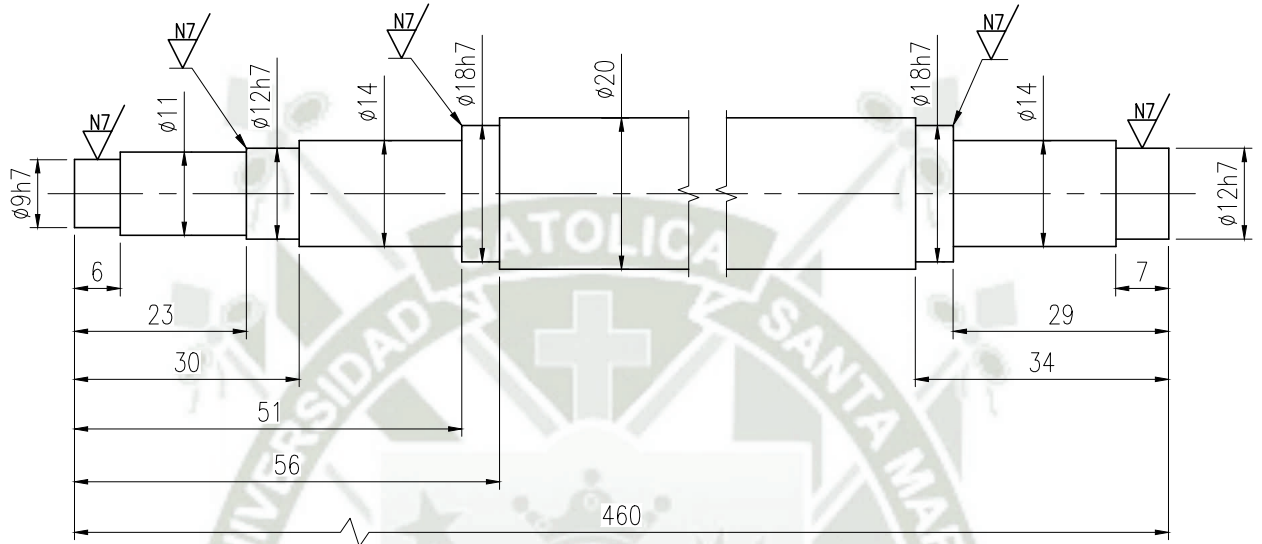
	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO EJE POLIN MOTRIZ	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020		ARREGLO GENERAL	
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.02	

A

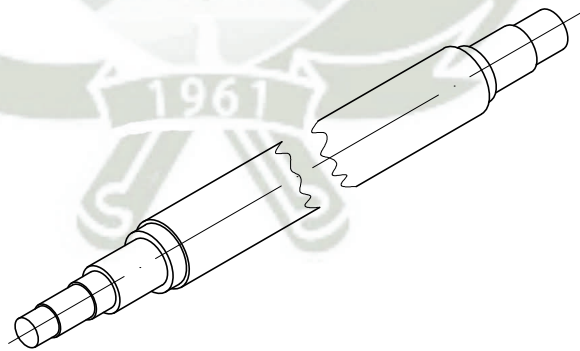
B

C



N9/ (N7/)



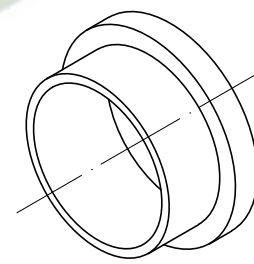
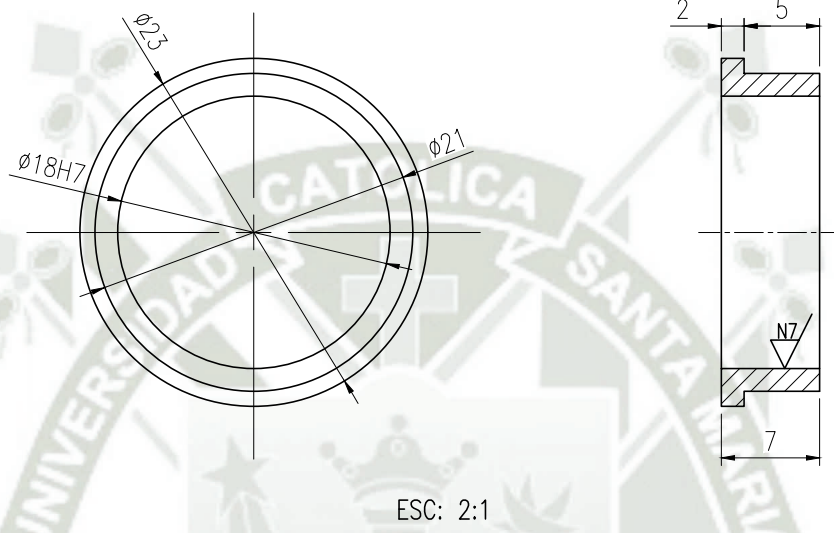
ESC: 1:1




ESC: 1:2

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO EJE POLIN MOTRIZ DETALLES DE EJE	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.02.01	

N9/ (N7/)



	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO EJE POLIN MOTRIZ TOPES DE POLIN	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			N° DE PLANO:
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	A4-UCSM-WJRM-1.02.02.02		

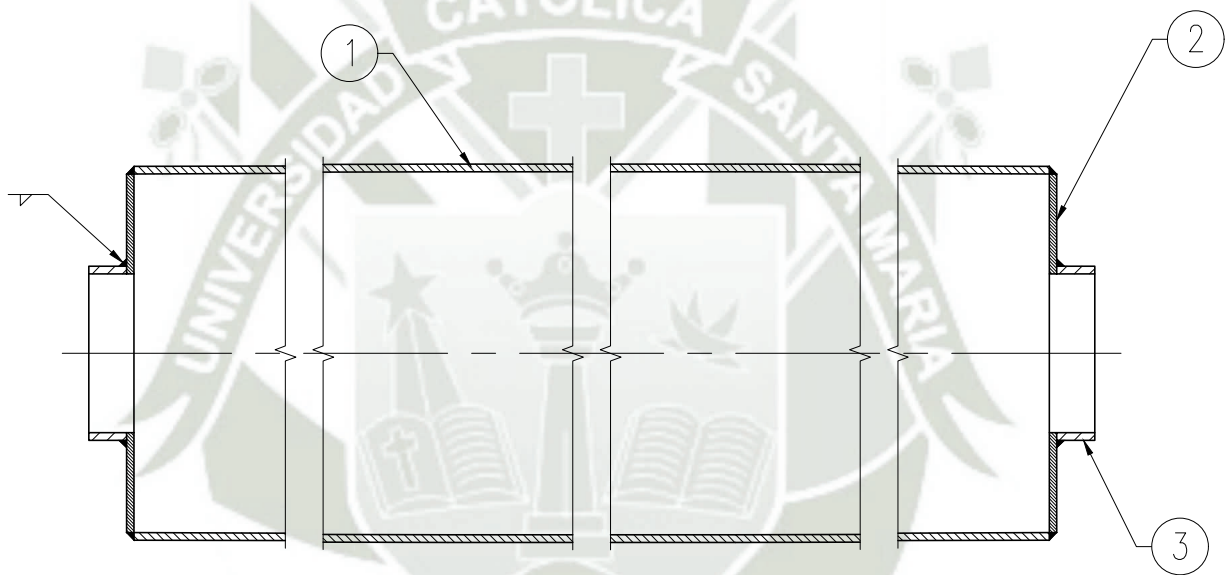
A

B

C



LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESIGNACIÓN	CANTIDAD	NORMA	MATERIALES Y MEDIDAS
1	Rodillo	1	--	ASTM A106
2	Tapa	2	--	ASTM A36
3	Soporte de eje	2	--	ASTM A36



ARREGLO GENERAL

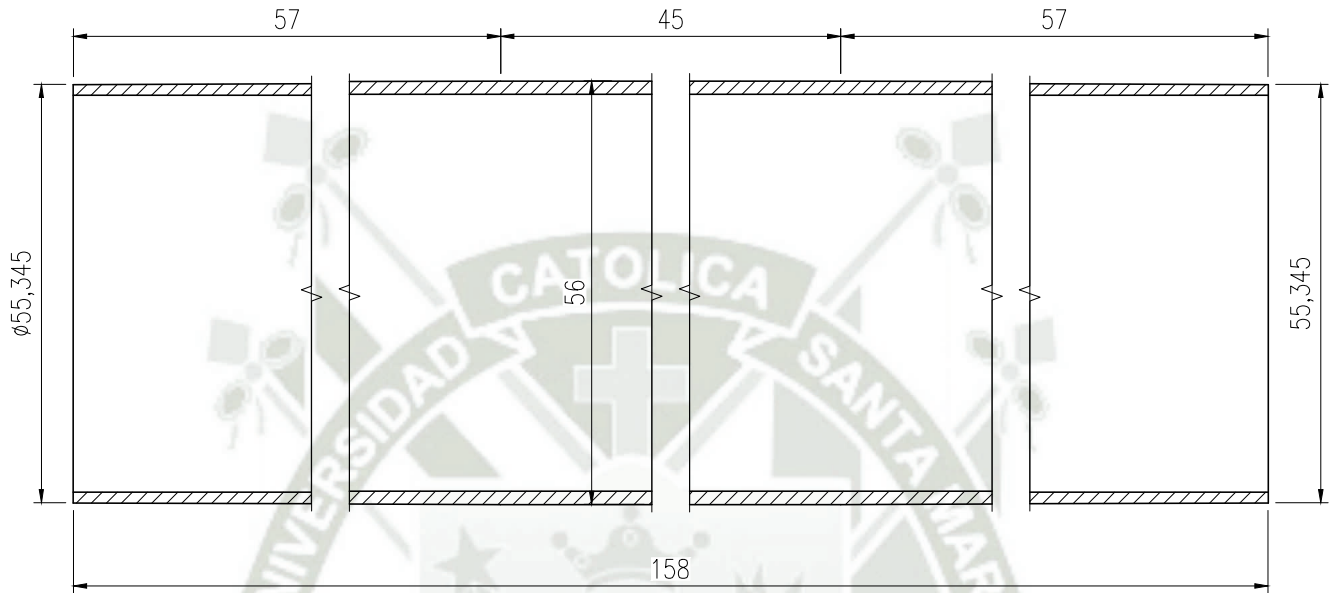
ESC: 1:1

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO POLIN MOTRIZ ARREGLO GENERAL	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.03	

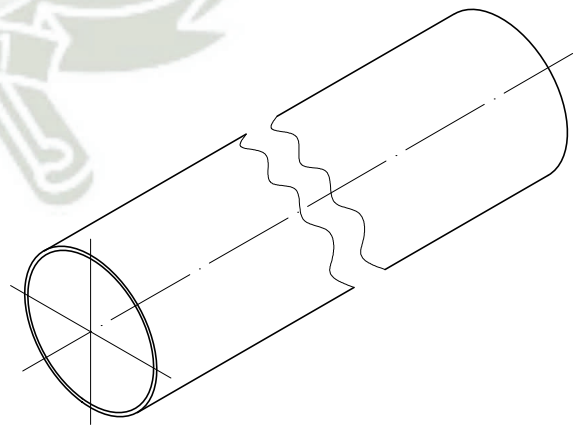
A

B

C



ESC: 1:1



ESC: 1:2

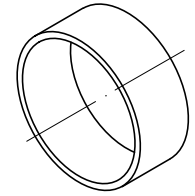
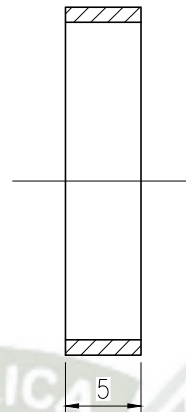
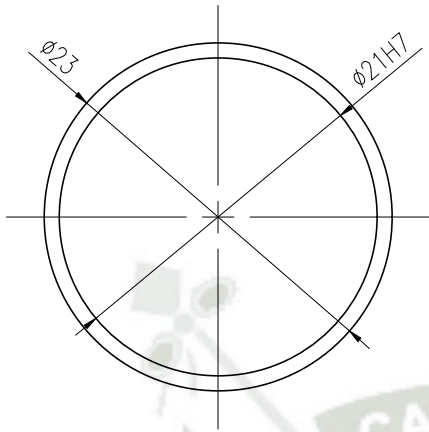
	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO POLIN MOTRIZ DETALLE DE RODILLO	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.03.01	

A

B

C

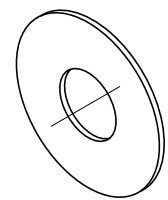
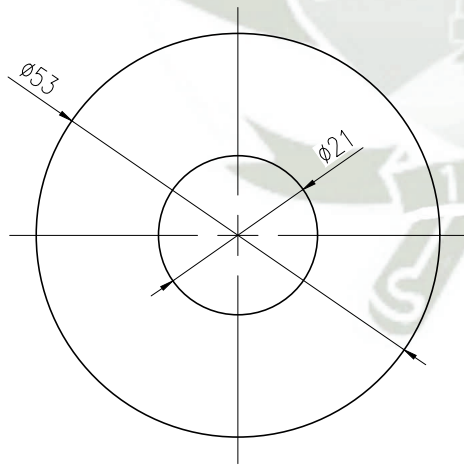
N7



ESC: 1:1

SOPORTE DE EJE



ESC: 2:1



ESC: 1:2

TAPA

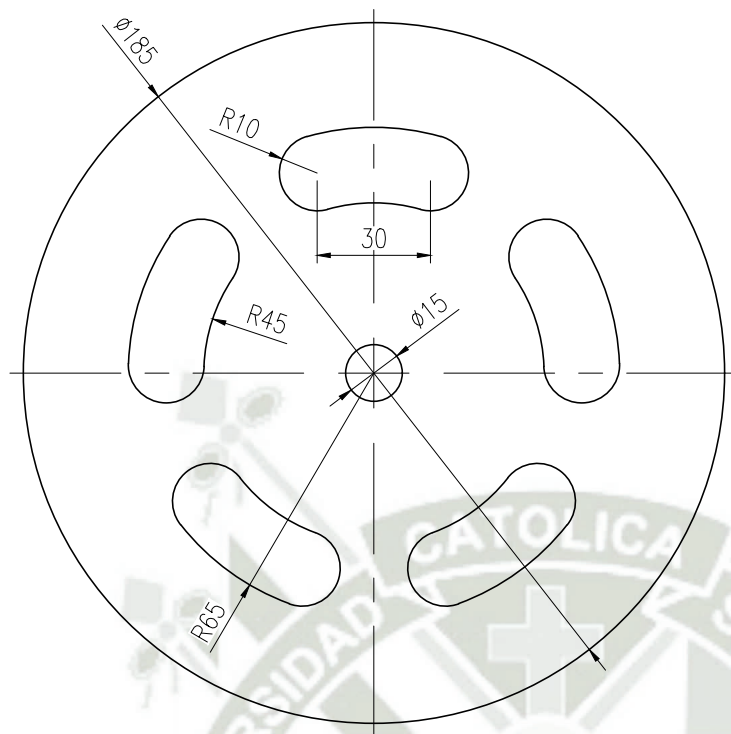
ESC: 1:1

	NOMBRE:	FECHA:		<u>MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO</u>	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO POLIN MOTRIZ	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020		DETALLES DE SOPORTE DE EJE Y TAPA	
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.03.02	

A

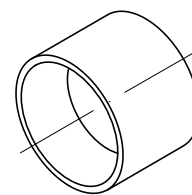
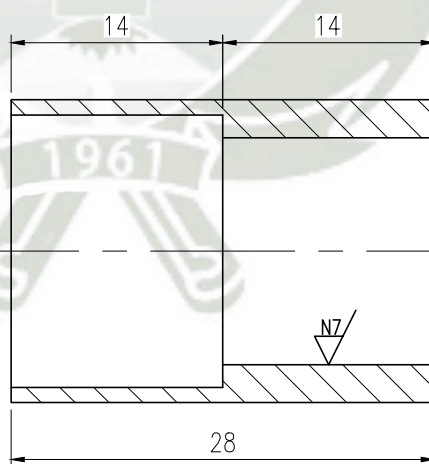
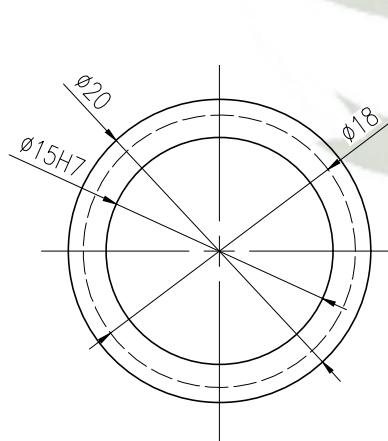
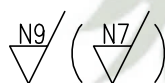
B

C



ESC: 1:5



TAPA
ESC: 1:2



ESC: 1:1

SOPORTE DE RODAMIENTO

ESC: 2:1

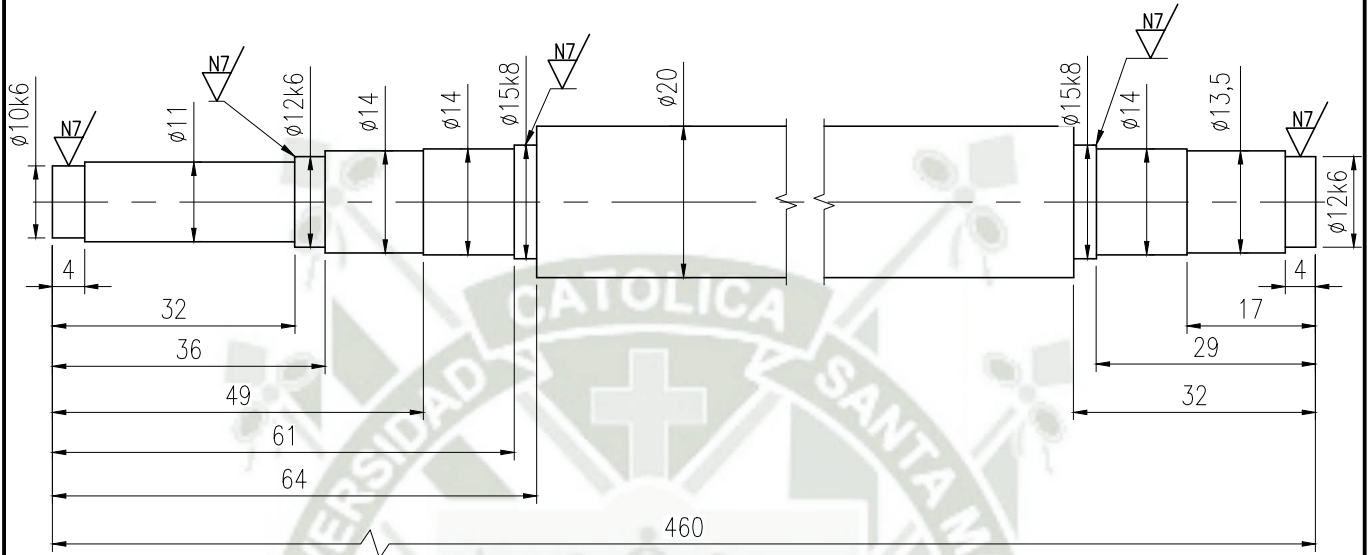
	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO JAULA DE EMPUJE	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020		DETALLE DE TAPA Y SOPORTE DE RODAMIENTO	
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.04.01	

A

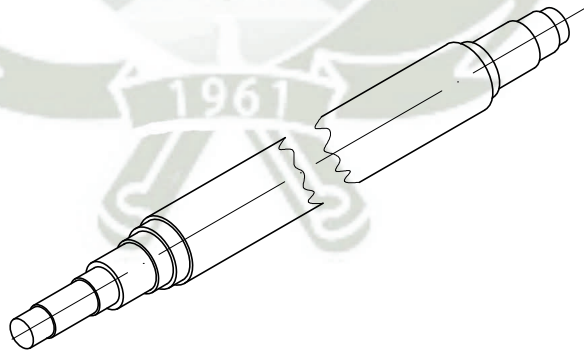
B

C



N9/ (N7/)



ESC: 1:1



ESC: 1:2

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO JAULA DE EMPUJE DETALLE DE EJE	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.04.02	

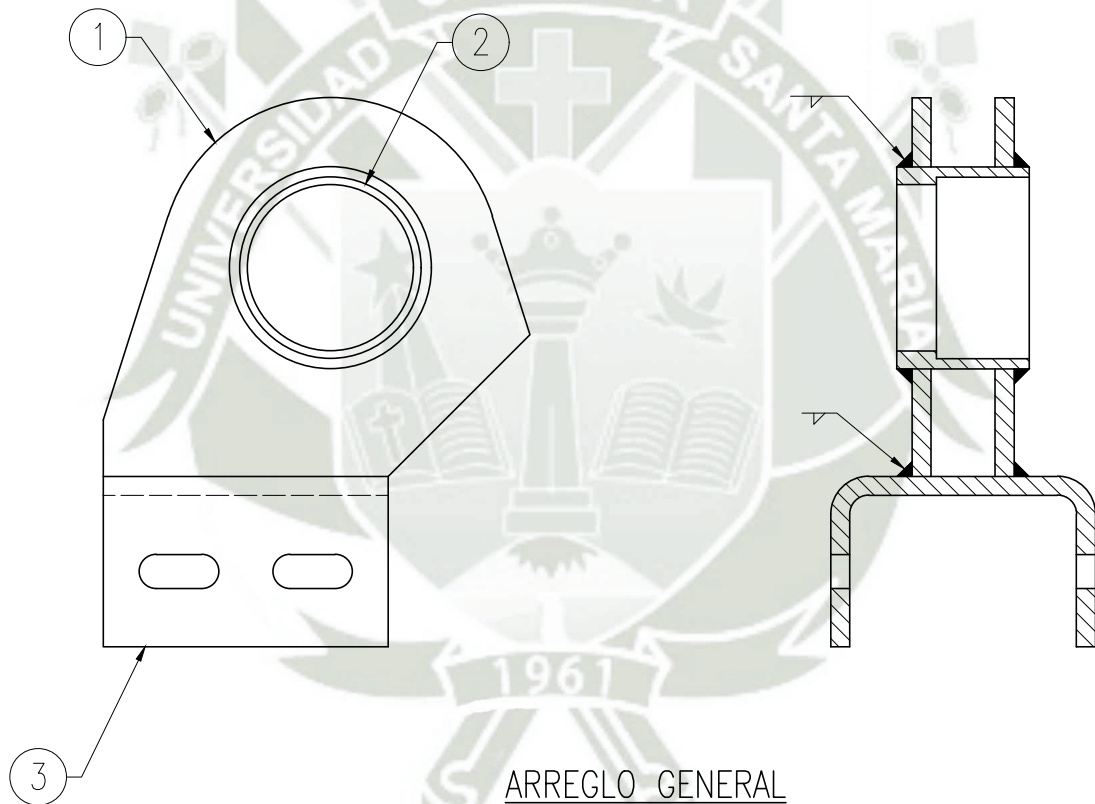
A

B

C



LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESIGNACIÓN	CANTIDAD	NORMA	MATERIALES Y MEDIDAS
1	Tapa	2	--	ASTM A36
2	Soporte de rodamiento	1	--	Ver A3-UCSM-WJRM-1.02.01.01
3	Plancha de conexión	1	--	ASTM A36



ARREGLO GENERAL

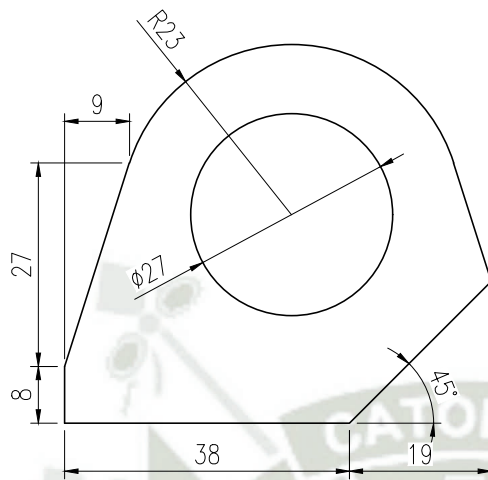
ESC: 1:1

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO SOPORTE POLIN TENSOR	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020		ARREGLO GENERAL	
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.05	

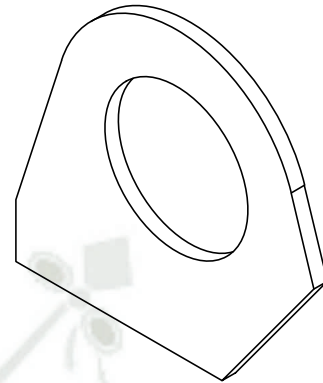
A

B

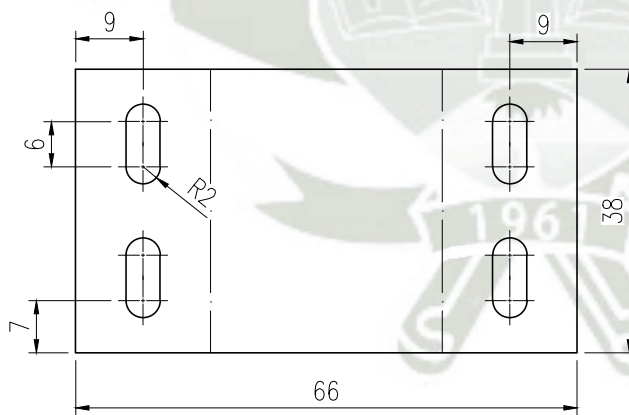
C



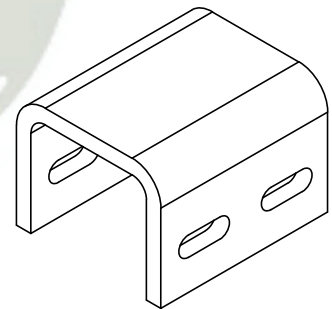
TAPA
ESC: 1:1





ESC: 1:1



PLANCHA DE CONEXIÓN
ESC: 1:1



ESC: 1:1

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO SOPORTE POLIN TENSOR DETALLE TAPA Y PLANCHA DE CONEXION	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.05.01	

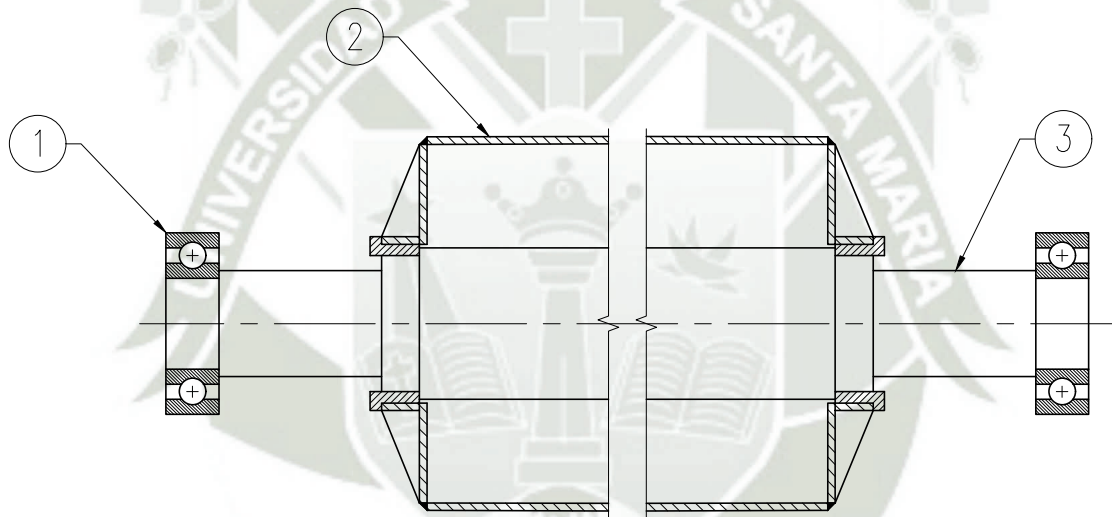
A

B



C

LISTA DE MATERIALES

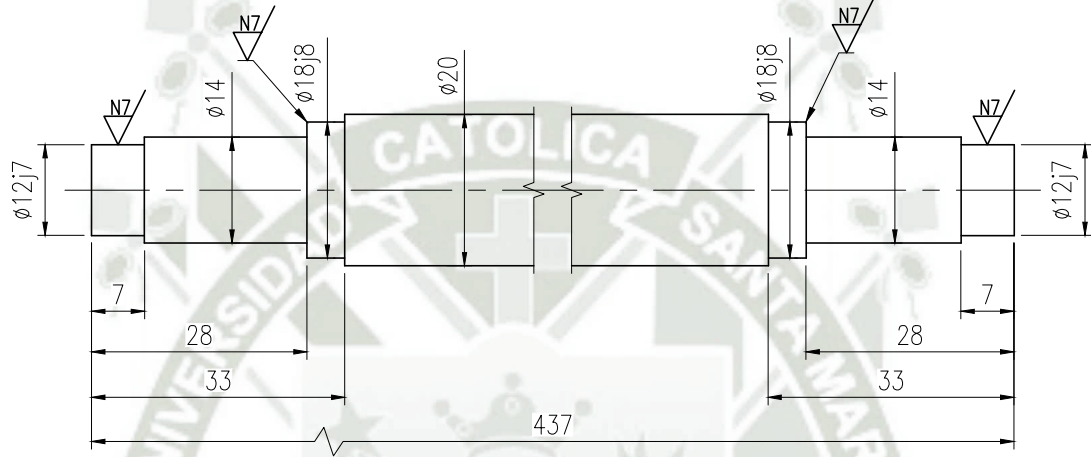
ITEM	DESIGNACIÓN	CANTIDAD	NORMA	MATERIALES Y MEDIDAS
1	Rodamiento SKF 61803	2	--	$D_{ext}=24mm, D_{int}=12mm$
2	Polin	1	--	Ver A3-UCSM-WJRM-1.02.07
3	Eje	1	--	ANSI 1020



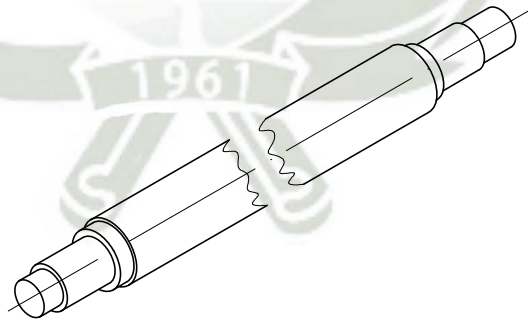
ARREGLO GENERAL
ESC: 1:1

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO EJE POLIN TENSOR	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020		ARREGLO GENERAL	
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.06	



N9 / (N7 /)



ESC: 1:1

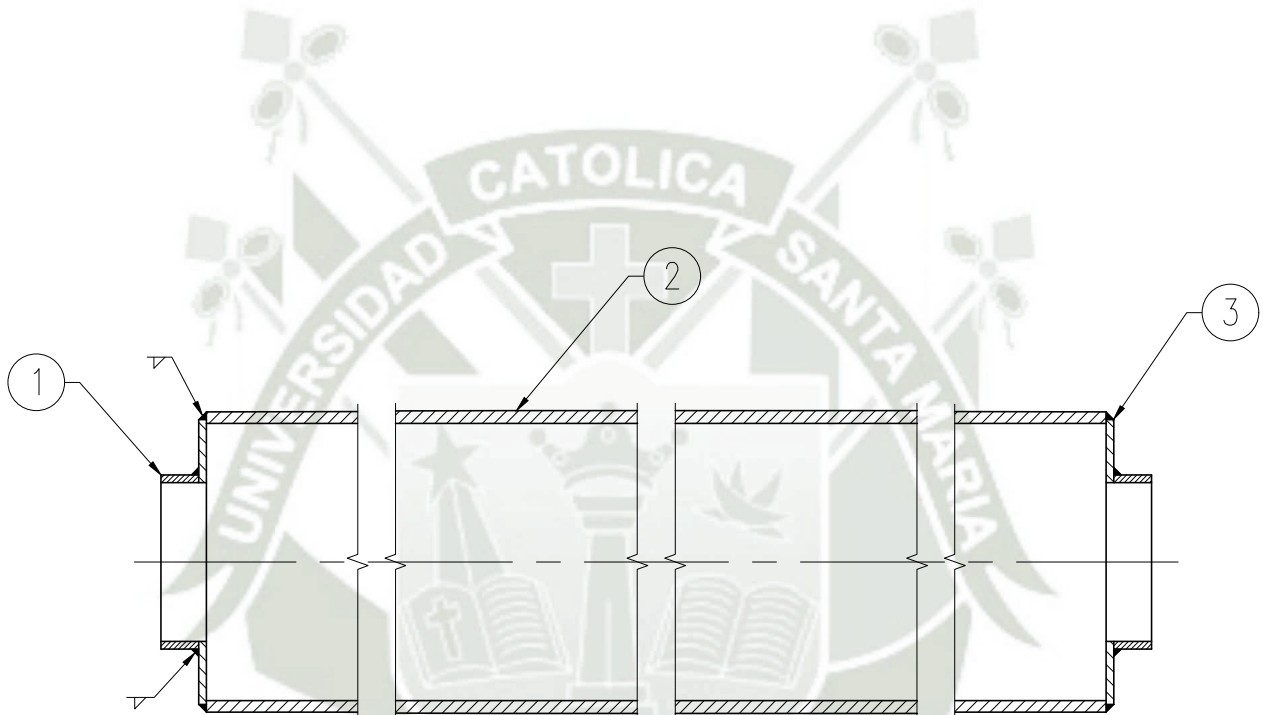


ESC: 1:2

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO EJE POLIN TENSOR DETALLES DE EJE	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.06.01	



LISTA DE MATERIALES

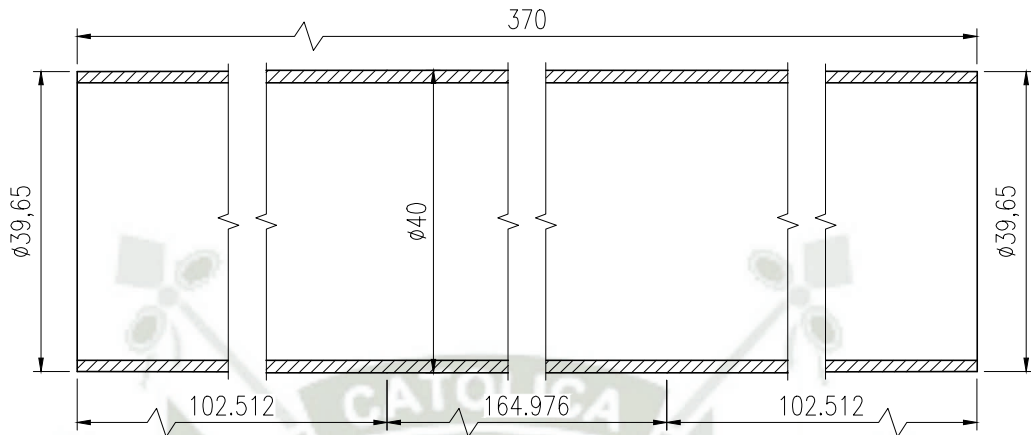
ITEM	DESIGNACIÓN	CANTIDAD	NORMA	MATERIALES Y MEDIDAS
1	Soporte de eje	2	--	Ver A3-UCSM-WJRM-1.02.03.02
2	Rodillo	1	--	ASTM A106
3	Tapa	2	--	ASTM A36



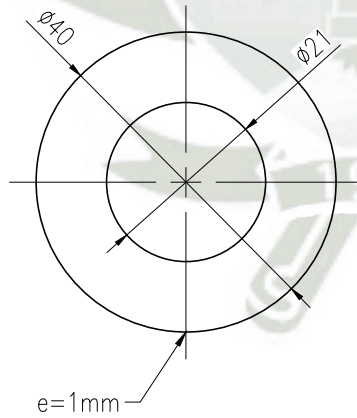
ARREGLO GENERAL

ESC: 1:1

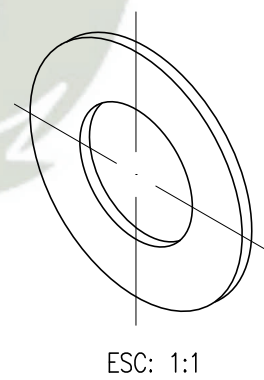
	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO POLIN TENSOR ARREGLO GENERAL	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.07	



RODILLO
ESC: 1:1



TAPA
ESC: 1:1



	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO POLIN TENSOR DETALLES DE RODILLO Y TAPA	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.07.01	

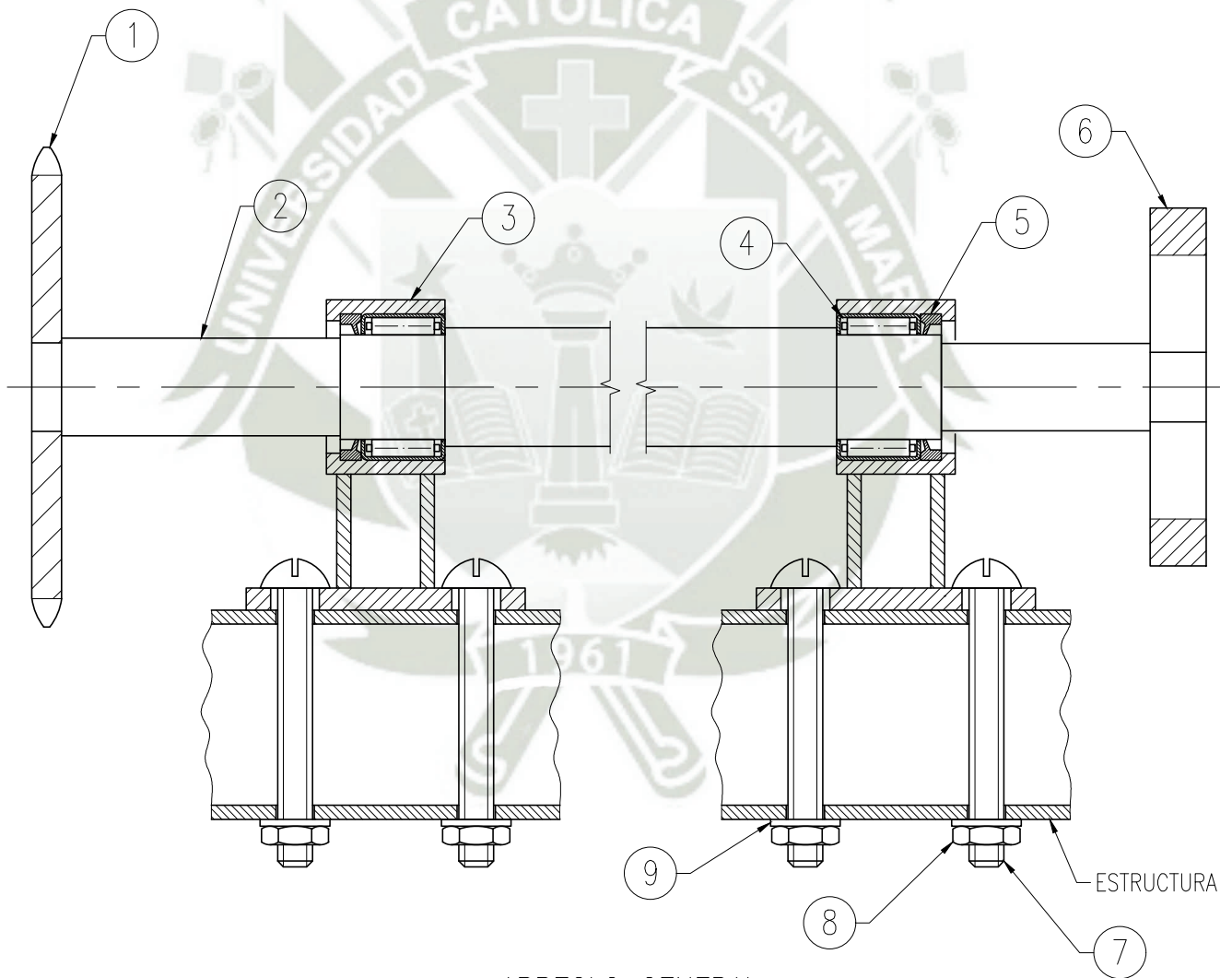
A

B

C



LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESIGNACIÓN	CANTIDAD	NORMA	MATERIALES Y MEDIDAS
1	Sprocket Martin 35B21	1	--	$D_{ext}=2.71$ in; $Z=21$ dientes
2	Eje	1	--	AISI 1020
3	Conjunto Soporte eje C	2	--	VER A3-UCSM-WJRM-1.02.11
4	Rodamiento de agujas SKF HK 1512	2	--	$F_w=15$ mm; $D=21$ mm; $C=12$ mm
5	Sello SKF G 15x21x3	2	--	$d_1=15$ mm; $D=21$ mm; $b=3$ mm
6	Engranaje	1	--	AISI 1020
7	Tornillo	4	ISO 7045 H	M5x40 4.8
8	Tuerca	4	ISO 4035	M5
9	Arandela	4	ISO 7089	$D_{nom}=5$ mm

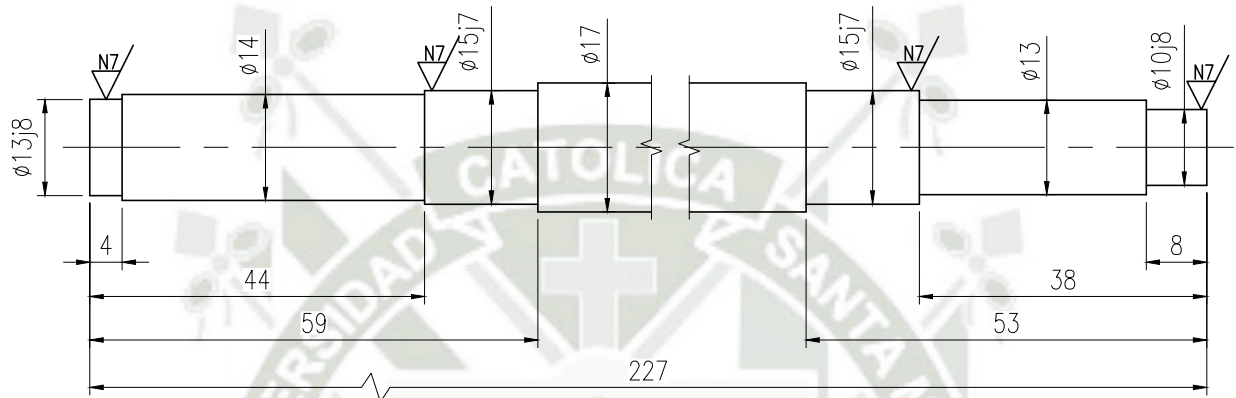


ARREGLO GENERAL

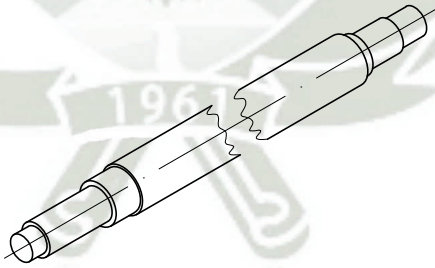
ESC: 1:1

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO EJE TRANSMICION C	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020		ARREGLO GENERAL	
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.08	



N9/ (N7/)



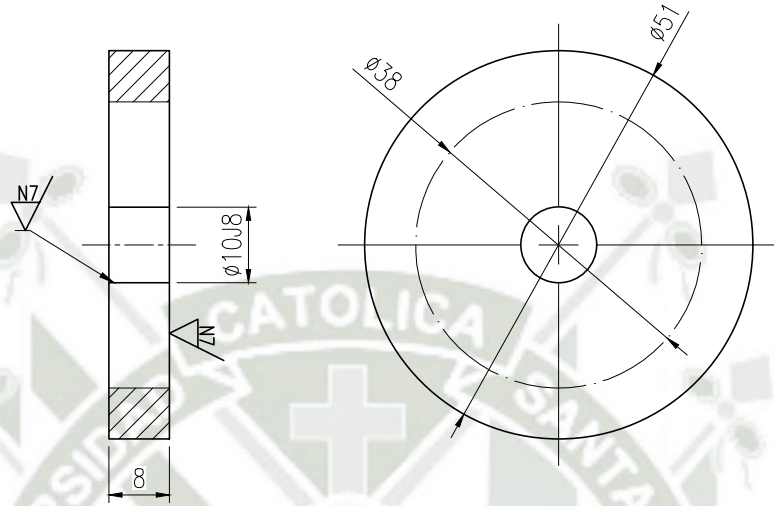
ESC: 1:1



ESC: 1:2

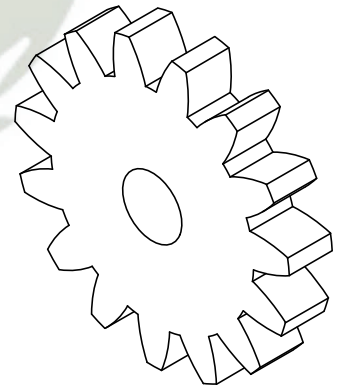
	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO EJE TRANSMISION C DETALLE DE EJE	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.08.01	

N9/ (N7/)





ESC: 1:1

DATOS DE FRESADO	
Números de dientes	15
Diametro de paso	45 mm
Modulo	3 mm
Ángulo de presión	20°
Profundidad total	4.5 mm
Altura de diente desde cuerda	2.389 mm
Espesor rectilíneo de diente	4.7 mm
Espesor circular	4.7124 mm
Profundidad de trabajo	4.8 mm

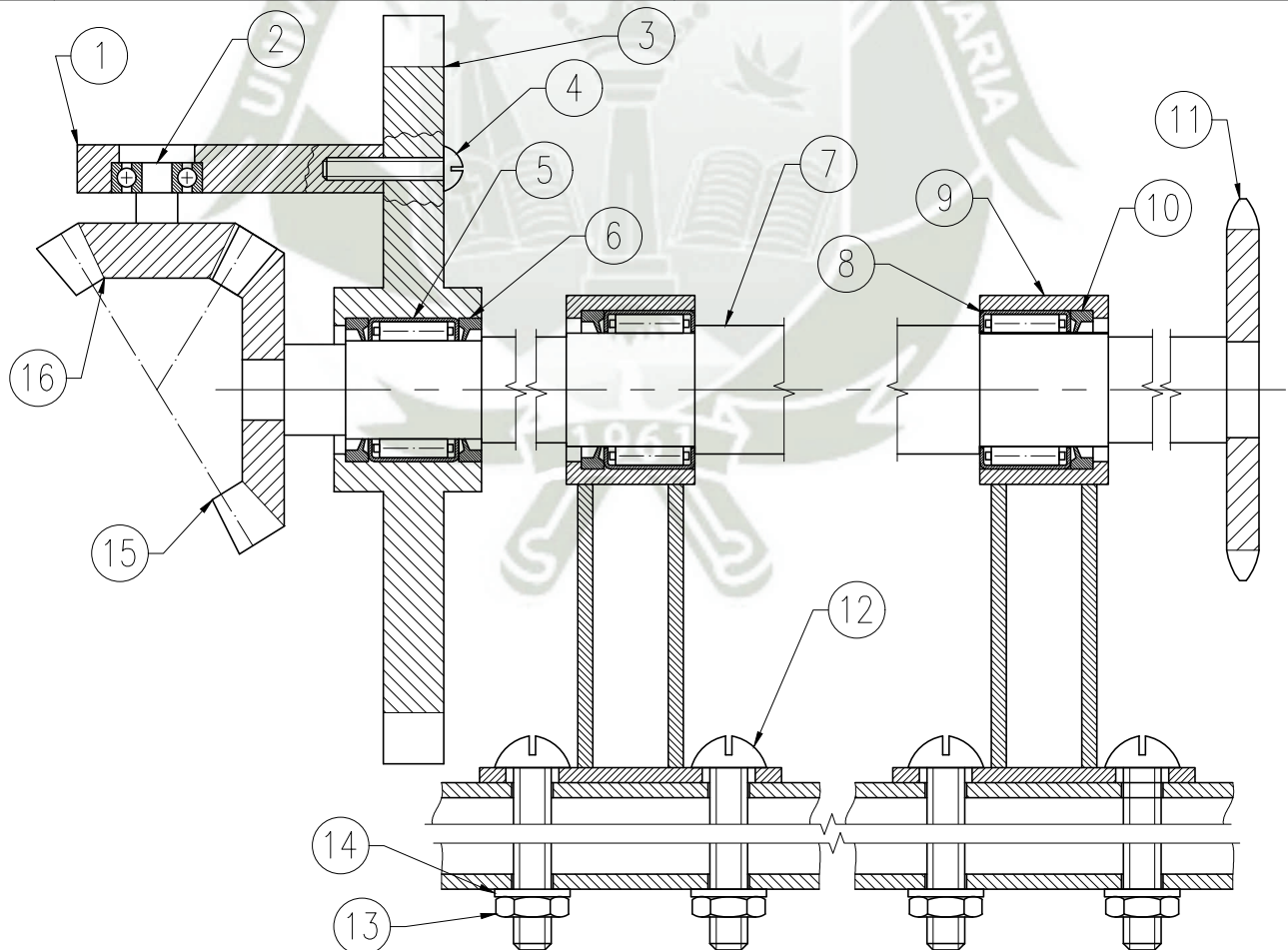




ESC: 1:1

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO EJE TRANSMICION C DETALLES DE ENGRANAJE RECTO	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.08.02	

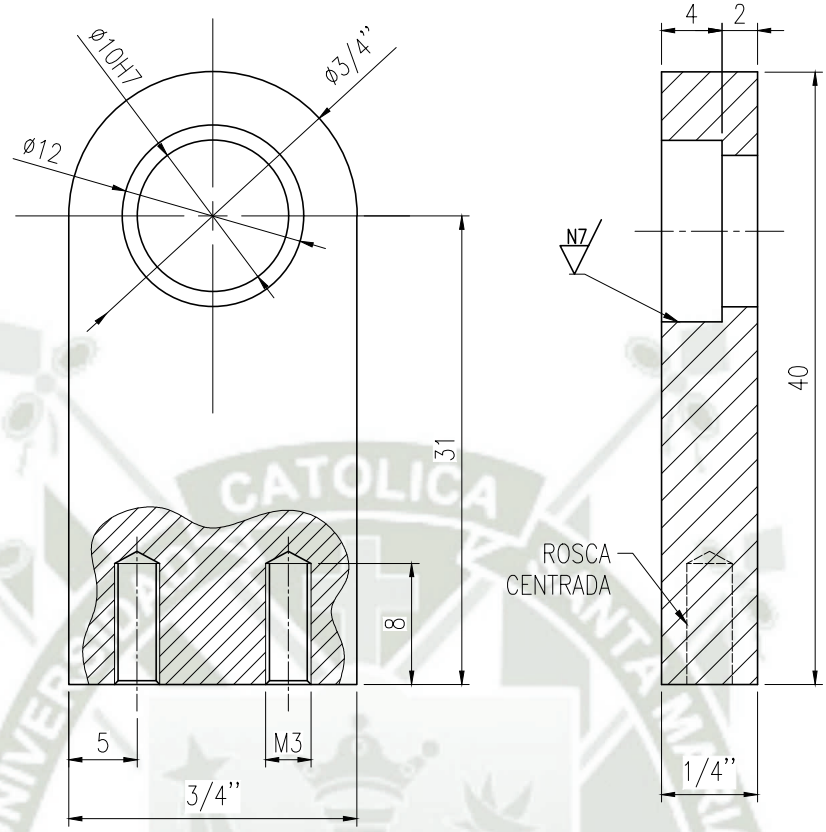
LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESIGNACIÓN	CANTIDAD	NORMA	MATERIALES Y MEDIDAS
1	Soporte Rodamiento piñon loco	1	--	ASTM A36
2	Rodamiento de bolas SKF W604-2Z	2	--	$D_{ext}=12\text{mm}$, $D_{int}=4\text{mm}$
3	Engranaje recto	1	--	AISI 1020
4	Perno	2	ISO 7045 H	M3x16 4.8
5	Rodamiento de agujas SKF HK 1312	1	--	$F_w=12\text{mm}$; $D=19\text{mm}$; $C=12\text{mm}$
6	Sello SKF G 13x19x3	2	--	$d_1=15\text{mm}$; $D=21\text{mm}$; $b=3\text{mm}$
7	Eje	1	--	AISI 1020
8	Rodamiento de agujas SKF HK 1512	2	--	$F_w=15\text{mm}$; $D=21\text{mm}$; $C=12\text{mm}$
9	Conjunto Soporte eje A	2	--	VER A3-UCSM-WJRM-1.02.12
10	Sello SKF G 15x21x3	2	--	$d_1=15\text{mm}$; $D=21\text{mm}$; $b=3\text{mm}$
11	Sprocket Martin 35B15	1	--	$D_{ext}=1.99\text{ in}$; $Z=15\text{ dientes}$
12	Perno	4	ISO 7045 H	M5x40 4.8
13	Tuerca	4	ISO 4035	M5
14	Arandela	4	ISO 7089	$D_{nom}=5\text{mm}$
15	Engranaje cónico	1	--	AISI 1020
16	Engranaje cónico loco	1	--	AISI 1020

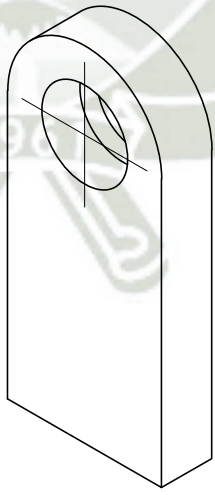


	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO EJE TRANSMICION A ARREGLO GENERAL	Esc: 1:1
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.09	



N9/ (N7/)



ESC: 2:1



ESC: 1:1

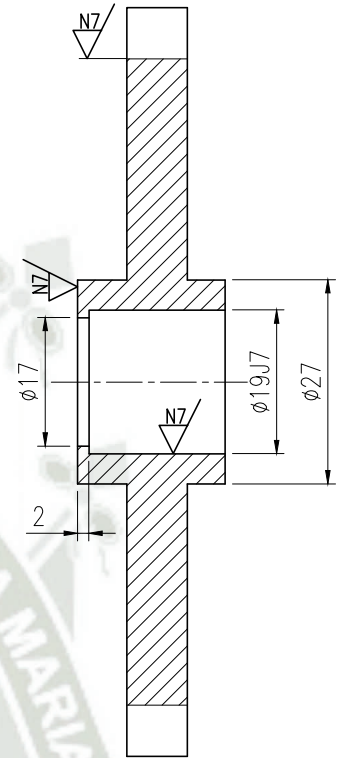
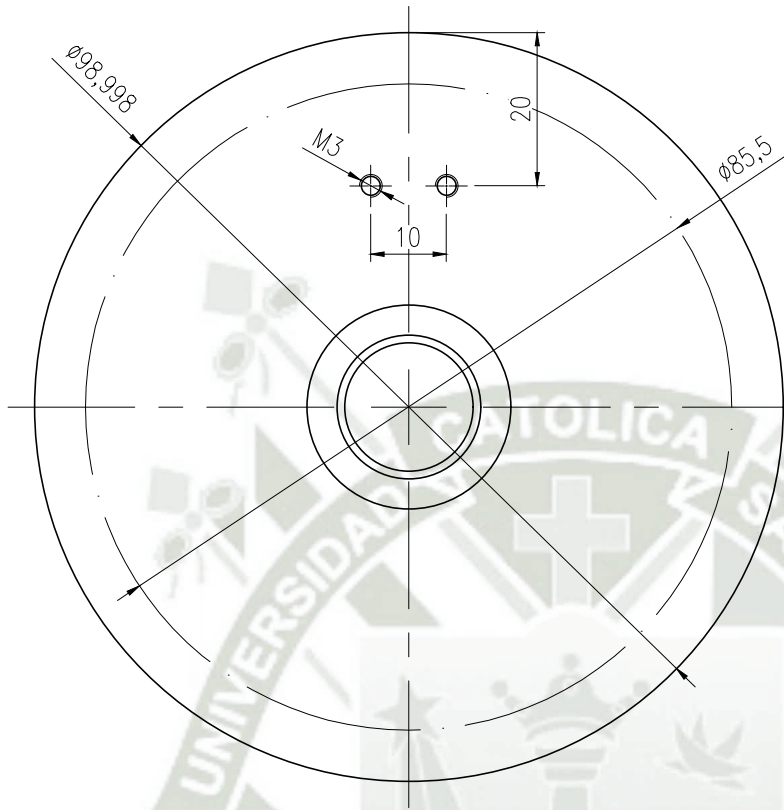
	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO EJE TRANSMICION A DETALLE SOPORTE RODAMIENTO PIÑON LOCO	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.09.01	

A

B

C

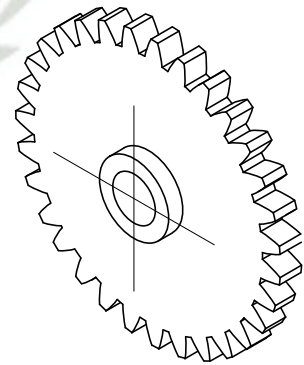
N9 / (N7)





ESC: 1:1

DATOS DE FRESADO

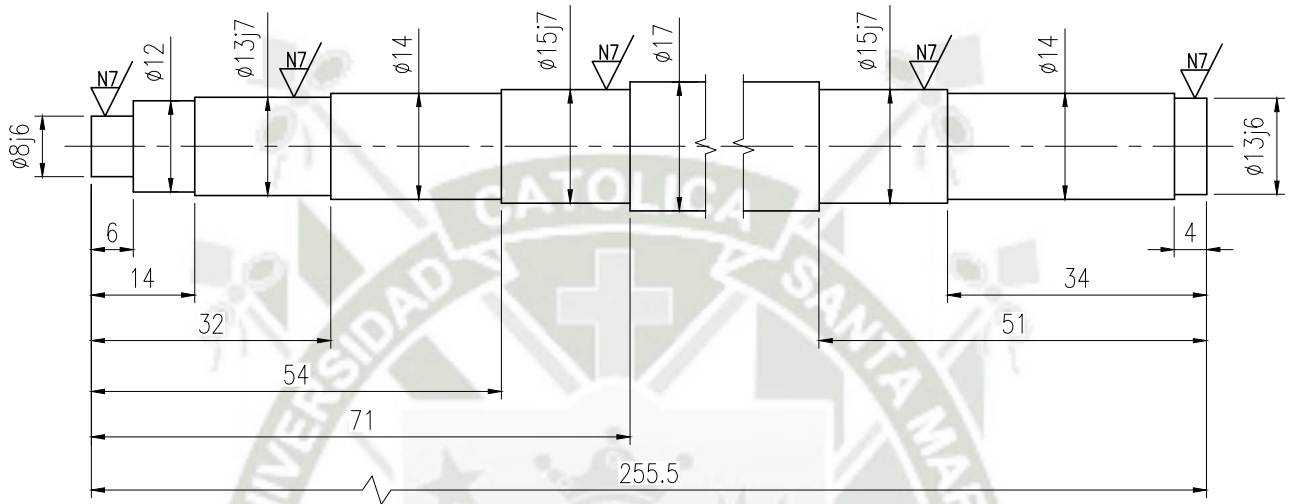
Números de dientes	31
Díametro de paso	93 mm
Modulo	3 mm
Ángulo de presión	20°
Profundidad total	5.157 mm
Altura de diente desde cuerda	2.241 mm
Espesor rectilíneo de diente	4.71 mm
Espesor circular	4.7124 mm
Profundidad de trabajo	4.8 mm



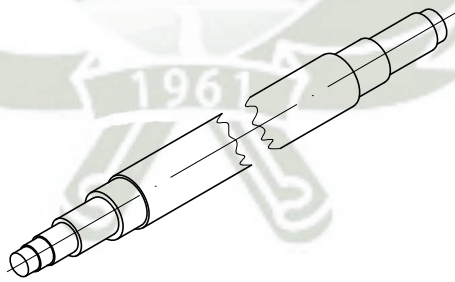
ESC: 1:2

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO EJE TRANSMICION A DETALLES ENGRANAJE RECTO	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.09.02	



N9/ (N7/)



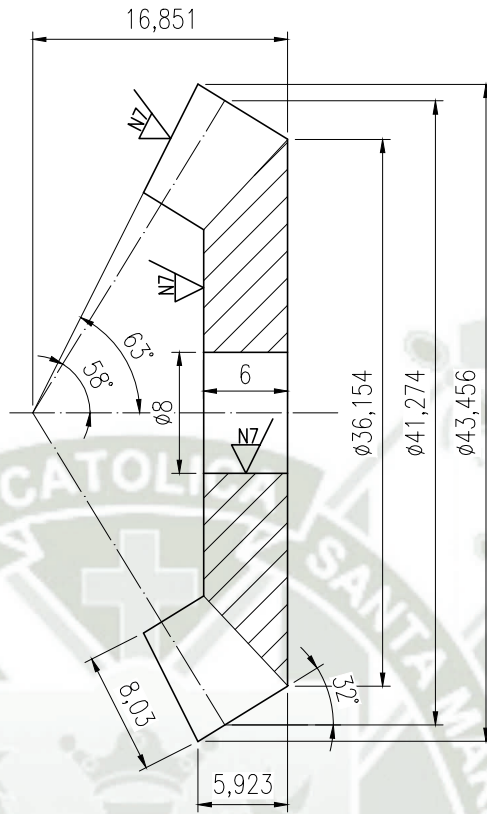
ESC: 1:1



ESC: 1:2

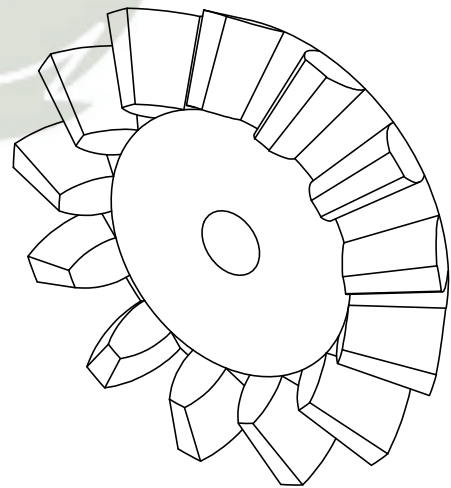
	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO EJE TRANSMISION A DETALLE DE EJE	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.09.03	

N9 / (N7)





ESC: 2:1

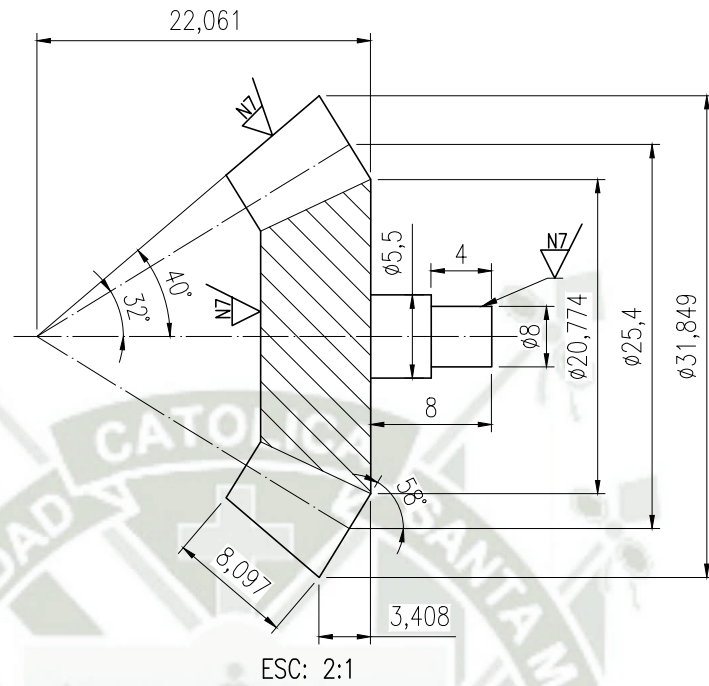
DATOS DE FRESADO	
Números de dientes	13
Paso diametral	8 in
Forma del diente	20° INV
Ángulo de corte	46.95°
Profundidad total	6.985 mm
Altura de cabeza sobre cuerda	1.419 mm
Espesor rectilinio de diente	3.636 mm



ESC: 2:1

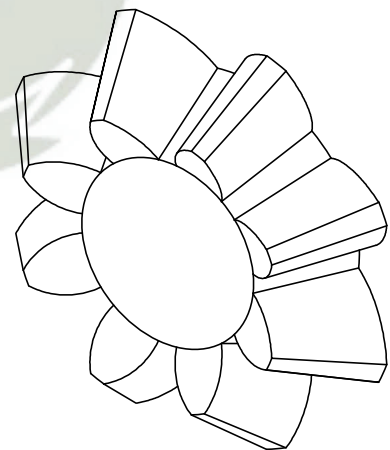
	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0	
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020			CONJUNTO EJE TRANSMICION A DETALLE DE ENGRANAJE CONICO	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.09.04
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020				

N9/ (N7/)





DATOS DE FRESADO

Números de dientes	8
Paso diametral	8 in
Forma del diente	20° INV
Ángulo de corte	25.21°
Profundidad total	6.502 mm
Altura de cabeza sobre cuerda	2.845 mm
Espesor rectilinio de diente	5.172 mm

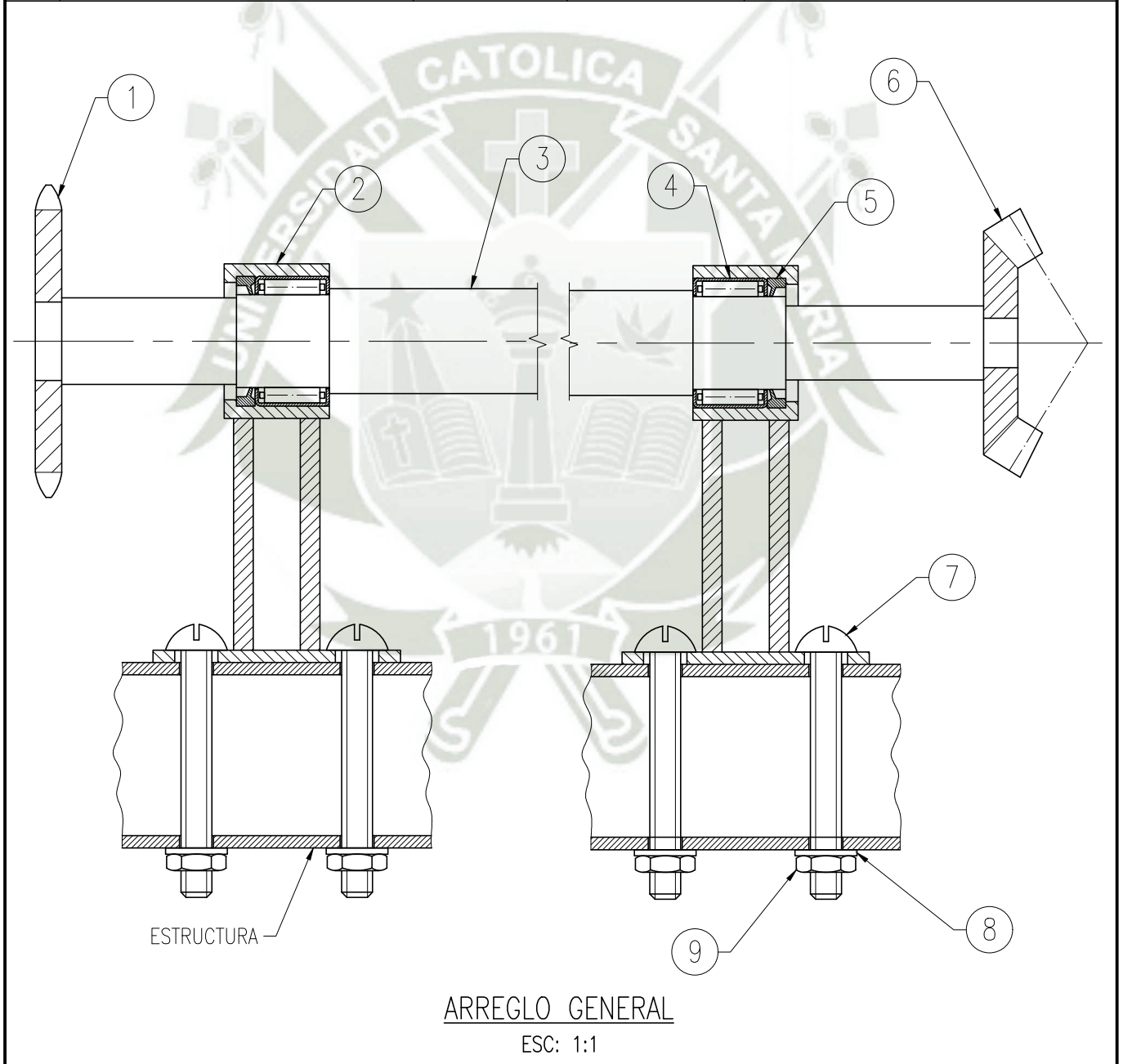




ESC: 2:1

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO EJE TRANSMICION A DETALLE DE ENGRANAJE CONICO LOCO	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.09.05	

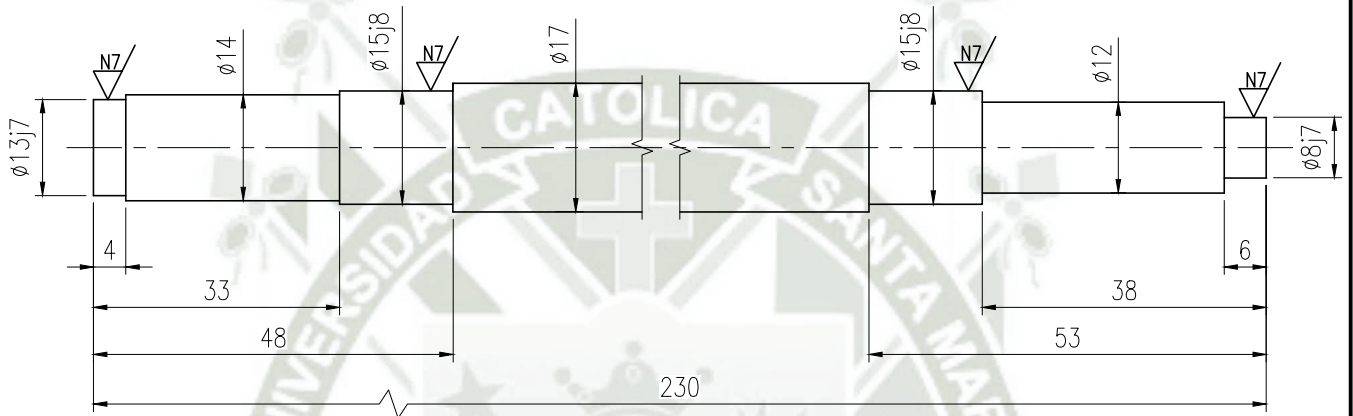
LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESIGNACIÓN	CANTIDAD	NORMA	MATERIALES Y MEDIDAS
1	Sprocket Martin 35B15	1	--	$D_{ext}=1.99$ in; $Z=15$ dientes
2	Conjunto Soporte eje A	2	--	VER A3-UCSM-WJRM-1.02.12
3	Eje	1	--	AISI 1020
4	Rodamiento de agujas SKF HK 1512	2	--	$F_w=15$ mm; $D=21$ mm; $C=12$ mm
5	Sello SKF G 15x21x3	2	--	$d_1=15$ mm; $D=21$ mm; $b=3$ mm
6	Engranaje cónico	1	--	VER A3-UCSM-WJRM-1.02.09.04
7	Perno	4	ISO 7045 H	M5x40 4.8
8	Tuerca	4	ISO 4035	M5
9	Arandela	4	ISO 7089	$D_{nom}=5$ mm

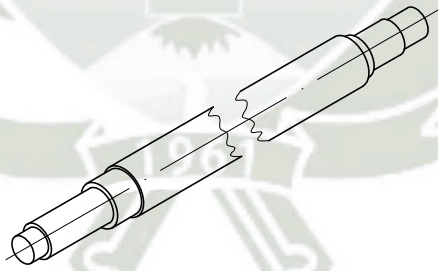


	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO EJE DE TRANSMICION B	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020		ARREGLO GENERAL	
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.10	



N9/ (N7/)



ESC: 1:1



ESC: 1:2

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO EJE DE TRANSMICION B DETALLE DE EJE	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.10.01	

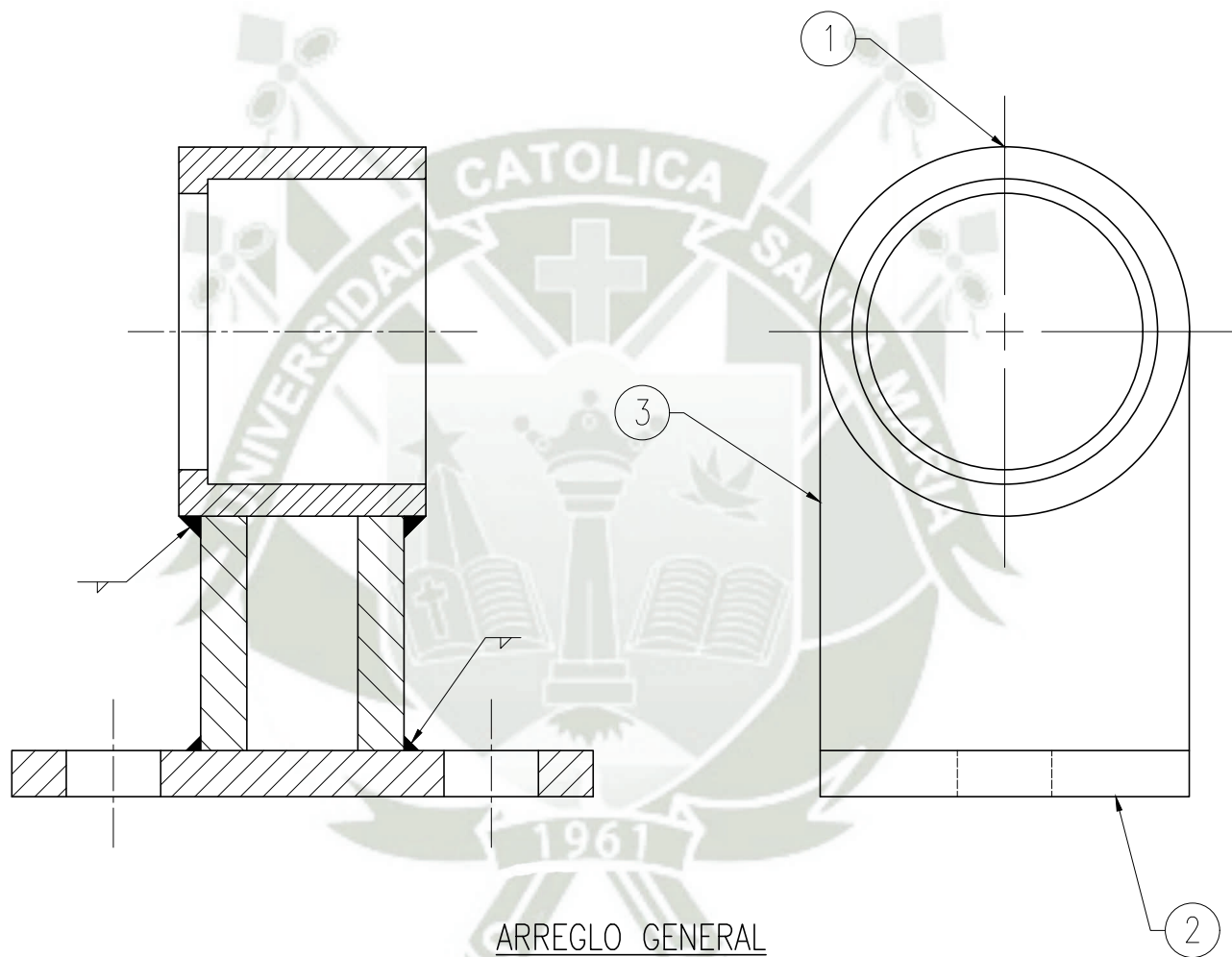
A

B

C



LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESIGNACIÓN	CANTIDAD	NORMA	MATERIALES Y MEDIDAS
1	Soporte de rodamiento	1	--	ASTM A36
2	Placa de conexión	1	--	ASTM A36
3	Estabilizadores	2	--	ASTM A36



ARREGLO GENERAL

ESC: 2:1

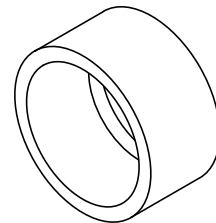
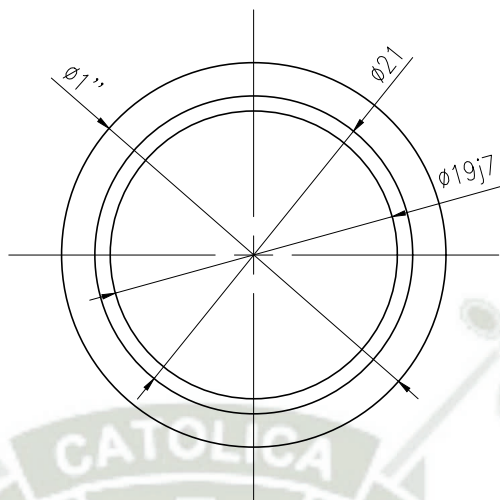
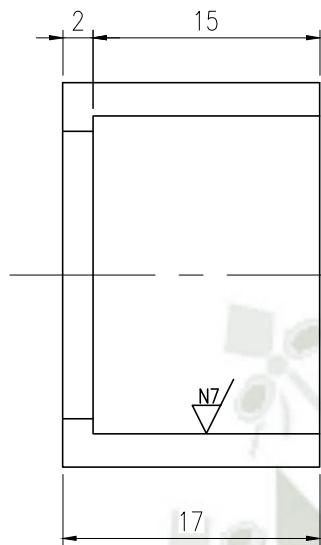
	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO SOPORTE DE EJE TRANSMICION C	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020		ARREGLO GENERAL	
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.11	

A

B

C

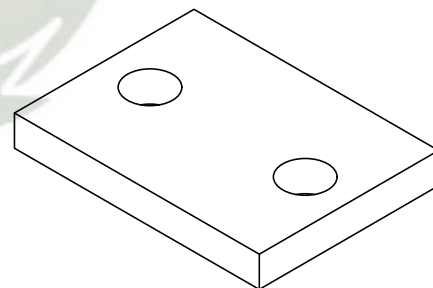
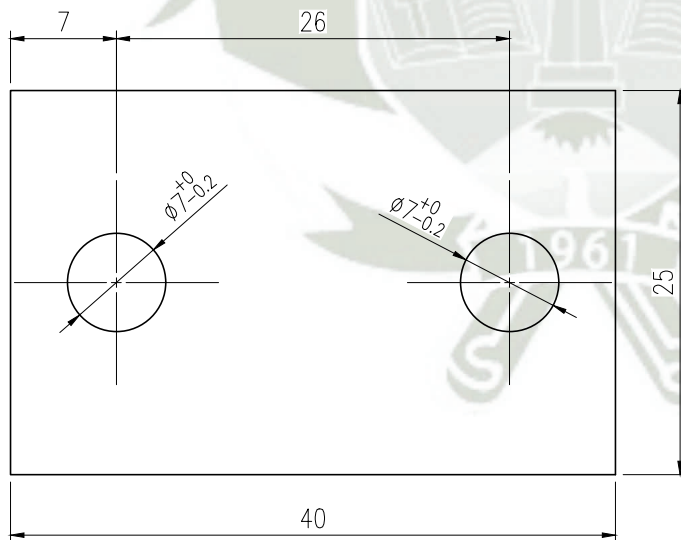
N9/ (N7/)



ESC: 1:1

SOPORTE DE RODAMIENTO

ESC: 2:1



ESC: 1:1

PLACA DE CONEXIÓN

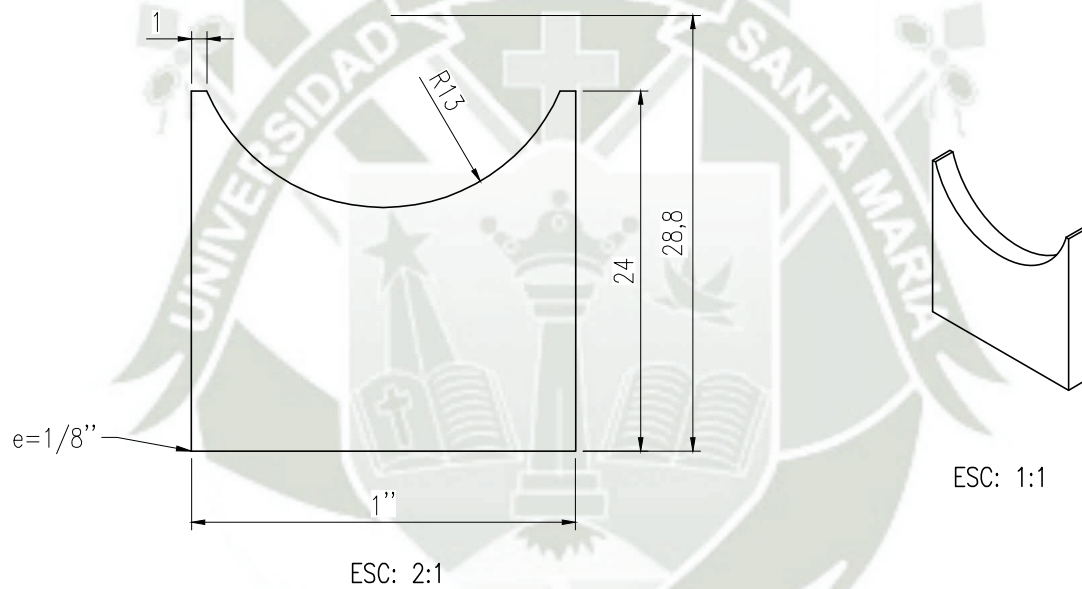
ESC: 2:1

	NOMBRE:	FECHA:		<u>MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO</u>	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO SOPORTE DE EJE TRANSMICION C DETALLE SOPORTE Y PLACA DE CONEXION	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			N° DE PLANO:
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020			

A

B

C



	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO SOPORTE DE EJE TRANSMICION C DETALLE DE ESTABILIZADORES	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.11.02	

A

B

C

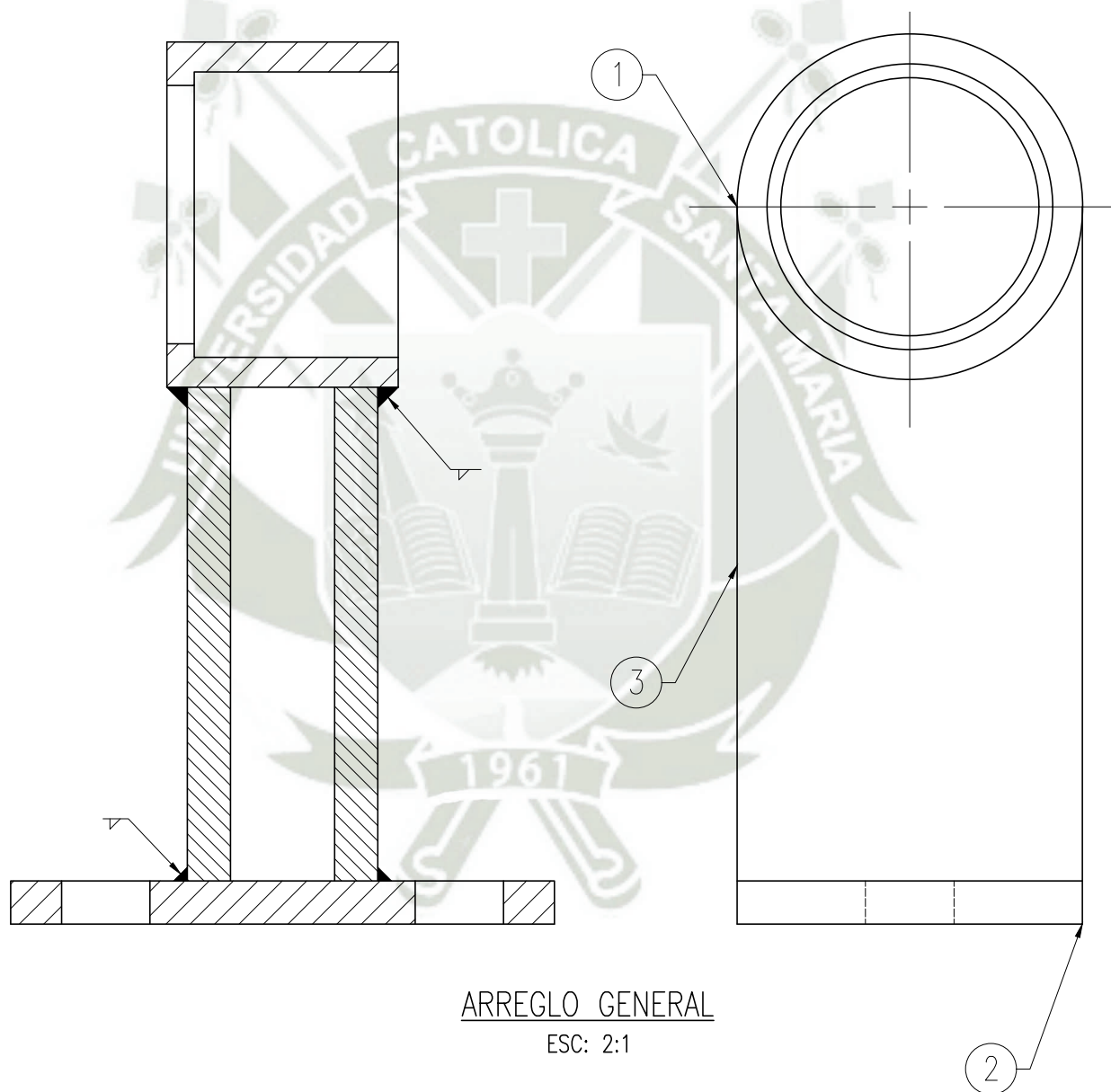
A

B

C



LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESIGNACIÓN	CANTIDAD	NORMA	MATERIALES Y MEDIDAS
1	Soporte de rodamiento	1	--	Ver A3-UCSM-WJRM-1.02.11.01
2	Placa de conexión	1	--	Ver A3-UCSM-WJRM-1.02.11.01
3	Estabilizadores	2	--	ASTM A36



ARREGLO GENERAL

ESC: 2:1

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO SOPORTE DE EJE TRANSMICION A Y B ARREGLO GENERAL	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.12	

A

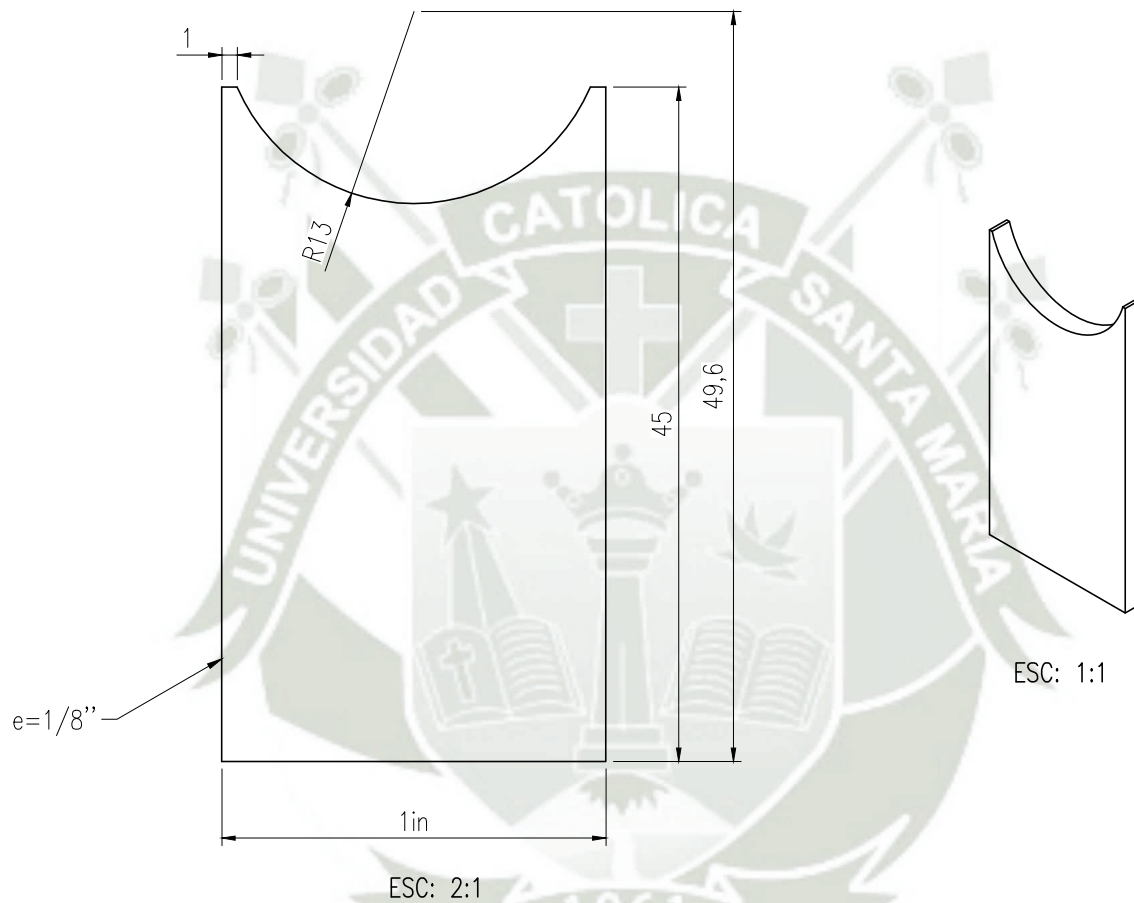
B

C

A

B

C



ESC: 2:1

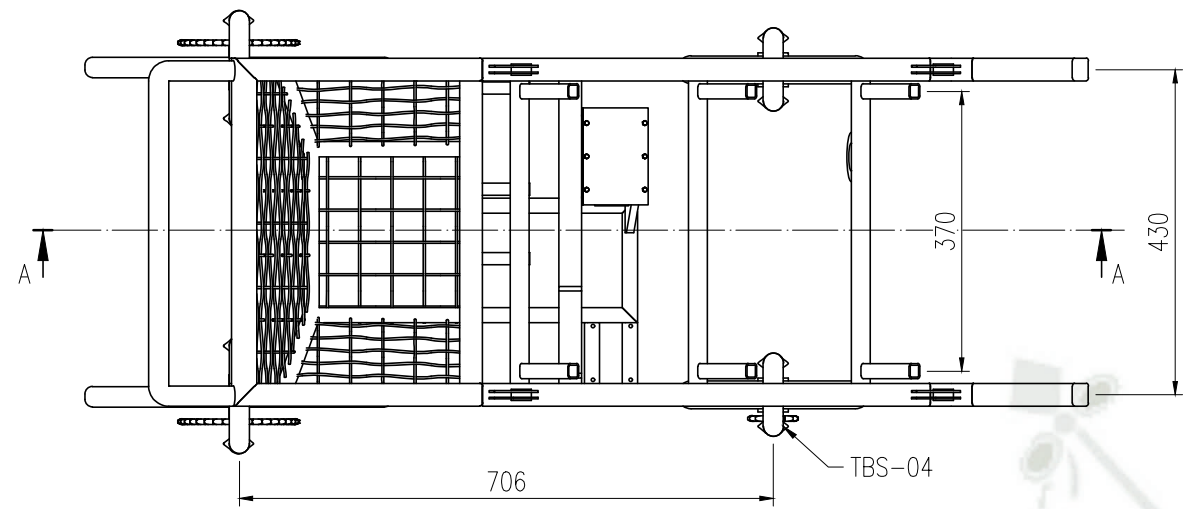
ESC: 1:1

	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		CONJUNTO SOPORTE DE EJE TRANSMICION A Y B DETALLE DE ESTABILIZADORES	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A4-UCSM-WJRM-1.02.12.01	

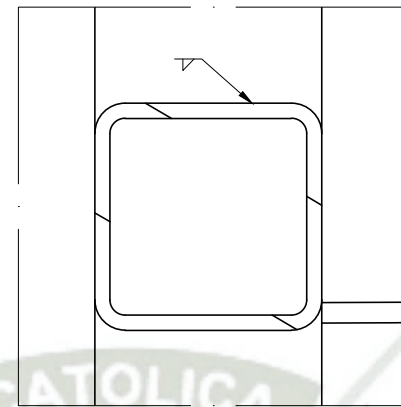
A

B

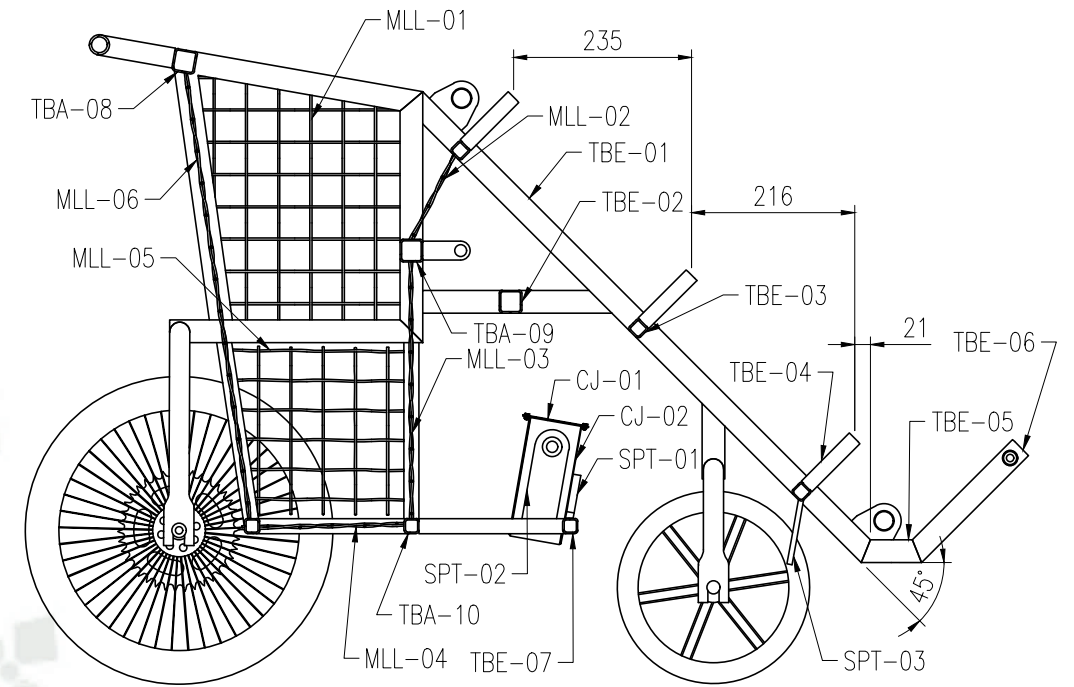
C



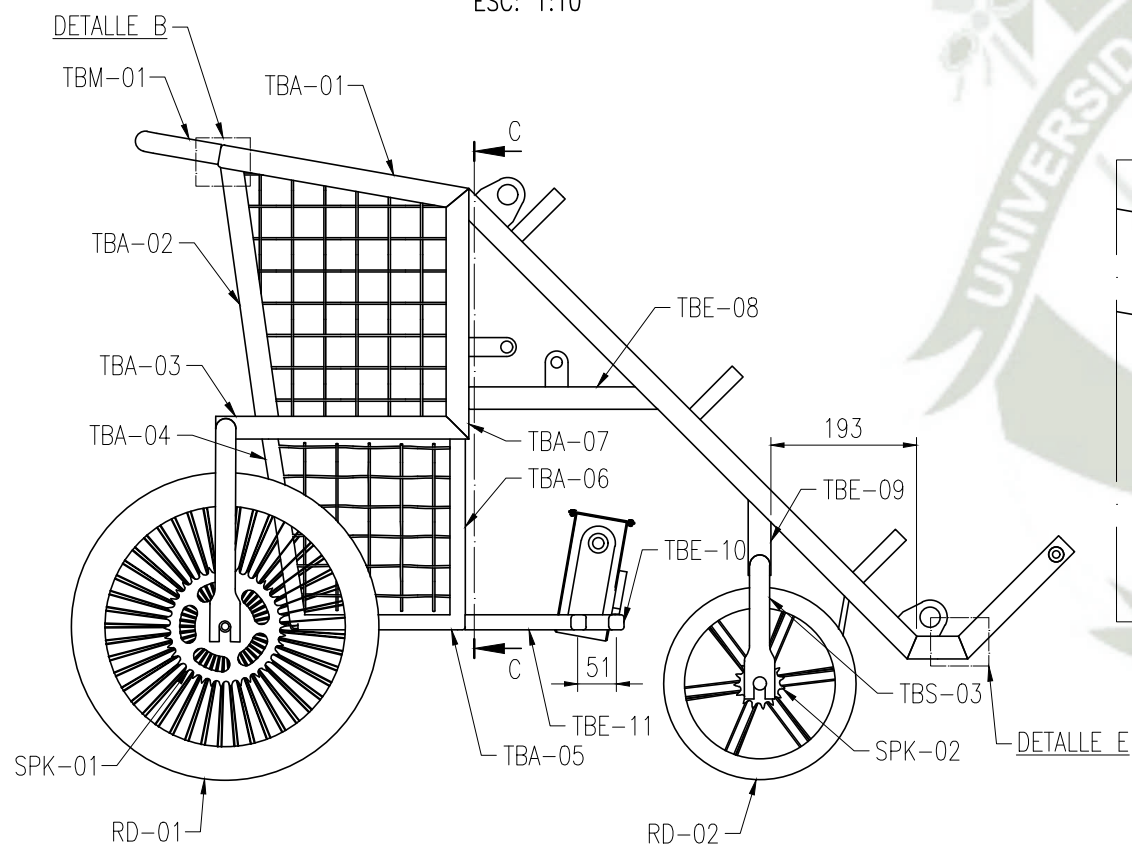
VISTA SUPERIOR
ESC: 1:10



DETALLE A
ESC: 1:1



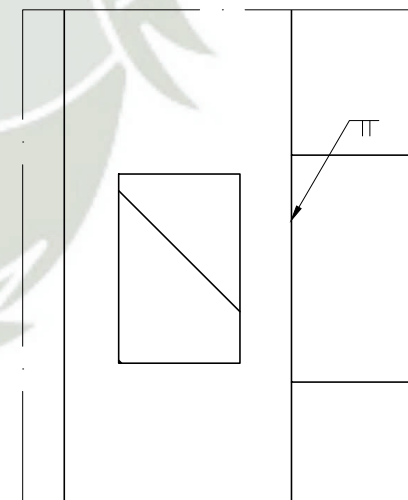
CORTE A-A
ESC: 1:10



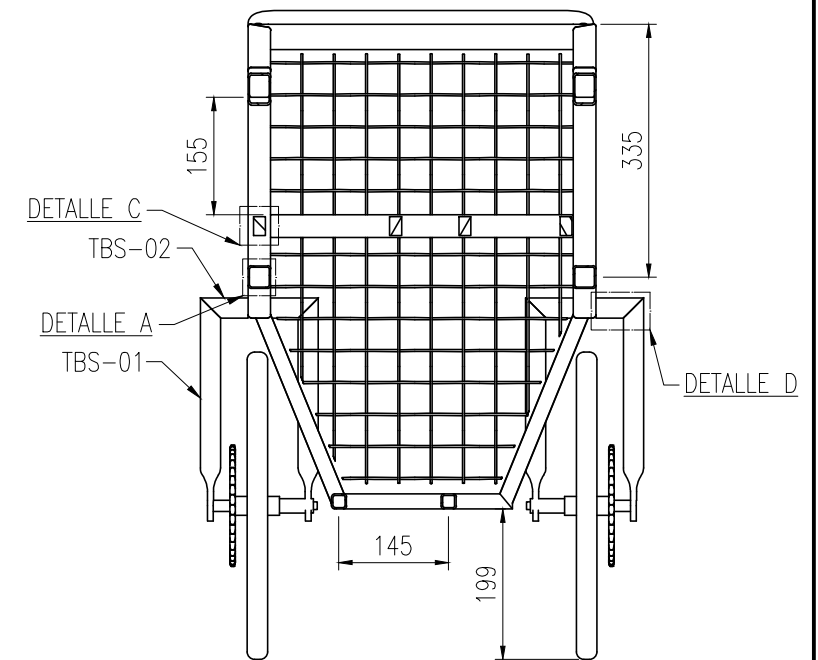
VISTA DE ALZADO
ESC: 1:10



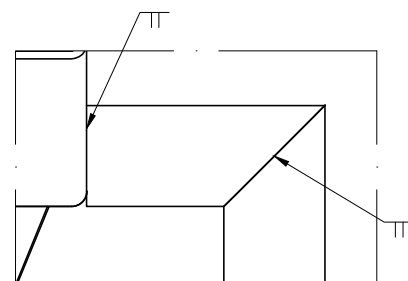
DETALLE B
ESC: 1:1



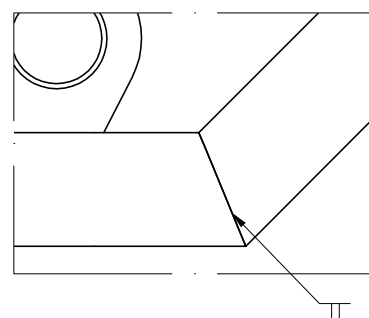
DETALLE C
ESC: 1:1





CORTE C-C
ESC: 1:10



DETALLE D
ESC: 1:1




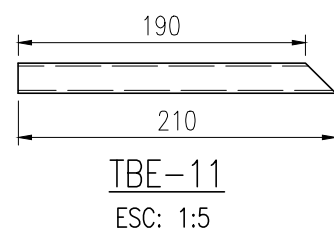
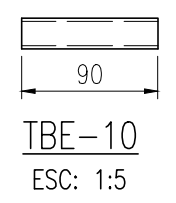
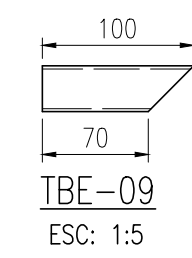
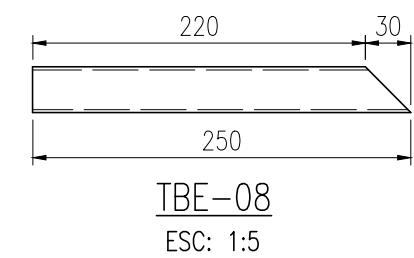
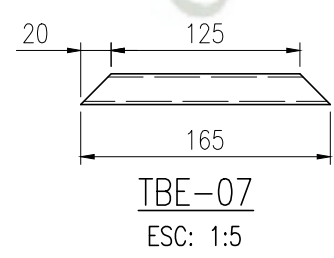
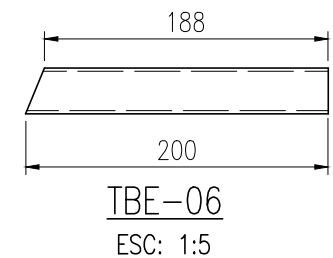
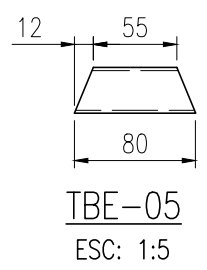
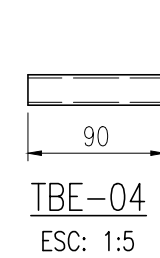
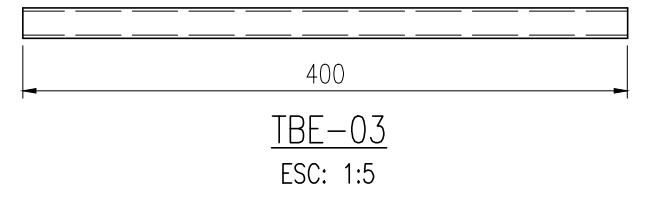
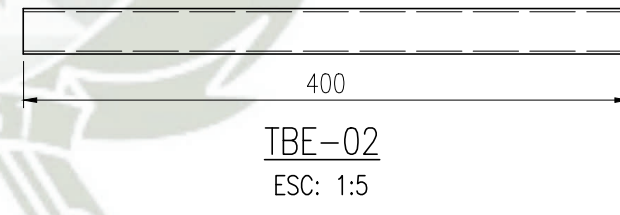
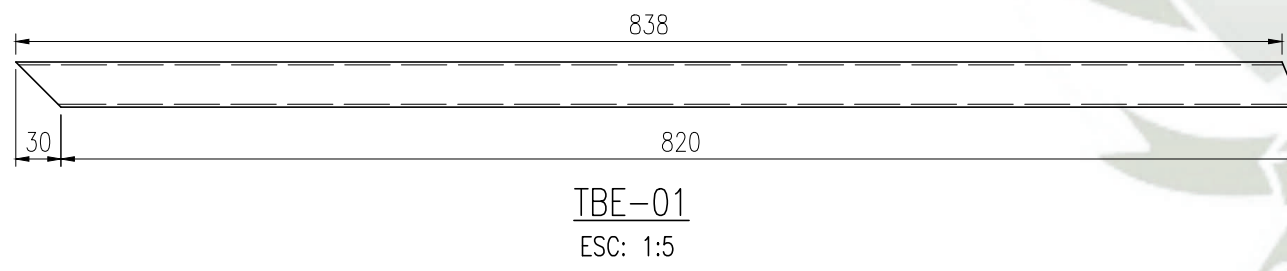
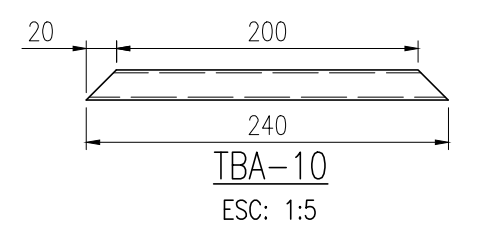
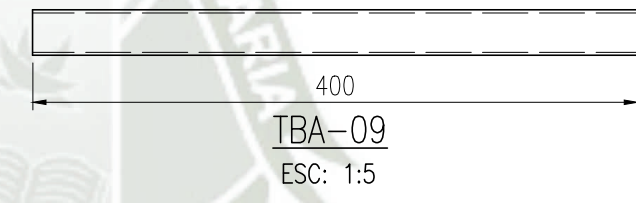
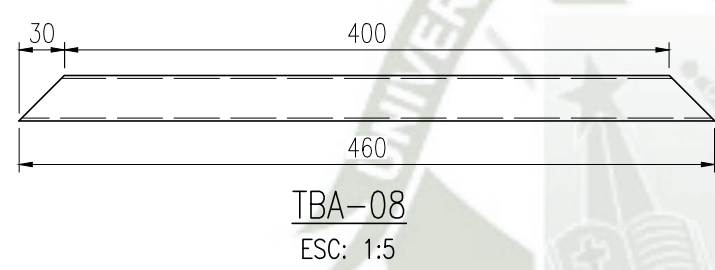
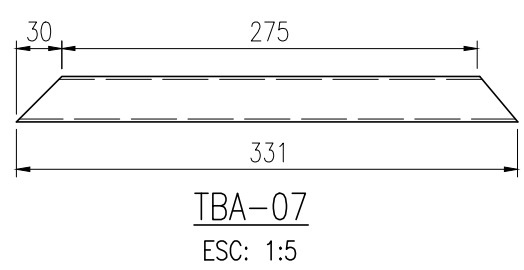
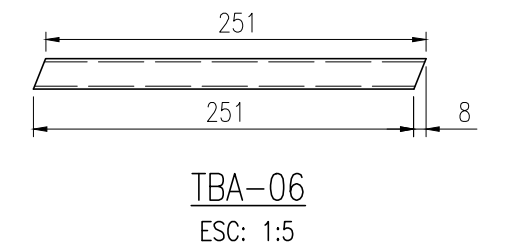
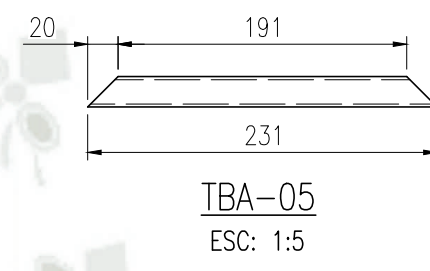
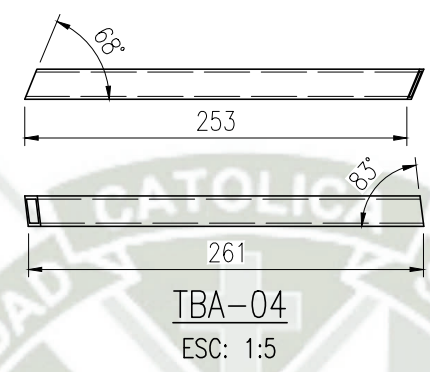
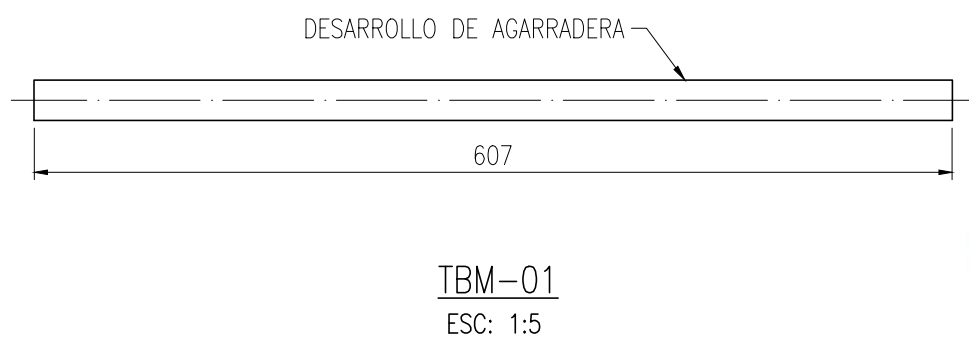
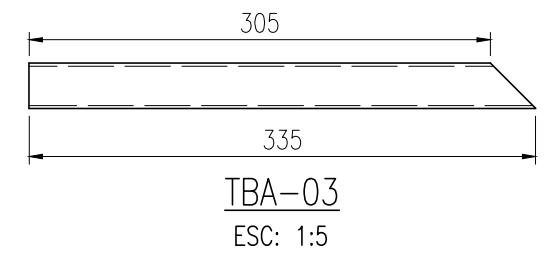
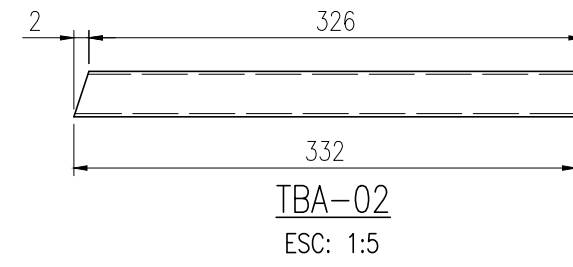
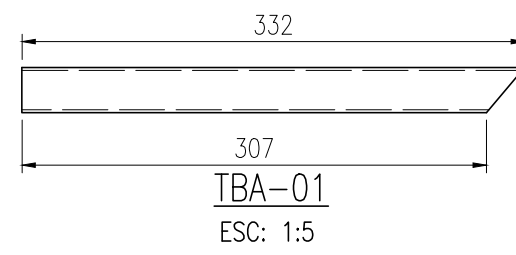
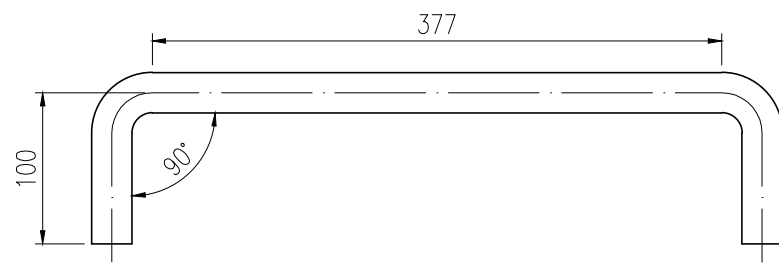
DETALLE E
ESC: 1:1

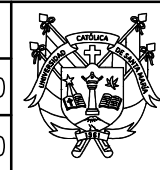
	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		ENSAMBLE GENERAL ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA ALZADO, SUPERIOR Y SECCIONES	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:	A3-UCSM-WJRM-1.03	

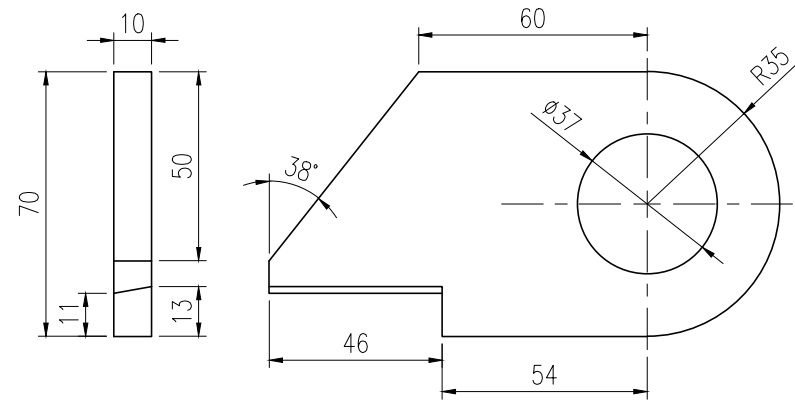
LISTA DE MATERIALES				
ITEM	DESIGNACIÓN	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIALES
1	TBM-01	Agarradera de la maquina	1	Tubo circular 3/4" SCH40
2	TBA-01	Elemento de armazón parte de almacenamiento	2	Tubo cuadrado de 30x2mm
3	TBA-02	Elemento de armazón parte de almacenamiento	2	Tubo cuadrado de 30x2mm
4	TBA-03	Elemento de armazón parte de almacenamiento	2	Tubo cuadrado de 30x2mm
5	TBA-04	Elemento de armazón parte de almacenamiento	2	Tubo cuadrado de 20x2mm
6	TBA-05	Elemento de armazón parte de almacenamiento	2	Tubo cuadrado de 20x2mm
7	TBA-06	Elemento de armazón parte de almacenamiento	2	Tubo cuadrado de 20x2mm
8	TBA-07	Elemento de armazón parte de almacenamiento	2	Tubo cuadrado de 30x2mm
9	TBA-08	Elemento de armazón parte de almacenamiento	1	Tubo cuadrado de 30x2mm
10	TBA-09	Elemento de armazón parte de almacenamiento	1	Tubo cuadrado de 30x2mm
11	TBA-10	Elemento de armazón parte de almacenamiento	2	Tubo cuadrado de 20x2mm
12	MLL-01	Mallado lateral superior	2	Plancha desplegada romboidal DM=30, e=1.6, N=3, Dm=3
13	MLL-02	Mallado delantero superior	1	Plancha desplegada romboidal DM=30, e=1.6, N=3, Dm=3
14	MLL-03	Mallado delantero inferior	1	Plancha desplegada romboidal DM=30, e=1.6, N=3, Dm=3
15	MLL-04	Mallado inferior	1	Plancha desplegada romboidal DM=30, e=1.6, N=3, Dm=3
16	MLL-05	Mallado lateral inferior	2	Plancha desplegada romboidal DM=30, e=1.6, N=3, Dm=3
17	MLL-06	Mallado trasero	1	Plancha desplegada romboidal DM=30, e=1.6, N=3, Dm=3
18	TBE-01	Elemento de armazón parte de bastidor	2	Tubo cuadrado de 30x2mm
19	TBE-02	Elemento de armazón parte de bastidor	1	Tubo cuadrado de 30x2mm
20	TBE-03	Elemento de armazón parte de bastidor	3	Tubo cuadrado de 20x2mm
21	TBE-04	Elemento de armazón parte de bastidor	3	Tubo cuadrado de 20x2mm
22	TBE-05	Elemento de armazón parte de bastidor	2	Tubo cuadrado de 30x2mm
23	TBE-06	Elemento de armazón parte de bastidor	2	Tubo cuadrado de 30x2mm
24	TBE-07	Elemento de armazón parte de bastidor	1	Tubo cuadrado de 30x2mm
25	TBE-08	Elemento de armazón parte de bastidor	2	Tubo cuadrado de 30x2mm
26	TBE-09	Elemento de armazón parte de bastidor	2	Tubo cuadrado de 30x2mm
27	TBE-10	Elemento de armazón parte de bastidor	2	Tubo cuadrado de 30x2mm
28	TBE-11	Elemento de armazón parte de bastidor	2	Tubo cuadrado de 30x2mm
29	TBS-01	Soporte de rueda trasera	4	Tubo circular 3/4" SCH40
30	TBS-02	Soporte de rueda trasera	4	Tubo circular 3/4" SCH40
31	TBS-03	Soporte de rueda delantera	4	Tubo circular 3/4" SCH40
32	TBS-04	Soporte de rueda delantera	4	Tubo circular 3/4" SCH40

33	CJ-01	Tapa de caja de aceite	1	Plancha de 1 mm
34	CJ-02	Caja de aceite	1	Plancha de 1 mm
35	SPT-01	Soporte de rodamientos	1	Ver A3-UCSM-WJRM-1.03.02
36	SPT-02	Soporte de rodamientos	1	Ver A3-UCSM-WJRM-1.03.02
37	SPT-03	Soporte de rodamientos	1	Ver A3-UCSM-WJRM-1.03.02
38	RD-01	Rueda trasera	2	Rueda de 16"
39	RD-02	Rueda delantera	2	Rueda de 10"
40	SPK-01	Sprocket de rueda trasera	2	D _{ext} =5in; Z=38
41	SPK-02	Sprocket de rueda delantera	1	D _{ext} =1.5in; Z=11

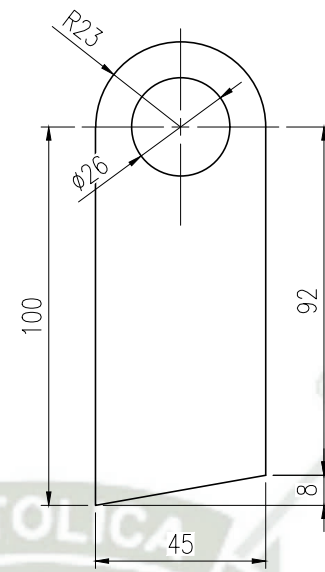
	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0			
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		ENSAMBLE GENERAL ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA TABLA DE CONTENIDO	Esc: IND			
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020	N° DE PLANO:



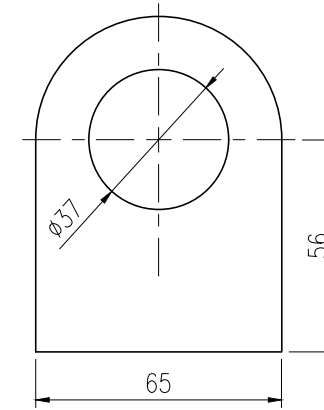
	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		DESPIECE DE ESTRUCTURA 1/3 DETALLES DE LAS PIEZAS	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020			N° DE PLANO:
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020			



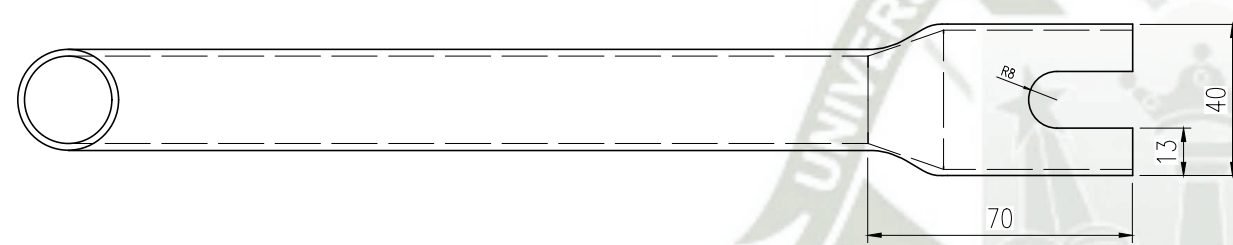
SPT-01
ESC: 1:2



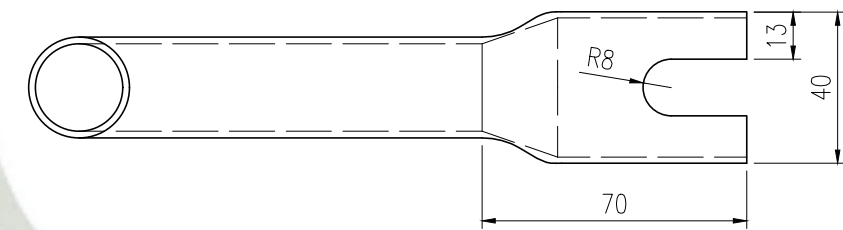
SPT-02
ESC: 1:2



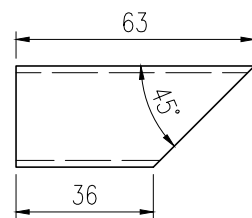
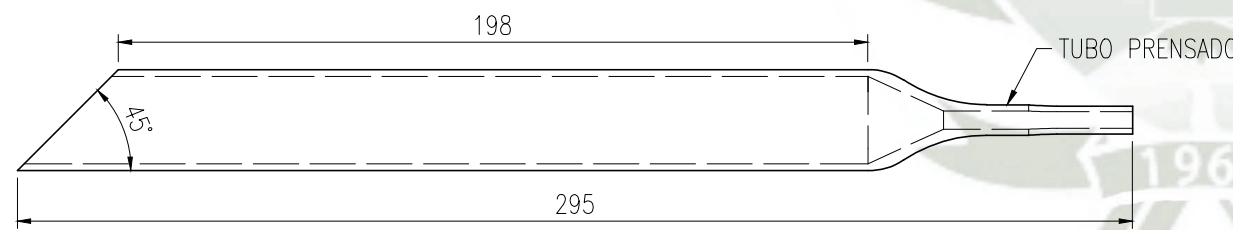
SPT-03
ESC: 1:2



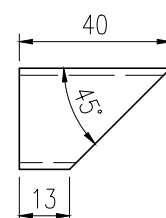
TBS-01
ESC: 1:2



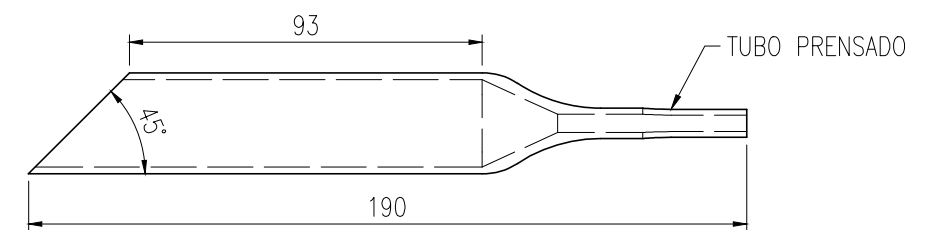
TBS-03
ESC: 1:2




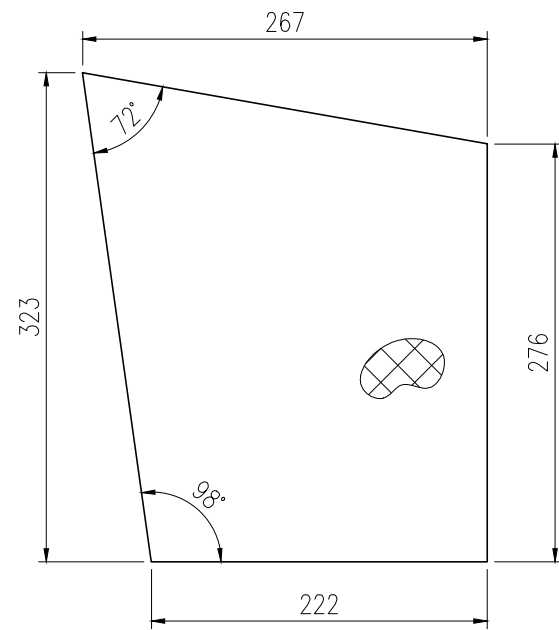
TBS-02
ESC: 1:2



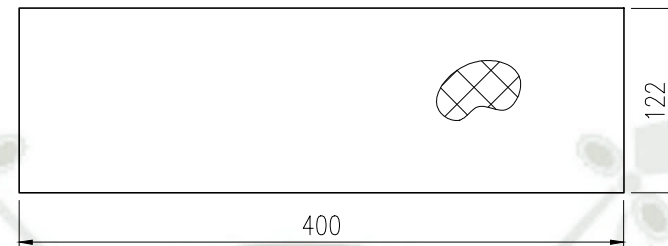
TBS-04
ESC: 1:2



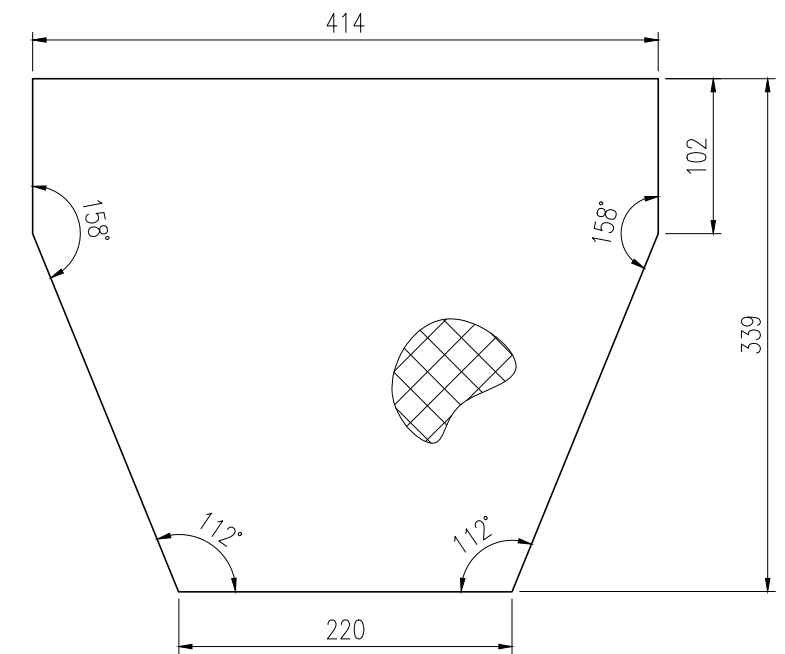
	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		DESPIECE DE ESTRUCTURA 2/3 ALZADO, SUPERIOR E ISOMÉTRICO	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020	N° DE PLANO:	A3-UCSM-WJRM-1.03.02	
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020			



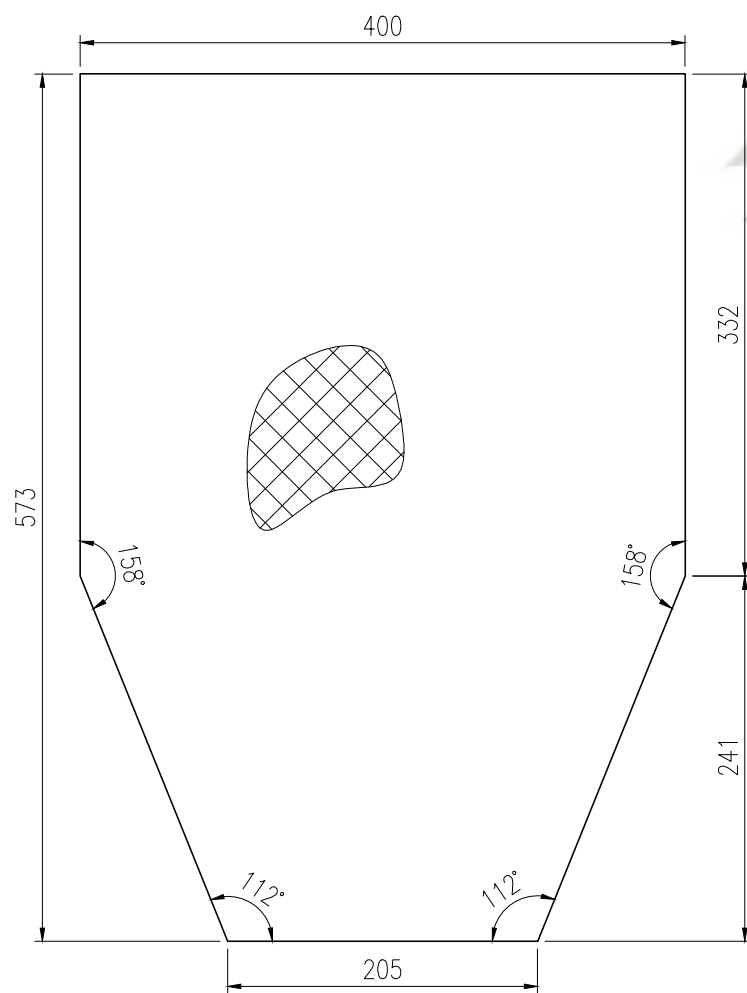
MLL-01
ESC: 1:5



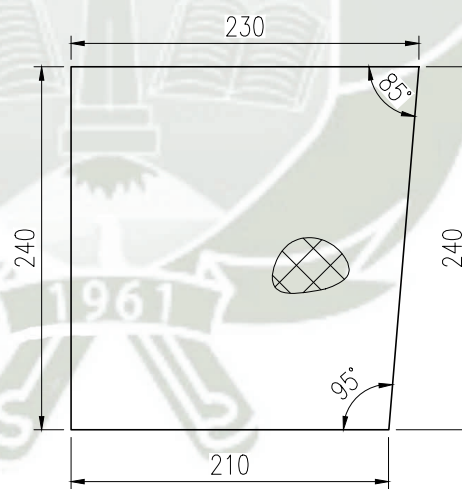
MLL-02
ESC: 1:5



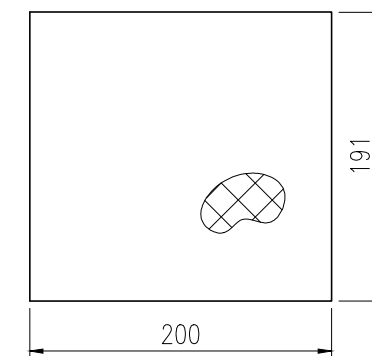
MLL-03
ESC: 1:5



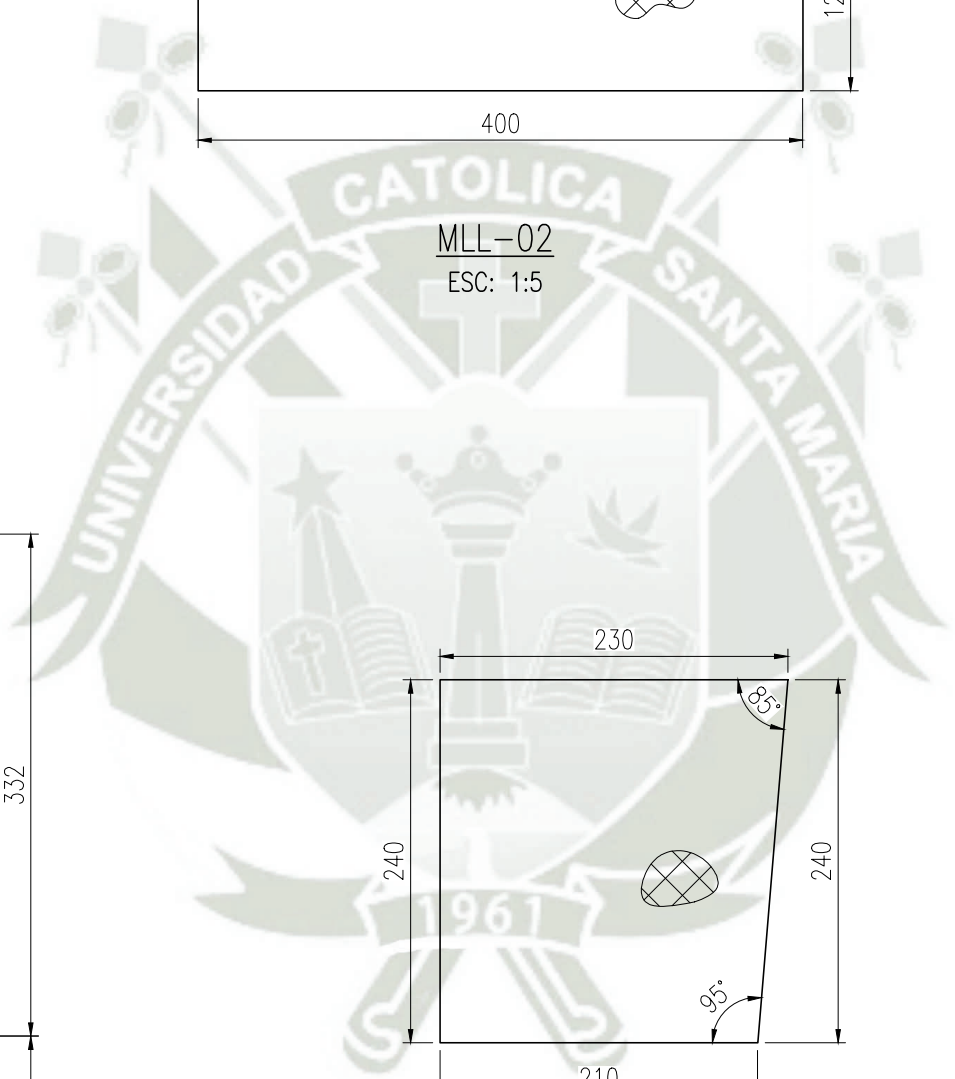
MLL-06
ESC: 1:5



MLL-05
ESC: 1:5



MLL-04
ESC: 1:5



	NOMBRE:	FECHA:		MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA COSECHA DE ORÉGANO	Rev: 0
DIBUJADO:	W. ROJAS	07/06/2020		DESPIECE DE ESTRUCTURA 3/3	Esc: IND
DISEÑADO:	W. ROJAS	07/05/2020	N° DE PLANO:	DETALLES DE LAS PIEZAS	
REVISADO:	H. ALCAZAR	15/06/2020		A3-UCSM-WJRM-1.03.03	