

DISEÑO DE UN SISTEMA MECÁNICO ACOPLABLE A UN EQUIPO DE
TRACCIÓN PARA EL DESRAIZADO DE CULTIVOS DE PLANTA DE COCA EN
TUMACO, NARIÑO

JUAN DAVID PIMIENTA GARCIA
SERGIO RODRÍGUEZ BARRERA

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2020

DISEÑO DE UN SISTEMA MECÁNICO ACOPLABLE A UN EQUIPO DE
TRACCIÓN PARA EL DESRAIZADO DE CULTIVOS DE PLANTA DE COCA EN
TUMACO, NARIÑO

JUAN DAVID PIMIENTA GARCIA
SERGIO RODRÍGUEZ BARRERA

Proyecto integral de grado para optar por el título de
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2020

Nota de aceptación:

Ing. Miguel Alfonso Morales Granados

Ing. Hilda Sofía Soto Lesmes

Bogotá D.C., Agosto de 2020

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

DR. MARIO POSADA GARCIA-PEÑA

Consejero Institucional

Dr. LUIS JAIME POSADA GARCÍA-PEÑA

Vicerrectora Académica y de Posgrados

MARÍA CLAUDIA APONTE GARCIA

Vicerrector Administrativo y Financiero

Dr. RICARDO ALFONSO PEÑARANDA CASTRO

Secretaria General

Dra. ALEXANDRA MEJÍA GUZMÁN

Decano de Facultad de Ingenierías

Dr. JULIO CESAR FUENTES ARISMENDI

Director del Programa Ingeniería Mecánica

Ing. CARLOS MAURICIO VELOZA VILLAMIL

Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo docente no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento.

Estas corresponden únicamente a los autores, al director y al grupo de investigación.

DEDICATORIA

El presente proyecto está dedicado a mis padres Edgardo Jacinto Pimienta Mejía y Yolanda Garcia por su gran esfuerzo, dedicación, comprensión, paciencia y apoyo incondicional, durante todo el transcurso de mi formación profesional y personal; al resto de mi familia y a mis amigos que de alguna manera ayudaron en el mismo proceso brindándome una ayuda emocional para lograr a feliz término este logro.

Juan David Pimienta García

Este proyecto me genera gran satisfacción y orgullo ya que ha requerido de esfuerzo y disciplina; al mismo tiempo me llena de gratitud primeramente con Dios por darme la fuerza y sabiduría; a mi familia por su apoyo incondicional y constante, su paciencia, su amor y buenos valores que ayudan a trazar mi camino; a mis amigos que estuvieron presentes en todo mi proceso y a cada una de las personas que motivaron a culminar con éxito esta bella etapa de mi vida.

Sergio Rodríguez Barrera

AGRADECIMIENTOS

Primero queremos agradecer a Dios por darnos la vida y las competencias para culminar con éxito nuestra carrera profesional como ingenieros mecánicos.

En segunda instancia, agradecer a nuestros padres y familiares por brindarnos el apoyo y las herramientas necesarias para sobresalir en la carrera profesional y cumplir con nuestras metas.

Por último, a cada una de las personas que hicieron posible la realización de este proyecto; profesores, compañeros y al igual que el comité de evaluación de proyectos de grado de Ingeniería Mecánica por sus consejos, asesoría y ayuda.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	25
1. GENERALIDADES DEL CULTIVO DE PLANTA DE COCA Y DE LAS TECNOLOGÍAS ACTUALMENTE USADAS PARA EL DESRAIZADO	28
1.1 PLANTA DE COCA	28
1.2 CARACTERIZACIÓN Y TAXONOMÍA	29
1.2.1 Taxonomía	29
1.2.2 Caracterización	29
1.2.2.1 Altura y edad de las plantas de coca	29
1.2.2.2 Hojas y ramas	30
1.2.2.3 Tallo	31
1.2.2.4 Raíces	31
1.3 CULTIVO DE PLANTA DE COCA	31
1.3.1 Trazado de la siembra en cuadrado	32
1.3.2 Trazado de la siembra en triangulo o en tres bolillos	32
1.4 TUMACO	34
1.4.1 Densidad del cultivo de planta de coca	34
1.4.2 Meteorología	35
1.4.3 Topografía	36
1.5 ERRADICACIÓN	36
1.5.1 Aspersión por glifosato	36
1.5.1.1 Factores operación	37
1.5.2 Manual o forzoso	39
1.6 PARÁMETROS DEL SISTEMA	40
1.6.1 Parámetros de diseño	40
1.6.2 Parámetros funcionales	40
1.6.3 Parámetros de operación	40
2. DISEÑO CONCEPTUAL Y ALTERNATIVAS DE DISEÑO	42
2.1 DIAGRAMA DE CAJA NEGRA	42
2.2 DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO	42
2.3 EQUIPO DE TRACCIÓN	43
2.3.1 Medidas equipo de tracción	44
2.3.2 Vuelco lateral	46
2.3.3 Vuelco hacia atrás	47
2.4 SEGADORA FRONTAL	48
2.5 ALTERNATIVAS DE DISEÑO	49
2.5.1 Alternativa 1 trasplantadora de arboles	49
2.5.2 Alternativa 2 desbrozadora	50
2.6 ALTERNATIVA 3 ROTOVATOR	50

2.7	MÉTODO DE EVALUACIÓN	51
2.7.1	Criterios de evaluación	52
2.7.2	Satisfacción de los criterios de evaluación	53
2.7.2.1	Alternativa 1 trasplantadora de arboles	53
2.7.2.2	Alternativa 2 desbrozadora	54
2.7.2.3	Alternativa 3 rotovator	54
2.7.3	MATRIZ EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO	55
3.	DISEÑO DETALLADO	56
3.1	DIAGRAMA DE CAJA NEGRA	56
3.2	DIAGRAMA DE BLOQUES	57
3.3	UBICACIÓN DE LOS IMPLEMENTOS	57
3.4	IMPLEMENTO #1 SEGADORA FRONTAL	58
3.4.1	Sistema de anclaje	59
3.4.2	Sistema estructural	61
3.4.2.1	Análisis estático de las vigas	63
3.4.2.2	Diagrama de cuerpo libre	64
3.4.3	Sistema de potencia	67
3.4.3.1	Junta cardan	67
3.4.3.2	Transmisión por poleas	68
3.4.3.3	Relación de velocidad	71
3.4.3.4	Polea conductora o motriz	72
3.4.3.5	Polea conducida	73
3.4.3.6	Distancia entre centros	74
3.4.3.7	Longitud de la correa	74
3.4.3.8	Eje #1 (conexión junta cardán con la polea motriz)	75
3.4.3.9	Resistencia a la fatiga	75
3.4.3.10	Factor del material	76
3.4.3.11	Tipo de esfuerzo	76
3.4.3.12	Factor de confiabilidad	77
3.4.3.13	Factor por tamaño	77
3.4.3.14	Fuerzas ejercidas sobre el eje #1	78
3.4.3.15	Diagrama de torques	78
3.4.3.16	Fuerza en la polea	79
3.4.3.17	Sumatoria vectorial de fuerza cortante y momentos flectores eje #1	86
3.4.3.18	Cálculo de diámetros mínimos del eje #1 implemento #1	87
3.4.3.19	Soportes y rodamientos eje #1 implemento #1	89
3.4.3.20	Eje #2 (conexión polea conducida con mecanismo biela manivela)	93
3.4.3.21	Fuerzas ejercidas sobre el eje #2	94
3.4.3.22	Diagrama de torques	95
3.4.3.23	Fuerza de la biela	96
3.4.3.24	Fuerza en la polea	97
3.4.3.25	Sumatoria vectorial de fuerza cortante y momentos flectores eje #2	101
3.4.3.26	Cálculo de diámetros mínimos del eje #2	102
3.4.3.27	Soportes y rodamientos eje #2 implemento #1	104

3.4.3.28	Mecanismo biela manivela	107
3.4.4	Sistema de corte	110
3.5	IMPLEMENTO 2 DESBROZADORA POSTERIOR	111
3.5.1	sistema de anclaje	112
3.5.2	Sistema estructural	113
3.5.2.1	Diagrama de cuerpo libre	115
3.5.3	Sistema de potencia	117
3.5.3.1	Junta cardan	117
3.5.3.2	Caja de engranajes	118
3.5.3.3	Transmisión por poleas	120
3.5.3.4	Relación de velocidad	122
3.5.3.5	Polea conductora o motriz	122
3.5.3.6	Polea conducida	123
3.5.3.7	Distancia entre centros	124
3.5.3.8	Longitud de la correa	124
3.5.3.9	Eje #1 (conexión junta cardan con la caja de engranajes)	125
3.5.3.10	Fuerza que ejercen los elemento de potencia sobre el eje #1	126
3.5.3.11	Diagrama de torques	126
3.5.3.12	Fuerza en el engranaje cónico	127
3.5.3.13	Sumatoria vectorial de fueza cortante y momentos flectores eje #1	134
3.5.3.14	Cálculo de diámetros mínimos del eje #1	135
3.5.3.15	Soportes y rodamientos eje #1	136
3.5.3.16	Eje #2 (conexión caja de engranajes a polea motriz)	139
3.5.3.17	Fuerza que ejercen los elemento de potencia sobre el eje #2	140
3.5.3.18	Diagrama de torques	140
3.5.3.19	Fuerza en el engranaje cónico	141
3.5.3.20	Fuerza en la polea	141
3.5.3.21	Sumatoria vectorial de fueza cortante y momentos flectores eje #2	147
3.5.3.22	Cálculo de diámetros mínimos del eje #2	148
3.5.3.23	Soportes y rodamientos eje #2	149
3.5.3.24	Eje #3 (conexión caja de engranajes a polea motriz)	152
3.5.3.25	Fuerza que ejercen los elemento de potencia sobre el eje #3	153
3.5.3.26	Diagrama de torques	154
3.5.3.27	Fuerza de las cuchillas	154
3.5.3.28	Fuerza de la polea	155
3.5.3.29	Sumatoria vectorial de fueza cortante y momentos flectores eje #3	160
3.5.3.30	Cálculo de diámetros mínimos del eje #3	161
3.5.3.31	Soportes y rodamientos eje #3	162
3.5.4	Selección de chavetas	164
3.5.4.1	Implemento 1	166
3.5.4.2	Implemento 2	168
3.5.5	Ángulo de deflexión	171
3.5.5.1	Eje #1 implemento #1	172
3.5.5.2	Eje #2 implemento #1	172
3.5.5.3	Eje #1 implemento #2	172

3.5.5.4	Eje #2 implemento #2	173
3.5.5.5	Eje #3 implemento #2	173
3.5.6	Sistema de picado	173
3.6	ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS	174
3.6.1	Implemento 1	174
3.6.1.1	Estructura	174
3.6.1.2	Eje #1 (conexión junta cardan con polea motriz)	178
3.6.1.3	Eje #2 (conexión polea conducida mecanismo biela manivela)	180
3.6.2	Implemento 2	181
3.6.2.1	Estructura	181
3.6.2.2	Eje #1 (conexión junta cardan con caja de engranajes)	185
3.6.2.3	Eje #2 (conexión caja de engranajes con polea motriz)	186
3.6.2.4	Eje #3 (conexión polea conducida a las cuchillas)	188
3.6.2.5	Sistema de corte	189
4.	MANUALES	193
4.1	MANUAL DE ENSAMBLAJE	193
4.1.1	Implemento 1 segadora frontal	193
4.1.1.1	Anclaje	193
4.1.1.2	Preparación de las vigas	194
4.1.1.3	Sistema de corte	195
4.1.1.4	Sistema de transmisión de potencia	196
4.1.1.5	Sistema estructural	197
4.1.2	Desbrozadora posterior	200
4.1.2.1	Anclaje	200
4.1.2.2	Preparación de vigas	200
4.1.2.3	Sistema de corte	201
4.1.2.4	Sistema de transmisión de potencia	203
4.1.2.5	Acople caja de engranajes y estructura	204
4.2	MANUAL DE FUNCIONAMIENTO Y OPERACIÓN	206
4.2.1	Tareas a realizar antes de iniciar operación	206
4.2.2	Uso	206
4.2.3	Diagrama de flujo del uso	207
4.2.4	Recomendaciones y aclaraciones	207
4.3	MANUAL DE MANTENIMIENTO	208
4.3.1	Plan de mantenimiento preventivo	208
4.3.2	Correa de transmisión	209
4.3.3	Rodamientos	209
4.3.4	Cuchillas	210
4.3.5	Lubricación	210
4.3.6	Problemas y soluciones	210
4.4	MANUAL DE SEGURIDAD	212
4.4.1	Factores a los cuales se va a estar expuesto	212
4.4.2	Advertencias	213
4.4.3	Reglas y riesgos de uso	214

4.4.4	Señales	216
5.	ANÁLISIS DE COSTOS E IMPACTO AMBIENTAL	218
5.1	ANÁLISIS AMBIENTAL	220
5.1.1	Impacto ambiental	220
5.1.2	Evaluación impacto ambiental	221
5.1.3	Procesos alternos	222
5.1.4	Mitigación planteada	222
6.	CONCLUSIONES	224
7.	RECOMENDACIONES	226
	BIBLIOGRAFÍA	227
	ANEXOS.	229

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Características planta de coca	30
Figura 2. Hojas y ramas plantas de coca	30
Figura 3. Tallo planta de coca	31
Figura 4. Siembra en cuadrado	32
Figura 5. Siembra en tres bolillos	33
Figura 6. Distancia de siembra	33
Figura 7. Densidad del cultivo a nivel nacional	34
Figura 8. Densidad del cultivo en la zona seleccionada	35
Figura 9. Parámetros para la aspersión por glifosato	37
Figura 10. Dron usado para la aspersión	38
Figura 11. Avioneta usada para la aspersión	38
Figura 12. Aspersión terrestre	39
Figura 13. Tractor 6110M	43
Figura 14. Dimensiones laterales del tractor 6110M	44
Figura 15. Dimensiones frontales del tractor 6110M	45
Figura 16. Segadora frontal	48
Figura 17. Mecanismo de operación de la segadora	49
Figura 18. Trasplantadora de arboles	49
Figura 19. Desbrozadora	50
Figura 20. Rotovator	50
Figura 21. Posición de los implementos en el tractor	57
Figura 22. Implemento #1	58
Figura 23. Sistema de tres puntos tractor	59
Figura 24. Dimensiones anclaje de tres puntos categoría 3	60
Figura 25. Tamaño de pasadores	60
Figura 26. Anclaje implemento #1	61
Figura 27. Viga critica implemento #1	61
Figura 28. Diagrama de fuerzas de la estructura implemento 1	63
Figura 29. Características viga HSS 3 x 3 x ¼	64
Figura 30. Perfil HSS 3 x 3 x ¼	64
Figura 31. Diagrama de cuerpo libre viga implemento #1	65
Figura 32. Fuerza cortante viga implemento #1	65
Figura 33. Momento Flector viga implemento #1	66
Figura 34. Estrías del eje	67
Figura 35. Serie 2	68
Figura 36. Longitud del cardan	68
Figura 37. Factores de servicio para máquinas y equipos implemento #1	69
Figura 38. Perfil de la correa implemento #1	71
Figura 39. Capacidad de potencia por canal polea implemento #1	72
Figura 40. Dimensiones de las poleas implemento #1	73
Figura 41. Resistencia a la fatiga Sn en función de la resistencia a la tensión	76

Figura 42. Lista de factor de material Cm según el tipo de material	76
Figura 43. Factor de confiabilidad	77
Figura 44. Factor de tamaño Cs eje #1 implemento #1	77
Figura 45. Elementos de potencia eje #1 implemento #1	78
Figura 46. Diagrama de torque del eje #1 implemento #2	79
Figura 47. Representación de la polea y las fuerzas ejercidas sobre el eje #1 implemento #1	80
Figura 48. Representación fuerzas sobre el eje #1 implemento #1	81
Figura 49. Análisis de cargas Eje 1 plano XY implemento #1	82
Figura 50. Análisis de cargas Eje 1 plano XZ implemento #1	83
Figura 51. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XY eje #1 implemento #1	84
Figura 52. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XZ eje #1 implemento #1	85
Figura 53. Disposición de los diámetros del eje #1 implemento #1	87
Figura 54. Duración recomendada para rodamientos	90
Figura 55. Rodamiento 1 de bolas de ranura profunda eje #1 implemento #1	92
Figura 56. Rodamiento 2 de bolas de ranura profunda eje #1 implemento #1	93
Figura 57. Factor de tamaño Cs eje 2 implemento #1	94
Figura 58. Elementos de potencia eje #2 implemento #1	95
Figura 59. Diagrama de torque del eje #2 implemento #1	96
Figura 60. Representación de la polea y las fuerzas ejercidas sobre el eje #2 implemento #1	97
Figura 61. Representación fuerzas sobre el eje #2 implemento #1	98
Figura 62. Análisis de cargas Eje #2 plano XY implemento 1	98
Figura 63. Análisis de cargas Eje 2 plano XZ implemento #1	99
Figura 64. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XY eje #2 implemento #1	100
Figura 65. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XZ eje #1 implemento #1	101
Figura 66. Disposición de los diámetros del eje #2 implemento #1	102
Figura 67. Altura mínima de escalonamiento en rodamientos.	104
Figura 68. Rodamiento 1 de bolas de ranura profunda eje #2 implemento #2	105
Figura 69. Rodamiento 2 de bolas de ranura profunda eje #2 implemento #2	107
Figura 70. Mecanismo biela manivela	107
Figura 71. Representación velocidades sobre el mecanismo biela manivela	108
Figura 72. Análisis ángulos del mecanismo biela manivela	108
Figura 73. Centros instantáneos de rotación	109
Figura 74. Cuchillas implemento #1	111
Figura 75. Implemento #2	111
Figura 76. Dimensiones anclaje de tres puntos categoría 2	113
Figura 77. Viga critica implemento #2	113
Figura 78. Diagrama de cuerpo libre estructura implemento #2	115
Figura 79. Fuerza cortante viga implemento #2	116
Figura 80. Momento Flector viga implemento #2	116

Figura 81. Serie 8	117
Figura 82. Longitud del cardan	118
Figura 83. Engranaje cónico	119
Figura 84. Factores de servicio para máquinas y equipos implemento #2	121
Figura 85. Perfil de la correa implemento #2	122
Figura 86. Capacidad de potencia por canal correa implemento #2	123
Figura 87. Dimensiones de las poleas implemento #2	124
Figura 88. Factor de tamaño Cs	125
Figura 89. Elementos de potencia eje #1 implemento #2	126
Figura 90. Diagrama de torque del eje #1 implemento #2	126
Figura 91. Fuerzas sobre el engranaje cónico	128
Figura 92. Representación fuerzas sobre el eje #1 implemento #2	130
Figura 93. Análisis de cargas Eje #1 plano XY implemento #2	130
Figura 94. Análisis de cargas Eje 1 plano XZ implemento #2	131
Figura 95. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XY eje #1 implemento #2	133
Figura 96. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XZ eje #1 implemento #2	134
Figura 97. Disposición de los diámetros del eje #1 implemento #2	135
Figura 98. Rodamiento 1 de bolas de ranura profunda eje #1 implemento #2	137
Figura 99. Rodamiento 2 de bolas de ranura profunda eje #1 implemento #2	138
Figura 100. Factor de tamaño Cs	139
Figura 101. Elementos de potencia eje #2 implemento #2	140
Figura 102. Diagrama de torque del eje #2 implemento #2	140
Figura 103. Representación de la polea y las fuerzas ejercidas sobre el eje #2 implemento #2	142
Figura 104. Representación fuerzas sobre el eje #2 implemento #2	143
Figura 105. Análisis de cargas Eje #2 plano XY implemento #2	143
Figura 106. Análisis de cargas Eje #2 plano XZ implemento #2	144
Figura 107. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XY eje #1 implemento #2	146
Figura 108. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XZ eje #1 implemento #2	147
Figura 109. Disposición de los diámetros del eje #2 implemento #2	148
Figura 110. Rodamiento 1 de bolas de ranura profunda eje #2 implemento #2	150
Figura 111. Rodamiento 2 de bolas de ranura profunda eje #2 implemento #2	152
Figura 112. Factor de tamaño Cs	153
Figura 113. Elementos de potencia eje #3 implemento #2	153
Figura 114. Diagrama de torque del eje #3 implemento #2	154
Figura 115. Representación de la polea y las fuerzas ejercidas sobre el eje #3 implemento 2	155
Figura 116. Representación fuerzas sobre el eje #3 implemento #2	156
Figura 117. Análisis de cargas Eje #3 plano XY implemento 2	156
Figura 118. Análisis de cargas Eje 3 plano XZ implemento #1	157

Figura 119. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XY eje #3 implemento #2	159
Figura 120. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XZ eje #3 implemento #2	160
Figura 121. Disposición de los diámetros del eje #3 implemento #2	161
Figura 122. Rodamiento 1 de bolas de ranura profunda eje #3 implemento #2	163
Figura 123. Rodamiento 2 de bolas de ranura profunda eje #3 implemento #2	164
Figura 124. Catálogo de chavetas	166
Figura 125. Resultados esfuerzo de Von Mises estructura implemento #1	176
Figura 126. Esfuerzo Von Mises en el punto crítico en el implemento #1	176
Figura 127. Deformaciones unitarias en la estructura implemento #1	177
Figura 128. Desplazamientos en la estructura implemento #1	177
Figura 129. Factor de seguridad de la estructura implemento #1	178
Figura 130. Resultados de esfuerzo Von Mises eje #1 implemento #1	178
Figura 131. Eje #1 implemento #1	179
Figura 132. Resultados de esfuerzo Von Mises eje #2 implemento #1	180
Figura 133. Resultados del desplazamiento Eje #2 implemento #1	180
Figura 134. Esfuerzos von mises de la estructura desbrozadora posterior	182
Figura 135: Esfuerzo Von Mises en el punto crítico en el implemento #2	183
Figura 136. Deformaciones unitarias de la estructura desbrozadora posterior	183
Figura 137. Desplazamientos de la estructura desbrozadora posterior	184
Figura 138. Factor de seguridad de la estructura desbrozadora posterior	184
Figura 139. Resultados de esfuerzo Von Mises eje #1 implemento #2	185
Figura 140. Resultados del desplazamiento Eje #1 implemento #2	186
Figura 141. Resultados de esfuerzo Von Mises eje #2 implemento #2	187
Figura 142. Resultados del desplazamiento Eje #2 implemento #2	187
Figura 143. Resultados de esfuerzo Von Mises eje #3 implemento #2	188
Figura 144. Resultados del desplazamiento Eje #3 implemento #2	189
Figura 145. Esfuerzos de von mises cuchillas implemento #2	190
Figura 146. Deformaciones unitarias cuchillas implemento #2	190
Figura 147. Deformaciones unitarias cuchillas implemento #2	191
Figura 148. Desplazamientos cuchillas implemento #2	191
Figura 149. Factor de seguridad cuchillas implemento #2	192
Figura 150. Anclaje	193
Figura 151. Brazos superiores y separadores	193
Figura 152. Acople del apero	194
Figura 153. Acople brazos con el apero	194
Figura 154. Soldadura vigas criticas implemento #1	195
Figura 155. Soldadura bases de las vigas implemento #1	195
Figura 156. Acople cuchilla inferior y superior implemento #1	196
Figura 157. Acople eje #1 implemento #1	196
Figura 158. Acople eje #2 implemento #1	197
Figura 159. Acople de soporte de rodamientos implemento #1	197
Figura 160. Acoples vigas a placas implemento #1	198
Figura 161. Soldadura base de la tapa protectora implemento #1	198

Figura 162. Acople del sistema de anclaje a la estructura implemento #1	199
Figura 163. Ensemble de las tapas implemento #1	199
Figura 164. Acoples vigas a placas laterales implemento #2	200
Figura 165. Acople de tapas implemento #2	200
Figura 166. Acople soportes rodamientos implemento #2	201
Figura 167. Cuchillas implemento #2	202
Figura 168. Acople cuchillas a porta cuchillas implemento #2	202
Figura 169. Acople rodamientos al eje implemento #2	203
Figura 170. Eje #1 implemento #2	203
Figura 171. Eje #2 implemento #2	204
Figura 172. Acople caja de engranajes implemento #2	204
Figura 173. Acople de caja de engranajes a estructura implemento #2	205
Figura 174. Sistema de anclaje a la estructura implemento #2	205
Figura 175. Control de emisiones	220

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Taxonomía planta de coca	29
Tabla 2. Meteorología de Tumaco	35
Tabla 3. Topografía de Tumaco	36
Tabla 4. Parámetros de diseño	40
Tabla 5. Parámetros funcionales	40
Tabla 6. Parámetros de operación	41
Tabla 7. Especificaciones técnicas tractor 6110M	44
Tabla 8. Valores de ponderación de los criterios	51
Tabla 9. Valores de satisfacción de las alternativas	52
Tabla 10. Modelo matriz de ponderación	52
Tabla 11. Ponderación criterios de evaluación	53
Tabla 12. Ponderación satisfacción criterios de evaluación	55
Tabla 13. Matriz de evaluación	55
Tabla 14. Características del implemento #1	59
Tabla 15. Cargas muertas de la estructura implemento #1	62
Tabla 16. Parámetros para la selección de la junta cardan implemento #1	67
Tabla 17. Parámetros de entrada poleas implemento #1	69
Tabla 18. Concentraciones de esfuerzo	88
Tabla 19. Características del implemento #1	112
Tabla 20. Carga muerta estructura implemento 2	114
Tabla 21. Parámetros para la selección de la junta cardan implemento #2	117
Tabla 22. Especificaciones engranajes cónicos	119
Tabla 23. Parámetros de entrada poleas implemento #2	120
Tabla 24. Masa de las cuchillas	174
Tabla 25. Cargas muertas sobre la estructura implemento #1	175
Tabla 26. Cargas muertas sobre la estructura implemento #1	175
Tabla 27. Carga muerta sobre el sistema implemento #2	181
Tabla 28. Carga muerta sobre el sistema implemento #2	182
Tabla 29. Carga muerta implemento #2	182
Tabla 30. Costos de materiales	218
Tabla 31. Costos de fabricación	219
Tabla 32. Costo de ingeniería	219
Tabla 33. Costos totales	219
Tabla 34. Cantidad de emisiones de los tractores	221
Tabla 35. Impacto ambiental	222

LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Comparación entre las ventajas y desventajas de la alternativa 1	54
Cuadro 2. Comparación entre las ventajas y desventajas de la alternativa 2	54
Cuadro 3. Comparación entre las ventajas y desventajas de la alternativa 3	54
Cuadro 4. Lubricación de elementos móviles	210
Cuadro 5. Problemas, causas y solución de fallas	211
Cuadro 6. Señales de advertencia de uso de los implementos	216
Cuadro 7. Señales de advertencia de operación en los implementos	217

LISTA DE ECUACIONES

	pág.
Ecuación 1. Vuelco lateral	46
Ecuación 2. Comprobación del vuelco lateral	46
Ecuación 3. Vuelco hacia atrás	47
Ecuación 4. Comprobación del vuelco hacia atrás	48
Ecuación 5. Modelo matemático	51
Ecuación 6. Esfuerzo normal	66
Ecuación 7. Esfuerzo cortante	66
Ecuación 8. Potencia de diseño	70
Ecuación 9. Relación de velocidades	71
Ecuación 10. Número de canales	72
Ecuación 11. Diámetro exterior polea conducida	73
Ecuación 12. Distancia entre centros	74
Ecuación 13. Longitud de la correa	74
Ecuación 14. Resistencia real a la fatiga	75
Ecuación 15. Torque	78
Ecuación 16. Fuerza impulsora	79
Ecuación 17. Fuerza de flexión sobre el eje	80
Ecuación 18. Esfuerzo cortante máximo	86
Ecuación 19. Momento flector máximo	86
Ecuación 20. Diámetro mínimo del eje sometido a torque	87
Ecuación 21. Diámetro mínimo del eje con fuerza cortante	89
Ecuación 22. Duración de diseño	90
Ecuación 23. Carga dinámica	90
Ecuación 24. Capacidad básica de carga estática	91
Ecuación 25. Relación de la fuerza y el torque	96
Ecuación 26. Velocidad lineal de la biela	109
Ecuación 27. Velocidad de corte de las cuchillas	110
Ecuación 28. Velocidad lineal en engranajes cónicos	118
Ecuación 29. Ángulo de cono	127
Ecuación 30. Radio promedio	127
Ecuación 31. Carga tangencial	128
Ecuación 32. Carga radial	129
Ecuación 33. Carga axial	129
Ecuación 34. Longitud de la chaveta por esfuerzo normal	165
Ecuación 35. Longitud de la chaveta por esfuerzo cortante	165
Ecuación 36. Deflexión con dos apoyos	171
Ecuación 37. Deflexión con un apoyo	171
Ecuación 38. Módulo de inercia	172
Ecuación 39. Factor de seguridad	179

LISTA DE DIAGRAMAS

	pág.
Diagrama 1. Caja negra sistema de desraizado	42
Diagrama 2. Flujo de proceso del sistema de desraizado	43
Diagrama 3. Caja negra equipo de tracción	56
Diagrama 4. Equipo de tracción e implementos del sistema de desraizado	57
Diagrama 5. Sistemas implemento #1	58
Diagrama 6. Sistemas implemento #2	112
Diagrama 7. Uso de los implementos	207

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Equipo de tracción	230
Anexo B. Momentos de empotramiento	231
Anexo C. Planos constructivos	232

GLOSARIO

DESRAIZADO: método para extraer de raíz las plantas.

ENGANCHE DE TRES PUNTOS: es un sistema estructural que poseen los tractores en la parte frontal y posterior para brindar soporte a los implementos acoplados.

ERRADICACIÓN: proceso mediante el cual se pretende eliminar un cultivo o maleza en un terreno.

GLIFOSATO: herbicida química utilizado comúnmente en la aspersión para la erradicación de cultivos.

TOMA DE FUERZA: es componente mecánico del tractor el cual transmite energía y movimiento en forma de rotación a los implementos conectados a él. Se encuentra comúnmente en la parte posterior sin embargo también se puede encontrar en la parte frontal.

RESUMEN

Con este proyecto se busca eliminar los cultivos de planta de coca en Tumaco, Nariño, evitando cualquier tipo de producción de sustancias ilícitas en el país. Con este proyecto se busca implementar una nueva alternativa para la erradicación de cultivos, debido a que en la actualidad los métodos utilizados no son los más adecuados, ya que el uso de químicos genera un daño notable en el ecosistema y la erradicación manual genera un gran desgaste y se usa gran cantidad de tiempo en esta tarea.

Teniendo en cuenta toda la información disponible de la planta de coca y sus cultivos, se plantearon las tres mejores alternativas para erradicar los cultivos de planta de coca de la manera más eficiente posible, teniendo en cuenta los costos, la seguridad de las personas, la cantidad de tiempo utilizada y la calidad de la tarea desempeñada.

Se lograron diseñar dos máquinas que cumplan satisfactoriamente los objetivos planteados. Esto se logró mediante el uso de los conceptos de ingeniería mecánica, acompañado de fuentes bibliográficas y software capaz de hacer elementos finitos para verificar resultados.

La primera máquina, es una segadora que se encarga de cortar los tallos de la planta de coca. Esto se hace con el fin de proteger el equipo de tracción al cual va anclado y reducir las cargas de la segunda máquina. La segunda máquina es una desbrozadora que cumple la tarea de desraizar las raíces de planta de coca preparando el terreno para una cosecha de otro producto lícito.

Por medio de los manuales se garantiza el correcto funcionamiento de los equipos, para finalmente hacer el análisis de costos e impacto ambiental para determinar y comprobar la viabilidad del proyecto.

Palabras clave: Cultivo, desraizado, erradicación, planta de coca, sistema mecánico.

ABSTRACT

This project seeks to eliminate coca plant crops in Tumaco, Nariño, avoiding any production of illicit substances in the country. This project seeks to implement a new alternative for crop eradication, because currently the methods used are not the most appropriate, as the use of chemicals generates significant damage to the ecosystem and manual eradication generates a large wear and tear and a lot of time is used in this task.

Taking into account all available information on the coca plant and its crops, the three best alternatives for eradicating coca plant crops in the most efficient way possible were considered, taking into account the costs, the safety of people, the amount of time used and the quality of the task performed.

It was possible to design two machines that satisfactorily meet the objectives set. This was achieved through the use of mechanical engineering concepts, accompanied by bibliographic sources and software capable of making finite elements to verify results.

The first machine is a mower that cuts the stems of the coca plant. This is done in order to protect the traction equipment to which it is anchored and reduce the loads of the second machine. The second machine is a brushcutter that performs the task of uprooting the roots of the coca plant by preparing the ground for a harvest of another licit product.

Through the manuals, the correct operation of the equipment is guaranteed, to finally make the analysis of costs and environmental impact to determine and verify the viability of the project.

Keywords: Cultivation, uprooting, eradication, coca plant, mechanical system

INTRODUCCIÓN

La importancia de desarrollar el proyecto radica en brindar una alternativa para la erradicación de cultivos de planta de coca para así reducir el impacto ambiental y los perjuicios generados a partir de este proceso.

El problema se origina debido a que en Colombia la lucha contra los cultivos de planta de coca, se han adoptado diversos métodos para la erradicación de estos cultivos, dentro de los cuales tenemos la manual y la aspersión por glifosato. En los métodos de erradicación se han logrado identificar diversas problemáticas, las cuales dificultan estas actividades, volviéndolas una tarea dispendiosa. Una de ellas es la ubicación debido a que el terreno es irregular o que está protegido por grupos ilegales por medio de campos minados. La otra, son los trabajadores porque deben realizar esfuerzos que atentan en contra de la salud y la seguridad. Por último, la necesidad de eliminar por medio de las tecnologías de aspersión las cuales no cumple con las necesidades, las cuales hacen disponer de una gran cantidad de personal para lograr con los objetivos propuestos por parte de gobierno nacional, esto se refleja en el incremento de los gastos de transporte, seguridad de los equipos y del personal.

El objetivo general es “Diseñar un sistema mecánico acoplable a un equipo de tracción para el desraizado de cultivos de planta de coca en Tumaco, Nariño”. Con el fin de cumplir este objetivo es fundamental desarrollar los objetivos específicos que se muestran a continuación:

- Caracterizar el cultivo de planta de coca y las tecnologías actualmente usadas para el desraizado, identificando los parámetros de funcionalidad y operación requeridos.
- Elaborar el diseño conceptual para el sistema seleccionando la alternativa más adecuada para el desraizado de cultivos de planta de coca.
- Realizar el diseño detallado del sistema mecánico para el desraizado de cultivos de planta de coca y el acople al equipo de tracción.
- Elaborar el manual de ensamble, mantenimiento, operación y seguridad del sistema mecánico de desraizado.
- Realizar el estudio de impacto ambiental y el análisis de costos del proyecto.

El alcance y delimitación del proyecto es diseñar un sistema mecánico y el acople al equipo de tracción, en el proceso de desraizado de cultivos de planta de coca; será ubicado en el municipio de Tumaco en el departamento de Nariño, se contemplarán las alternativas de solución y su método de evaluación, las

memorias de cálculos, el plano de las piezas y el del ensamble, un análisis por elementos finitos enfocado hacia elementos críticos, la selección de accesorios y elementos normalizados, los manuales necesarios para la entrada en funcionamiento del sistema mecánico de desraizado; adicionalmente, se incluirá un análisis de costos comparativo y una evaluación del impacto ambiental generado por este sistema de desraizado.

La metodología utilizada para el diseño del proyecto se contemplará cuatro fases y será enfocado en el diseño de un sistema mecánico para el desraizado de cultivos de planta de coca.

- La primera fase se fundamenta en la documentación sobre el cultivo de planta de coca, la topografía del terreno y los procesos que se realizan actualmente con motivo de identificar las variables y parámetros que sean necesarios para la elaboración de dicho sistema.
- La segunda fase corresponde a las actividades de diseño conceptual, donde se desarrollará los bosquejos iniciales, siempre teniendo en cuenta las variables y parámetros de la primera fase; al obtener estos bosquejos se evaluarán por medio de una matriz de selección de alternativas, la cual aporte una valoración y donde será escogida la que se adapte a las necesidades a las cuales va a trabajar dicho sistema de desraizado.
- El inicio de la fase tres tiene como referencia la alternativa seleccionada, donde se adicionaran los cálculos respectivos, la selección de accesorios y elementos normalizados para un diseño más detallado al sistema de desraizado; de igual modo se diseñará el acople a un equipo de tracción. Se realizarán los respectivos planos para su comprobación, contrastando los cálculos realizados con los resultados obtenidos en el software.
- Como cuarta y última fase, se realizará los respectivos manuales, adicionalmente los análisis de impacto ambiental y análisis de costos para conocer primero cómo funciona el sistema, que impacto se genera y los costos necesarios para la construcción.

La aplicación de este proyecto se verá reflejada en la industria agrícola, generando un sistema que realice labores agrícolas en todo el territorio nacional.

1. GENERALIDADES DEL CULTIVO DE PLANTA DE COCA Y DE LAS TECNOLOGÍAS ACTUALMENTE USADAS PARA EL DESRAIZADO

En Colombia en los últimos años, ha habido un incremento en los cultivos de planta de coca, donde se han venido afrontando mediante diversos métodos en los cuales podemos encontrar una incursión a la tecnología o simplemente métodos manuales. El crecimiento de estos cultivos está impactando a ciertos sectores de la economía nacional e internacional por tal motivo el gobierno está utilizando diversos mecanismos para erradicar los cultivos de planta de coca en todo el territorio nacional. El principal motivo para la erradicación de los cultivos es porque la hoja de coca es el principal ingrediente que utilizan los grupos armados para la fabricación de droga (Cocaína).

En este primer capítulo se va indagar las características físicas que posee la planta de coca, que procesos de erradicación se llevan a cabo y la explicación del porqué se seleccionó Tumaco, Nariño como epicentro de la investigación.

1.1 PLANTA DE COCA

A través de la historia, la planta de coca ha sido utilizada por las tribus indígenas, para tareas o labores las cuales requieren un gran esfuerzo físico o están en una condición adversa para el cuerpo humano, bien sea escalar una montaña u sobrevivir con poca comida estas son alguna de las características que hacían que esta planta fuera considerada como esencial para el cultivo de las tribus que habitan en el continente suramericano.

No obstante las características físico-químicas de la coca, afectan al organismo ya sea que se utilice como: estimulante o vigorizante para el cuerpo humano, en remedios caseros por el efecto fármaco parecido a la morfina y en rituales como una parte simbólica.

Actualmente, es el principal elemento para la conformación de sustancias psicoactivas.¹

La vida útil de la planta de coca es de cinco años aproximadamente, después de este tiempo se deben realizar labores adicionales o realizar la resiembra del cultivo.

¹ POLICÍA NACIONAL, Dirección Antinarcoóticos. Coca: Deforestación contaminación y pobreza. [En línea]. [Consultado 7 de Marzo de 2020]. Disponible en: <http://www.odc.gov.co/Portals/1/publicaciones/pdf/oferta/estudios/OF5022014-coca-deforestacion-contaminacion-pobreza.pdf>

1.2 CARACTERIZACIÓN Y TAXONOMÍA

1.2.1 Taxonomía. Se caracteriza el grupo familiar al que corresponde la especie para conocer qué tipo de variedad se cultivan en Colombia y así determinar las características físicas correspondientes a la altura y demás características que influyan en el diseño del sistema mecánico de desraizado, esta información es presentada en la tabla 1:

Tabla 1. Taxonomía planta de coca

Característica	Descripción
Reino	Plantae (plantas)
Familia	Erythroxylaceae
Genero	Erythroxylum
Especies	>180 conocidas
Especies productoras de estupefacientes	E.coca Lam E Novogranatense (Morris) Hieron
Variedades del cultivo	E coca E. Coca ipadu E. Coca Novogranatense E. Coca Novogranatense truxillense.

Fuente: elaboración propia con base en POLICÍA NACIONAL, Dirección Antinarcoóticos. Coca: Deforestación contaminación y pobreza. [En línea]. [Consultado 7 de Marzo de 2020]. Disponible en: <http://www.odc.gov.co/Portals/1/publicaciones/pdf/oferta/estudios/OF5022014-coca-deforestacion-contaminacion-pobreza.pdf>

Todas las especies tienen un alcaloide secundario, la cinnamoylcocaína, sin efectos farmacológicos y un número mucho menor de especies tienen cocaína, algunas en concentraciones muy bajas. Las 4 variedades domesticadas contienen desde menos de 0,5% en peso de cocaína (E. Coca var Ipadu) hasta cerca de 1% (E. coca var coca), (Plowman, 1986).

1.2.2 Caracterización.

1.2.2.1 Altura y edad de las plantas de coca. En la información mostrada en la figura 1, encontramos las diferentes edades de las plantas de coca sembradas en todo el territorio nacional con sus respectivas medidas, dicho cuadro fue realizado con varias muestras con el fin de determinar estos valores.

Figura 1. Características planta de coca

Referencia Humana	Altura	Edad
Hasta la rodilla	50 cm	3 – 6 meses
Hasta la cadera	1 m	6 -9 meses
Hasta el pecho	1.40 m	9 – 12 meses
Hasta la cabeza	1.70 m	1 – 2 años
Por encima de la cabeza	1.80	3 – 4 años
Por encima de la mano	2.10 m	más de 5 años

Fuente: ARIZA. William. Guía para la identificación de variedades de “coca” cultivadas en Colombia. Edición 1.Colombia, 2006.

1.2.2.2 Hojas y ramas. La hoja de coca es un elemento natural que contiene gran cantidad de nutrientes minerales, aceites esenciales y varios componentes con efectos farmacológicos. Fueron los pueblos indígenas los primeros en cultivar la hoja de coca, que lo usaban para la preparación del mate de coca y como medicamento, sin embargo, este elemento en la actualidad es cosechado para la elaboración de sustancias alucinógenas. Las hojas de coca mostradas en la figura 2 son similares a las de otras plantas como el café, con la misma textura y dimensiones, que pueden llegar hasta los 15 cm de longitud. La planta tiene unas ramas de medidas de hasta de 7 cm de largo y 3 cm de ancho.

Figura 2. Hojas y ramas plantas de coca



Fuente: POLICÍA NACIONAL, Dirección Antinarcoáticos. Coca: Deforestación contaminación y pobreza. [En línea]. [Consultado 7 de Marzo de 2020]. Disponible en: <http://www.odc.gov.co/Portals/1/publicaciones/pdf/oferta/estudios/OF5022014-coca-deforestacion-contaminacion-pobreza.pdf>

1.2.2.3 Tallo. El tallo varía su grosor dependiendo de la edad donde puede tener como máximo 8 cm.² En la figura 3 se muestra un ejemplo del tallo una planta de coca sembrada en Colombia.

Figura 3. Tallo planta de coca



Fuente: 365 RADIO. Suspendieron erradicación de cultivos ilícitos en Ituango en: 365 Radio. Ciudad: Ituango. [6 de noviembre de 2019] <https://360radio.com.co/suspendieron-erradicacion-de-cultivos-ilicitos-en-ituango/>

1.2.2.4 Raíces. Presenta dos tipos de raíces la primera es encargada de anclar la planta al suelo mientras la segunda permite la nutrición y la resistencia a la sequía la cual es un factor bastante importante de el por qué se cultiva a gran escala.

1.3 CULTIVO DE PLANTA DE COCA

El factor más relevante para estos cultivos es la densidad de la plantación, esta varía dependiendo de la zona, características climáticas y los métodos de siembra. En este último encontramos la siembra directa y la otra es la resiembra.

Las medidas entre plantas e hileras varían según el clima, el suelo, la variedad de la planta, el ciclo de vida productiva y los recursos técnicos y económicos disponibles.

² ARIZA. William. Guía para la identificación de variedades de “coca” cultivadas en Colombia. Edición 1.Colombia, 2006.

El clima, con factores como la precipitación, la temperatura, la luz solar, la humedad del aire y el viento, influye en la velocidad de crecimiento y por consiguiente en el tamaño de las plantas.

La conformación del suelo afecta directamente al sistema radical, el cual depende de su constitución genética. Las condiciones del suelo influyen en su distribución y formación. Las distribuciones más frecuentes son los trazados en cuadro o en tres bolillos.

1.3.1 Trazado de la siembra en cuadrado. Consiste en plantar los árboles en líneas rectas, permitiendo que la distancia entre surcos sea igual. La posición de cada 4 plantas configura un cuadrado de lado "a" que se repite en toda la superficie de la plantación y es utilizada para terrenos planos o con poca pendiente. Su distribución se muestra en la figura 4.

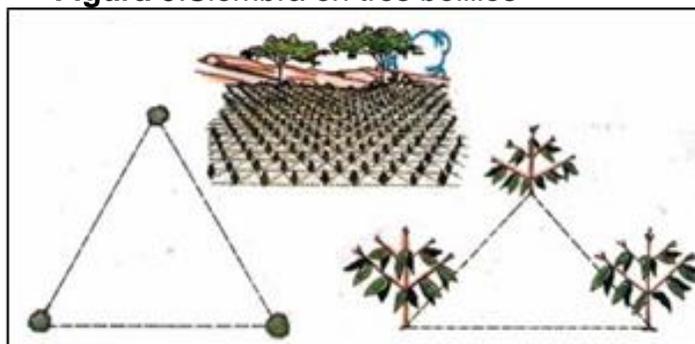
Figura 4. Siembra en cuadrado



Fuente: SENA. Reforestación de microcuencas, Trazado de siembra, Primera edición. Colombia, SENA, Mayo de 1991.

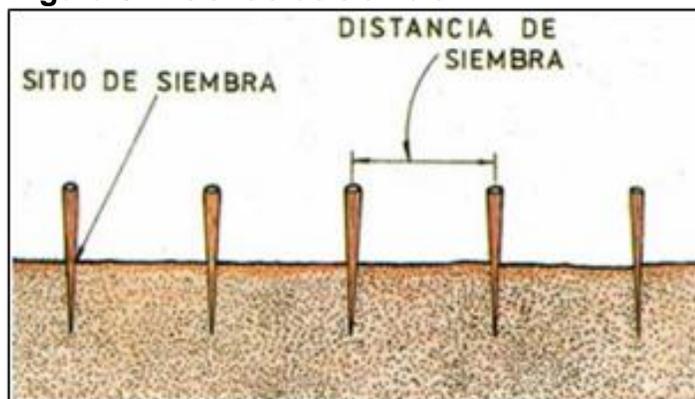
1.3.2 Trazado de la siembra en triángulo o en tres bolillos. Este método se fundamenta en sembrar los árboles formando triángulos Equiláteros; de esta forma se logra un 15% más de plantas sembradas en la superficie como se muestra en las figuras 5 y 6:

Figura 5. Siembra en tres bolillos



Fuente: SENA. Reforestación de microcuencas, Trazado de siembra, Primera edición. Colombia, SENA, Mayo de 1991.

Figura 6. Distancia de siembra



Fuente: SENA. Reforestación de microcuencas, Trazado de siembra, Primera edición. Colombia, SENA, Mayo de 1991.

En Colombia se cultiva planta de coca con la modalidad de siembra tres bolillos, con un promedio nacional de 0,95 metros entre surcos y 0.85 metro entre plantas. Estos datos son para una siembra estándar con una densidad de 12.207 plantas por hectárea.³

Sin embargo se pueden encontrar densidades entre 10.000 y 33.300 plantas por hectárea con medidas de 0,5 metros entre plantas y 0,6 metros entre surcos.

³ Dirección de Antinarcóticos. ARECI. Abril 2014

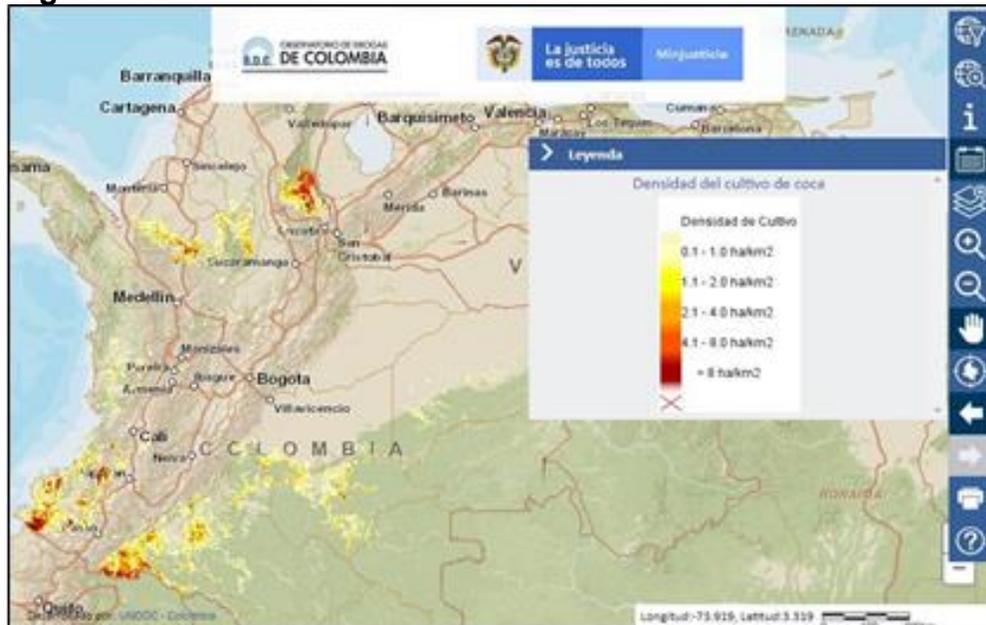
1.4 TUMACO

El departamento de Nariño se encuentra al sur occidente del país, está delimitado por los departamentos del Cauca, Putumayo y por el país de Ecuador.

Se selecciona este territorio del país debido a que es una zona de una alta densidad de cultivo de planta de coca, también se describen algunos aspectos relevantes a continuación:

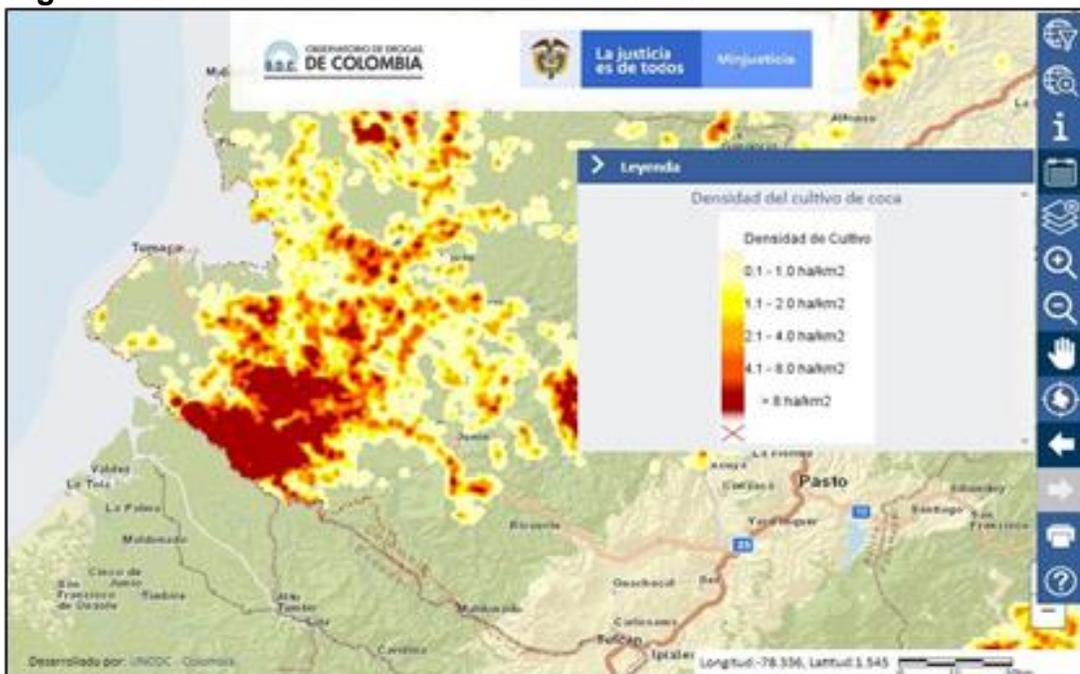
1.4.1 Densidad del cultivo de planta de coca. En todo el territorio nacional, hay zonas donde la contracción de cultivos es mayor debido a que algunos de estos son corredores típicos para la salida de drogas ilícitas hacia el extranjero. Como lo muestran las figuras 7 y 8, son representación de la distribución del cultivo y con esta información se identifica que la zona de Tumaco, Nariño es la más afectada por este motivo se enfocaran es esta zona de la geografía nacional.

Figura 7. Densidad del cultivo a nivel nacional



Fuente: GOBIERNO DE COLOMBIA. Observatorio de drogas de Colombia. [En línea]. <http://www.odc.gov.co/>. [Consultado 15 de Marzo de 2020]

Figura 8. Densidad del cultivo en la zona seleccionada



Fuente: GOBIERNO DE COLOMBIA. Observatorio de drogas de Colombia. [En línea]. <http://www.odc.gov.co/>. [Consultado 15 de Marzo de 2020]

1.4.2 Meteorología. Debido a la ubicación de este territorio se presentan siguientes características, mostradas en la tabla 2.

Tabla 2. Meteorología de Tumaco

Características	Descripción
Temperatura	26 a 27°
Precipitación	3333.4 mm
Humedad relativa	84.73 %
Días de lluvia	231 días

Fuente: elaboración propia con base en GOBIERNO DE COLOMBIA. IDEAM. [En línea]. <http://www.ideam.gov.co/>. [Consultado 15 de Marzo de 2020]

1.4.3 Topografía. Realizando un análisis este territorio cumple con muchas de las características idóneas para cultivar mostradas en la tabla 3:

Tabla 3. Topografía de Tumaco

Características	Descripción
Inclinación del terreno	0 a 45° con respecto a la horizontal
Zona	Montañosa
Pisos térmicos	Entre 100 a 500 msnm
Acceso	Zona de difícil acceso por métodos convencionales

Fuente: elaboración propia con base en GOBIERNO DE COLOMBIA. Instituto Geográfico Agustín Codazzi. [En línea]. <https://www.igac.gov.co/> [Consultado 15 de Marzo de 2020]

1.5 ERRADICACIÓN

Se define como el proceso para la eliminación de un cultivo, utilizando dos métodos para la realización de este proceso; el primero de ellos es la aspersion o riego de un herbicida el cual es capaz de fumigarla planta. Mientras el segundo se utiliza personas las cuales van planta por planta arrancándolas de raíz.

Para poder llevar a cabo los procesos de erradicación es conveniente tener en cuenta los siguientes factores:

- Detección de las zonas de cultivos, por medio de imágenes de satélite, fotografías aéreas y cartografía.
- Descripción del proceso a realizar
- Selección de herramientas para la extracción o para fumigación de la planta.

1.5.1 Aspersion por glifosato. En Colombia se estableció un programa llamado Programa de Erradicación de Cultivos Ilícitos mediante aspersion aérea con el herbicida Glifosato (PECIG), en donde se establecen las estrategias para eliminar o controlar las plantaciones de coca. La dirección de la Policía en su división de Antinarcóticos es la que se encarga de las operaciones de este programa.

Según el plan de manejo ambiental dado por PECIG se describe la operación desde el momento que se inició hasta que se termina como se evidencia en la figura 9, en este plan se toman en cuenta los factores de riesgo para las poblaciones y el terreno que se realizar la aspersion.

Figura 9. Parámetros para la aspersión por glifosato

PARÁMETROS DE OPERACIÓN DEL PROGRAMA DE ERRADICACIÓN DE CULTIVOS ILÍCITOS POR ASPERSIÓN AÉREA.			
PARÁMETRO	UNIDAD DE MEDIDA	VALOR O RANGO	
		COCA	AMAPOLA
Altura de Vuelo	Metros	La altura máxima de aplicación será de 50 metros, no obstante la operación estará condicionada a la altura de los obstáculos presentes en las áreas objeto de aspersión.	
Descarga máxima de formulación comercial con glifosato.	Litros/hectárea	10,4	2,5
Tamaño de las gotas	Micras	300 – 1000	
Deriva prevista	Metros	< 5	
Temperatura ambiente máxima para aplicación	Grados centígrados	35	20
Velocidad máxima del viento	Nudos	5	

Fuente: GOBIERNO DE COLOMBIA. Observatorio de drogas de Colombia. Plan de manejo ambiental. Primera edición. Colombia: Observatorio de drogas de Colombia. Septiembre de 2003 [En línea]. [Consultado 18 de Marzo de 2020]
<http://www.odc.gov.co/Portals/1/Docs/pecig/PlanManejoAmbientalPECI G.pdf>

1.5.1.1 Factores operación. Hay presencia de cultivos soqueados o con reducida superficie foliar (raspados o cosechados). Inminencia de lluvias o lluvias en el área. Evidencia del fenómeno de corrientes de inversión o nubes muy cerca de la superficie del suelo. Este fenómeno se presenta especialmente en zonas de colina o montaña y en las primeras horas de la mañana en zonas de selva tropical. Duda del piloto en la identificación del cultivo ilícito a asperjar. Ataque a aeronaves, daños en equipos o enfermedad del personal de operaciones.

En este plan se encuentra un manual completo con las actividades que se realizan al momento de rociar un herbicida sobre una zona.

El proceso que se ejecuta es el siguiente:

1. Comprobación de las condiciones climáticas y del terreno.
2. Elección del tipo de máquina para realizar la aspersión. En donde tenemos: Drones, avionetas y equipos terrestres.
3. Evaluación del posible daño al terreno.

Los drones son utilizados para focalizar la aspersión del herbicida disminuyendo en una parte la contaminación generada, además es un buen método para tener una movilidad alta en la ejecución en la fumigación. Tal y como se muestra en la figura 10.

Figura 10. Dron usado para la aspersión



Fuente: RADIO NACIONAL DE COLOMBIA. Las discrepancias sobre los métodos de erradicación de cultivos de uso ilícito en: Radio Nacional de Colombia. Ciudad: Bogotá. [27 de Junio de 2019] <https://www.radionacional.co/noticias/actualidad/erradicacion-cultivos-uso-ilicito-drones-orugas>

El uso avionetas es el mecanismo más usual gracias a su gran capacidad de roció de herbicida, lo que permite una gran capacidad para erradicar varias hectáreas. El proceso utilizado se muestra en la figura 11.

Figura 11. Avioneta usada para la aspersión



Fuente: COLOMBIA.COM. Colombia retomaría aspersión aérea de glifosato para cultivos ilícitos en: Colombia.com. Ciudad: Bogotá. [31 de Diciembre de 2019] <https://www.colombia.com/actualidad/nacionales/decreto-sobre-aspersion-aereacultivos-ilicitos-255221>

Los equipos terrestres cuentan con personal en tierra y/o equipos especiales para realizar la aspersión. Brindan cierta movilidad en el cultivo pero a costo de arriesgar la integridad física de la persona en el proceso. Estos equipos de aspersión terrestre utilizan fumigadoras manuales tal como se muestra en la figura 12.

Figura 12. Aspersión terrestre



Fuente: EL TIEMPO. Anla suspende oficialmente aspersión aérea con glifosato en: El tiempo. Ciudad: Bogotá. [1 de Octubre de 2015] <https://www.eltiempo.com/archivo/documento/CMS-16392168>

El uso del glifosato para eliminar los cultivos actualmente buscando mantener este procedimiento vigente mediante la reglamentación en el congreso.

1.5.2 Manual o forzoso. Los cultivos de planta de coca son uno de los principales causantes de las pérdidas económicas en el sector campesino, porque impiden la posibilidad de sembrar otras cosechas.

La erradicación forzosa es uno de los principales mecanismos para la eliminación de dichos cultivos ilícitos, ya que tiene costos muy reducidos y no genera daños en la tierra. Sin embargo, este mecanismo tiene una velocidad de erradicación lenta. La erradicación manual consiste en la eliminación de cultivos de coca de manera artesanal, con el uso de herramientas tradicionales del campo. La eficiencia de este mecanismo es del 100 por ciento, ya que la planta es erradicada desde su raíz.

Los grupos móviles de erradicación (GME) son 30 cuadrillas de 31 personas cada una, dotadas de herramientas agrícolas⁴ que tienen la tarea de erradicar los cultivos ilícitos en el país, sin embargo, hay que tener en cuenta que este

⁴ GOBIERNO DE COLOMBIA. Erradicación manual de coca. Colombia [En línea]. [Consultado 18 de Marzo de 2020]. https://www.mindefensa.gov.co/irj/go/km/docs/Mindefensa/Documentos/descargas/Documentos_Descargables/espanol/Erradicacion%20manual%20de%20coca.pdf

mecanismo tiene un alto riesgo a causa de que los cultivos de planta de coca generalmente están protegidos por minas antipersona.

1.6 PARÁMETROS DEL SISTEMA

1.6.1 Parámetros de diseño. Para el dimensionamiento del sistema de desraizado se deben tener en cuenta los parámetros mostrados en la tabla 4.

Tabla 4. Parámetros de diseño

Parámetro	Características
Altura de planta	50 centímetros a 1,4 metros
Distancia entre plantas	0,85 metros
Distancia entre surcos	0,95 metros
Plantas a recolectar	De 3 a 4 plantas
Trazado de la siembra	Tres bolillos
Materiales de construcción	Resistentes a la corrosión y a explosiones
Inclinación de trabajo	Determinado por el equipo de tracción
Peso del sistema	Liviano
Montaje	Sencillo

Fuente: elaboración propia

1.6.2 Parámetros funcionales. Para la funcionalidad del sistema de desraizado se deben tener en cuenta los parámetros mostrados en la tabla 5.

Tabla 5. Parámetros funcionales

Parámetro
Comodidad
Simplicidad de uso
Extracción de la planta
Transporte de la planta

Fuente: elaboración propia

1.6.3 Parámetros de operación. Para la operación adecuada del sistema de desraizado se deben tener en cuenta los parámetros mostrados en la tabla 6.

Tabla 6. Parámetros de operación

Parámetro	Características
Horas de trabajo	10 horas
Días de trabajo	7 días
Consumo energético	Conexión al equipo de tracción
Sistema de desraizado	Contacto mínimo con el mecanismo

Fuente: elaboración propia

2. DISEÑO CONCEPTUAL Y ALTERNATIVAS DE DISEÑO

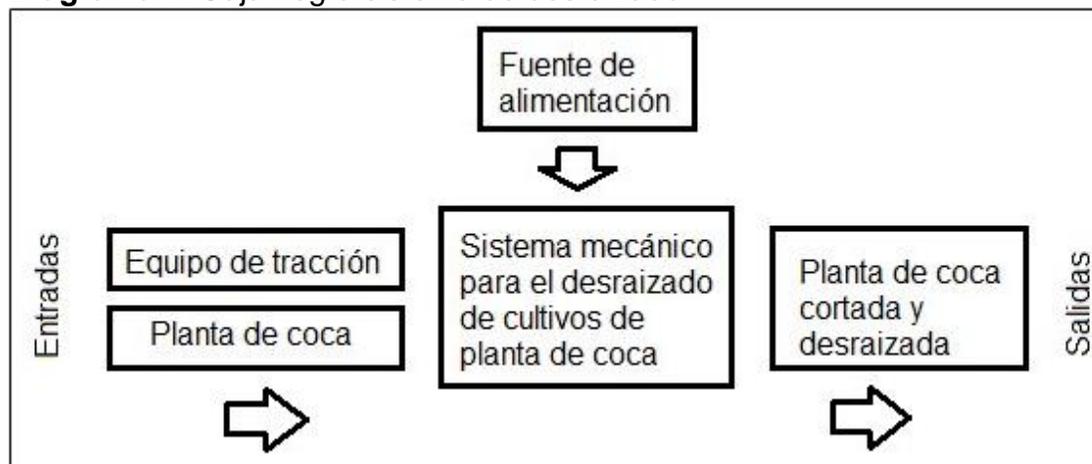
La mayoría de los implementos utilizados en el sector agrícola se caracterizan por tener como enganche y fuente de alimentación un tractor.

El tractor en el sistema de enganche está compuesto por un sistema de tres puntos y para la alimentación con una toma de fuerza (TDF), estas pueden encontrarse en la parte frontal o posterior del mismo.

2.1 DIAGRAMA DE CAJA NEGRA

En el diagrama 1, se muestran las entradas y salidas que va tener el sistema de desraizado para poder llevar a cabo las tareas de erradicación.

Diagrama 1. Caja negra sistema de desraizado

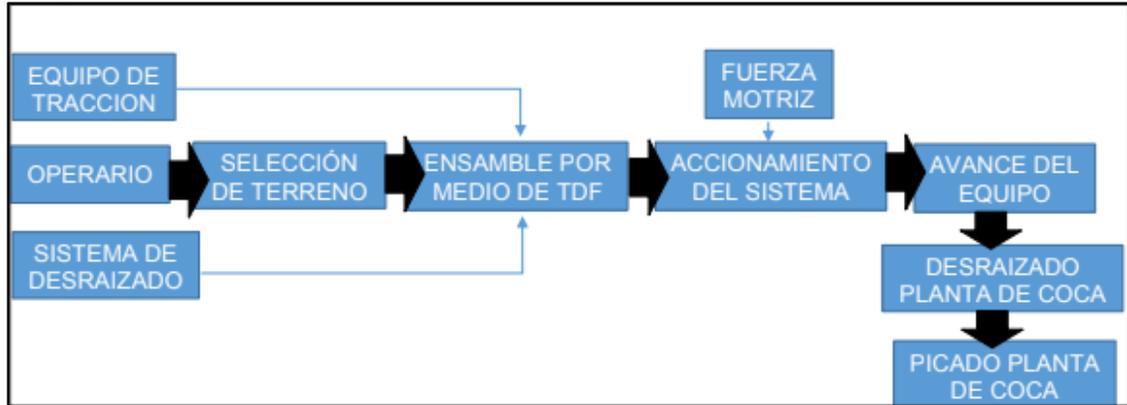


Fuente: elaboración propia

2.2 DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO

En el diagrama 2, se muestra el funcionamiento general del sistema teniendo en cuenta todos los aspectos externos para el desraizado de cultivos de planta de coca.

Diagrama 2. Flujo de proceso del sistema de desraizado



Fuente: elaboración propia

2.3 EQUIPO DE TRACCIÓN

Teniendo en cuenta los riesgos de seguridad a los que están expuestos los operarios al realizar dichas actividades, se propone el uso de un tractor para disminuir el esfuerzo humano realizado y con la finalidad de facilitar dichas labores.

Para este caso el tractor seleccionado es el John Deere 6110M, mostrado en la figura 13, el cual cumple con las necesidades requeridas para el uso del sistema mecánico de desraizado y este tractor posee las siguientes características técnicas mostradas en la tabla 7:

Figura 13. Tractor 6110M



Fuente: JOHN DEERE. Tractor 6110M. [En línea]. Disponible en: <https://www.deere.com.mx/es/tractores/tractores-medianos/serie-6m/6110m/>. [Consultado 1 de Abril de 2020]

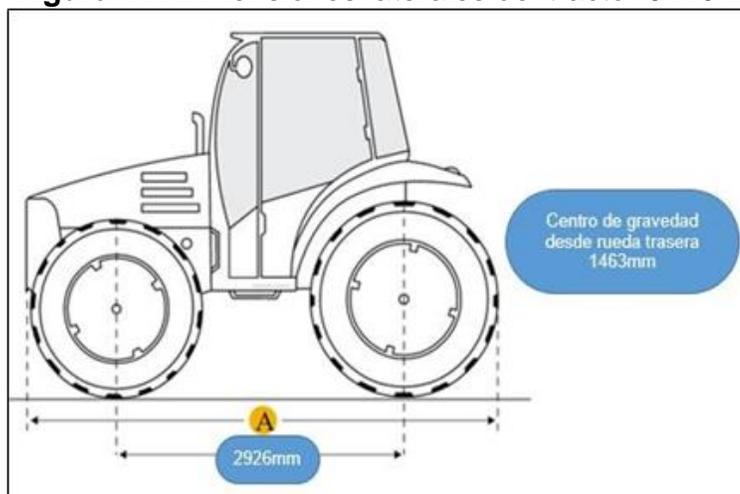
Tabla 7. Especificaciones técnicas tractor 6110M

Característica	Descripción
Potencia nominal del motor	110 hp (81 KW)
Potencia nominal de la toma de fuerza (TDF)	84 hp (62 KW)
Capacidad máxima de levante detrás de los puntos de levante	Categoría 2/3N parte posterior: 2040 kg Categoría 3 parte frontal: 5443 kg
Toma de fuerza trasera	Independiente 35 mm (1.375 in.) 6 estrías
Toma de fuerza delantera	Independiente 6 estrías
Rpm del motor (a regímenes nominales de la TDF)	R/min TDF 540 (posterior) /1000(delantera)

Fuente: elaboración propia con base en JOHN DEERE. Tractor 6110M. [En línea]. Disponible en: <https://www.deere.com.mx/es/tractores/tractores-medianos/serie-6m/6110m/>. [Consultado 1 de Abril de 2020]

2.3.1 Medidas equipo de tracción. Para comprobar que el equipo de tracción seleccionado cumpla con los parámetros de operación requeridos se verifica las medidas del mismo y con ellas se realiza el posterior cálculo de volcamiento lateral y hacia atrás.

Figura 14. Dimensiones laterales del tractor 6110M

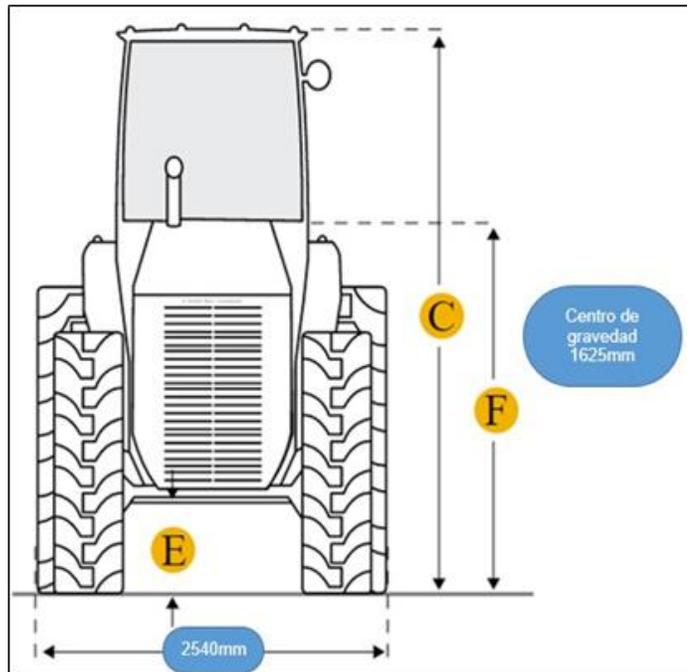


Fuente: elaboración propia con base en JOHN DEERE. Tractor 6110M. [En línea]. Disponible en: <https://www.deere.com.mx/es/tractores/tractores-medianos/serie-6m/6110m/>. [Consultado 1 de Abril de 2020]

Dónde:

- La distancia horizontal del centro de masa del tractor se asumió que está ubicado en la mitad de los ejes de las ruedas.

Figura 15. Dimensiones frontales del tractor 6110M



Fuente: elaboración propia con base en JOHN DEERE. Tractor 6110M. [En línea]. Disponible en: <https://www.deere.com.mx/es/tractores/tractores-medianos/serie-6m/6110m/>. [Consultado 1 de Abril de 2020]

Dónde:

- La distancia vertical del centro de masa del tractor se asumió que está ubicado en la mitad de la altura máxima (con cabina).

Con las figuras 14 y 15, procedemos a determinar si el equipo de tracción satisface la pendiente del terreno. La inclinación de trabajo es un parámetro importante para evitar los vuelcos lateral y hacia atrás de dicho equipo de tracción.

2.3.2 Vuelco lateral. Con la ecuación 1, se determina el valor del vuelco lateral del tractor.

Ecuación 1. Vuelco lateral

$$\tan\beta = \frac{Y}{H}$$

Fuente: RUIZ-ZORRILLA, Cristóbal Boussinet. Tractor agrícola: prevención del vuelco. [En línea]. [Consultado 5 de Abril de 2020]. Disponible en: https://www.insst.es/documents/94886/327166/ntp_259.pdf/b044a90e-251f-486d-b4e3-946dc3c392de

Dónde:

β = Pendiente de trabajo

H = Distancia vertical del centro de gravedad

Tomando las dimensiones del tractor y asumiendo el ángulo de 30°, se desarrolla la ecuación 1:

$$\tan(30^\circ) = \frac{Y}{1625 \text{ mm}}$$

$$Y = \tan(30^\circ) * H$$

$$Y = 938,19 \text{ mm}$$

Y el vuelco lateral se produce cuando la ecuación 2 se cumple.

Ecuación 2. Comprobación del vuelco lateral

$$Y \geq \frac{S}{2}$$

Fuente: RUIZ-ZORRILLA, Cristóbal Boussinet. Tractor agrícola: prevención del vuelco. [En línea]. [Consultado 5 de Abril de 2020]. Disponible en: https://www.insst.es/documents/94886/327166/ntp_259.pdf/b044a90e-251f-486d-b4e3-946dc3c392de

Dónde:

S = Ancho máximo del tractor

Tomando las dimensiones del tractor y asumiendo el ángulo máximo del terreno.

$$938,19 \text{ mm} \geq \frac{2540 \text{ mm}}{2}$$

$$938,19 \text{ mm} \geq 1270 \text{ mm}$$

De esta manera se puede concluir que el tractor no genera un vuelco lateral en el terreno.

2.3.3 Vuelco hacia atrás. Tomando en cuenta las ecuaciones 3 y 4 se determina el volcamiento hacia atrás.

Ecuación 3. Vuelco hacia atrás

$$\tan\alpha = \frac{X}{H}$$

Fuente: RUIZ-ZORRILLA, Cristóbal Boussinet. Tractor agrícola: prevención del vuelco. [En línea]. [Consultado 5 de Abril de 2020]. Disponible en: https://www.insst.es/documents/94886/327166/ntp_259.pdf/b044a90e-251f-486d-b4e3-946dc3c392de

Dónde:

H = Distancia vertical del centro de gravedad

α = Pendiente de trabajo

Tomando las dimensiones de tractor y asumiendo un ángulo de 30°.

$$\tan(30^\circ) = \frac{X}{1625 \text{ mm}}$$

$$X = \tan(30^\circ) * 1625 \text{ mm}$$

$$X = 938,19 \text{ mm}$$

Y el vuelco se produce cuando la ecuación 4 se cumple.

Ecuación 4. Comprobación del vuelco hacia atrás

$$X \geq L2$$

Fuente: RUIZ-ZORRILLA, Cristóbal Boussinet. Tractor agrícola: prevención del vuelco. [En línea]. [Consultado 5 de Abril de 2020]. Disponible en: https://www.insst.es/documents/94886/327166/ntp_259.pdf/b044a90e-251f-486d-b4e3-946dc3c392de

Dónde:

L2 = Distancia horizontal de las ruedas traseras hasta el centro de masa

$$938,19 \text{ mm} \geq 1463 \text{ mm}$$

De esta manera se puede concluir que el tractor no genera un vuelco hacia atrás en el terreno.

2.4 SEGADORA FRONTAL

Para hacer viable el uso del equipo de tracción, se agrega un implemento de corte en la parte frontal, tal como se muestra en la figura 16 el cual permite realizar el corte de la planta de coca, para evitar accidentes y daños al equipo de tracción.

En la figura 17 se muestra el modo funcional que se pretende realizar para el diseño de este implemento.

Figura 16. Segadora frontal



Fuente: CLAAS. Segadoras frontales. [En línea]. [Consultado 7 de Abril de 2020]. Disponible en: <https://www.claas.es/productos/maquinas-de-recoleccion-de-forraje/disco-scheibenmaehwerke/frontmaehwerke>

Figura 17. Mecanismo de operación de la segadora



Fuente: GOBIERNO DE ESPAÑA, Segadoras y segadoras acondicionadoras. [En línea]. [Consultado 7 de Abril de 2020]. Disponible en: <https://www.mapa.gob.es/es/ministerio/servicios/informacion/plataforma-de-conocimiento-para-el-medio-rural-y-pesquero/observatorio-de-tecnologias-probadas/maquinaria-agricola/segad-sega-acond.aspx>

2.5 ALTERNATIVAS DE DISEÑO

2.5.1 Alternativa 1 trasplantadora de árboles. Este sistema está compuesto por cilindros hidráulicos y cuchillas especiales para perforar el suelo como se muestra en la figura 18.

Figura 18. Trasplantadora de arboles



Fuente: DUTCHMAN. Tree spades. [En línea]. [Consultado 10 de Abril de 2020]. Disponible en: <https://www.dutchmantreespade.com/products/tree-spades.html>

Estos sistemas son utilizados para el trasplante de árboles sacándolos desde la raíz. En estos sistemas encontramos diversas configuraciones las cuales van a depender del ángulo de trabajo.

2.5.2 Alternativa 2 desbrozadora. Su función principal es la del troceado de vegetación y de restos de cosecha, se desmenuza la planta y el terreno de tal forma de que este último quede apto para la siembra. Utilizan un eje horizontal con cuchillas o martillos que golpean la vegetación, el cual se muestra en la figura 19.

Figura 19. Desbrozadora



Fuente: MAQUINARIA MONTANA. Desbrozadora. [En línea]. [Consultado 10 de Abril de 2020]. Disponible en: <http://www.maquinariamontana.com/es/>

2.5.3 Alternativa 3 rotovator. En la figura 20, se muestra el rotovator el cual es un apero arrastrado por tractor, con cuchillas rotativas que desmenuzan el terreno. Se utiliza para limpieza de rastrojos, preparación de cama para la siembra o incorporación de abonos esparcidos.

Figura 20. Rotovator



Fuente: KONGSKILDE. Rotovator. [En línea]. [Consultado 10 de Abril de 2020]. Disponible en: <http://www.kongskilde.com/lat/es-ES/Agriculture>

2.6 MÉTODO DE EVALUACIÓN

Para la selección de la alternativa más adecuada se adoptara el uso del método de ponderación (Scoring). El cual es utilizado para identificar la alternativa, cuando haya un problema de multi-criterio.

Las etapas para la realización de dicho método son las siguientes:

1. Identificar la hipótesis o meta general del problema.
2. Identificar las alternativas.
3. Definir los criterios de evaluación.
4. Establecer una ponderación para cada criterio.
5. Calcular el puntaje de cada alternativa. La alternativa con mayor puntaje es la seleccionada.

Modelo matemático para hallar la mejor alternativa está definido por la ecuación 5:

Ecuación 5. Modelo matemático

$$S_j = \sum W_i * R_{ij}$$

Dónde:

S_j = Puntaje o Score de la alternativa.

W_i = Ponderación de cada criterio.

R_{ij} = Escala de satisfacción de la alternativa en función del criterio.

Para el desarrollo del método Scoring, se deben tener los criterios a evaluar así como su respectiva ponderación de 1 a 5 mostrada en la tabla 8.

Tabla 8. Valores de ponderación de los criterios

ESCALA	IMPORTANCIA
1	Muy poco importante
2	Poco importante
3	Moderada
4	Importante
5	Muy importante

Fuente: elaboración propia

Después de la ponderación de los criterios se establece una evaluación de cuanto satisface la alternativa cada criterio evaluado empleando una calificación de 1 a 7 tal y como se muestra en la tabla 9.

Tabla 9. Valores de satisfacción de las alternativas

ESCALA	IMPORTANCIA
1	Extra bajo
2	Muy bajo
3	Bajo
4	Medio
5	Alto
6	Muy alto
7	Extra alto

Fuente: elaboración propia

Tabla 10. Modelo matriz de ponderación

Criterio	Ponderación	Alternativa #1		Alternativa #2		Alternativa #3	
		Escala	W*Rij	Escala	W*Rij	Escala	W*Rij
Criterio 1	W	Rij	W*Rij	Rij	W*Rij	Rij	W*Rij
Criterio 2	W	Rij	W*Rij	Rij	W*Rij	Rij	W*Rij
Criterio n	W	Rij	W*Rij	Rij	W*Rij	Rij	W*Rij
Total		A		B		C	

Fuente: elaboración propia

En la tabla 10 se muestra la forma de obtener los resultados del método Scoring.

2.6.1 Criterios de evaluación

- Adaptación: posibilidad de trabajar con plantas de diferentes alturas. Es un criterio que permite hacer el dimensionamiento del sistema de desraizado por tal motivo se califica con el nivel de importancia más alto.
- Peso: Se busca que el sistema de desraizado sea liviano para que su movilidad y transporte sea más sencillo. Este criterio tiene una importancia moderada ya que no afecta la funcionalidad del equipo.
- Montaje: El uso de componentes que no involucren un sistema de ensamble complejo permite optimizar los tiempos de instalación y de mantenimiento para el sistema de desraizado. Este criterio es importante ya que facilita el inicio de operaciones del equipo.

- **Simplicidad de uso:** Al tener un sistema sencillo de acople y operación permite que el personal no necesite estar tan capacitado en el manejo de estos implementos. Este criterio tiene una importancia moderada ya que el personal puede ser capacitado para la puesta en marcha del equipo.
- **Operatividad:** Para que funcionen los implementos conectados al equipo de tracción el operario debe contar con aptitudes para el manejo en general del tractor. Este criterio tiene poca importancia debido a que se centra en los mandos y la ejecución de tareas en el tractor más no en los implementos.
- **Continuidad del proceso:** Es la secuencialidad del proceso el cual sirve para obtener una mejor eficiencia en el desraizado. Este criterio es importante ya que optimiza tiempos de funcionamiento.

En la tabla 11, se recopilan las ponderaciones de cada criterio según la información dada de la tabla 8.

Tabla 11. Ponderación criterios de evaluación

Criterios	Ponderación
Adaptación	5
Peso	3
Montaje	4
Simplicidad de uso	3
Operatividad	2
Continuidad	4

Fuente: elaboración propia

2.6.2 Satisfacción de los criterios de evaluación.

2.6.2.1 Alternativa 1 trasplantadora de árboles. En el cuadro 1, se muestran las ventajas y desventajas de la alternativa para su respectiva evaluación según los criterios planteados.

Cuadro 1. Comparación entre las ventajas y desventajas de la alternativa 1

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none">• No deja rastros de planta de coca.• Peso.• Mantenimientos poco frecuentes• Se adapta a cualquier dimensión de la planta	<ul style="list-style-type: none">• Tiempos por ciclo lentos• Posibilidad de fugas de aceite• Dificultad para operar• Pausas repetitivas

Fuente: elaboración propia

2.6.2.2 Alternativa 2 desbrozadora. En el cuadro 2, se muestran las ventajas y desventajas de la alternativa para su respectiva evaluación según los criterios planteados.

Cuadro 2. Comparación entre las ventajas y desventajas de la alternativa 2

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none">• No deja rastros de planta de coca• Peso• Operación sencilla• Mantenimientos sencillos	<ul style="list-style-type: none">• Velocidad del eje principal lenta• Mantenimientos repetitivos• Daños frecuentes en las cuchillas• Cambios frecuentes de piezas• Sistema complejo

Fuente: elaboración propia

2.6.2.3 Alternativa 3 rotovator. En el cuadro 3, se muestran las ventajas y desventajas de la alternativa para su respectiva evaluación según los criterios planteados.

Cuadro 3. Comparación entre las ventajas y desventajas de la alternativa 3

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none">• Velocidades altas• Peso• Mantenimientos sencillos• Operación sencilla	<ul style="list-style-type: none">• Dificultad para operar• Mantenimientos repetitivos.• Es posible que deje rastros de la planta.

Fuente: elaboración propia

Después de ser evaluadas las tres alternativas se procede a llenar la tabla 12 con los valores obtenidos.

Tabla 12. Ponderación satisfacción criterios de evaluación

Criterio	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Adaptación	5	5	4
Peso	3	5	5
Montaje	6	6	6
Simplicidad de uso	5	6	6
Operatividad	4	5	5
Continuidad	2	6	6

Fuente: elaboración propia

2.6.3 Matriz evaluación de alternativas de diseño. Por último se llena la tabla 13 para conocer cuál de las alternativas de diseño se va a realizar el diseño detallado de sus componentes teniendo en cuenta la ecuación 5 y los datos de las tablas 11 y 12.

Tabla 13. Matriz de evaluación

Criterio	Ponderación	Alternativa		Alternativa		Alternativa	
		Escala	1	Escala	#2	Escala	#3
Adaptación	5	5	25	5	25	4	20
Peso	3	3	9	5	15	5	15
Montaje	4	6	24	6	24	6	24
Simplicidad de uso	3	5	15	6	18	6	18
Operatividad	2	4	8	5	10	5	10
Continuidad	4	2	8	6	24	6	24
Total		89		116		111	

Fuente: elaboración propia

Gracias a sus principales cualidades como la velocidad de corte y el fácil mantenimiento, la destrozadora es una gran alternativa. Este implemento cuenta con gran equilibrio en sus propiedades, y lo que principalmente se busca con este proyecto es tener altas eficiencias con costos no muy altos. La trasplantadora de árboles y el rotovator son implementos más complejos, que generan menor velocidad, aunque se garantiza que la planta va a quedar erradicada, sin embargo no es una propiedad muy superior a la de la alternativa seccionada.

3. DISEÑO DETALLADO

La desbrozadora es un implemento de picado de cultivos el cual es posicionado sobre el terreno para limpiar el mismo, gracias al mecanismo giratorio de su eje horizontal provisto de cuchillas.

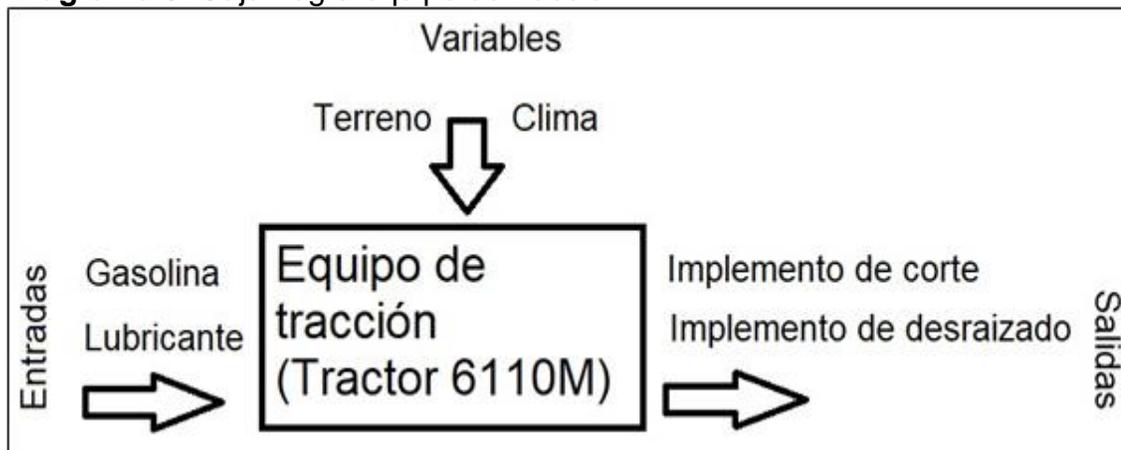
En este implemento se puede encontrar de diversos tamaños y velocidades de salida pero los componentes que se utilizan para el diseño y construcción son los mismos, estos componentes se describen más a fondo en el transcurso de este objetivo.

Conociendo los sistemas que van a ser diseñados se realiza una representación del sistema mecánico de desraizado por medio de diagramas de caja negra y de bloques para dar un concepto general de su funcionamiento y de cómo el equipo de tracción suministra el soporte y la energía a los implementos con el fin de analizar todos los componentes que estén inmersos en el diseño para desraizar los cultivos de planta de coca.

3.1 DIAGRAMA DE CAJA NEGRA

En el diagrama 3, se muestran las entradas y salidas que va tener el tractor para poder suministrar energía y dan soporte los implementos que llevan a cabo las tareas de erradicación.

Diagrama 3. Caja negra equipo de tracción

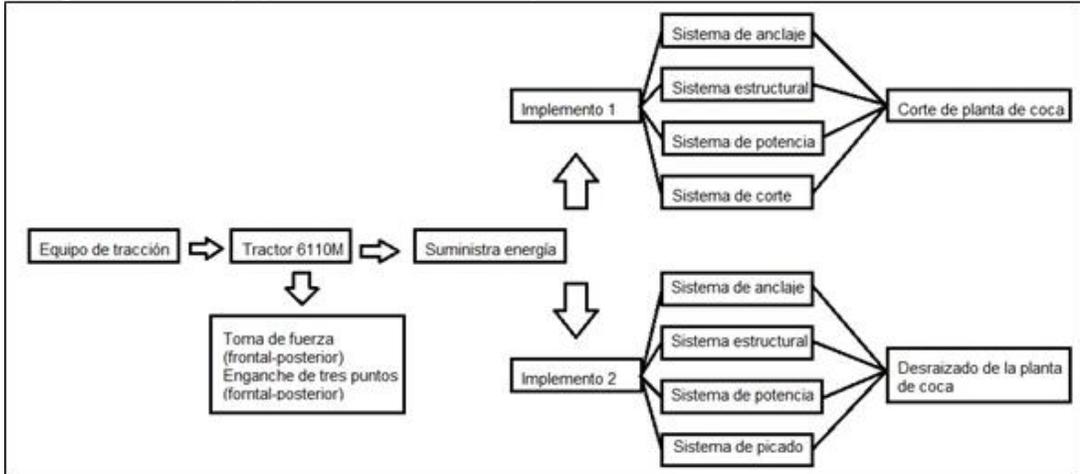


Fuente: elaboración propia

3.2 DIAGRAMA DE BLOQUES

En el diagrama 4, se muestran las sistemas de los dos implementos asimismo la tarea que van a realizar en la erradicación de cultivos de planta de coca.

Diagrama 4. Equipo de tracción e implementos del sistema de desraizado



Fuente: elaboración propia

3.3 UBICACIÓN DE LOS IMPLEMENTOS

En la figura 21, se muestran los implementos a diseñar. El primero ubicado en la parte frontal de color verde realiza el corte de la planta mientras que el segundo ubicado en la parte posterior de color rojo realiza el desraizado y picado de la planta de coca.

Figura 21. Posición de los implementos en el tractor



Fuente: elaboración propia

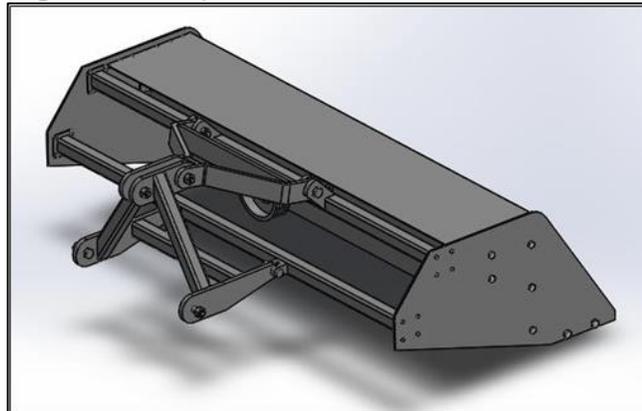
3.4 IMPLEMENTO #1 SEGADORA FRONTAL

El equipo de segado consta de cuatro sistemas:

- Anclaje
- Estructura
- Potencia
- Corte

En la figura 22, se muestra una representación del ensamblaje final del implemento #1.

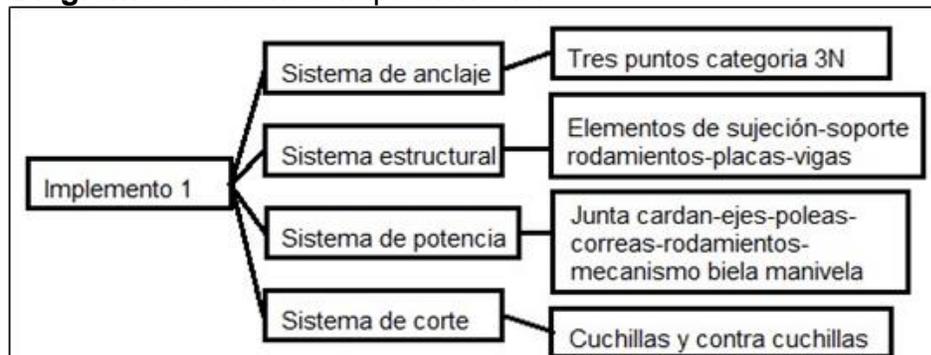
Figura 22. Implemento #1



Fuente: elaboración propia

En el diagrama 5, se describen los componentes de los sistemas del implemento de corte ubicado en la parte frontal.

Diagrama 5. Sistemas implemento #1



Fuente: elaboración propia

En la tabla 14, se muestra las principales características para el corte de la planta de coca. Donde se investigó sobre el consumo de potencia para la segadora de cuchillas oscilatorias en diferentes fabricantes, dando como resultado de esta investigación que las potencias están entre los 15 a las 25 HP.

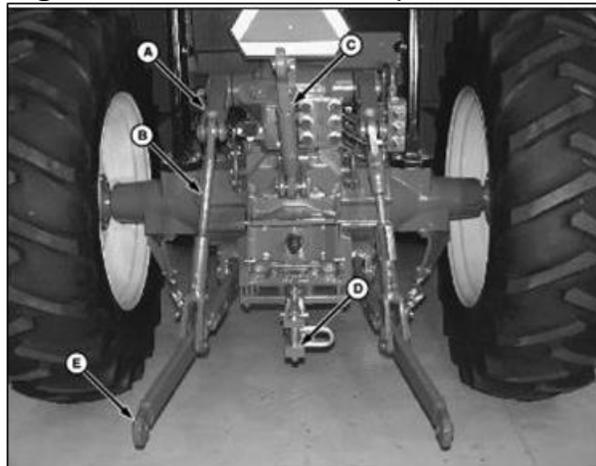
Tabla 14. Características del implemento #1

Ancho (m)	Potencia requerida (HP)	Dientes
2,620	20	Placa superior 24 Placa inferior 26

Fuente: elaboración propia

3.4.1 Sistema de anclaje. El sistema de anclaje, de la figura 23 es un conjunto de elementos por los cuales la estructura principal se soporta firmemente al tractor seleccionado, esto se realiza mediante a la unión universal de 3 puntos.

Figura 23. Sistema de tres puntos tractor



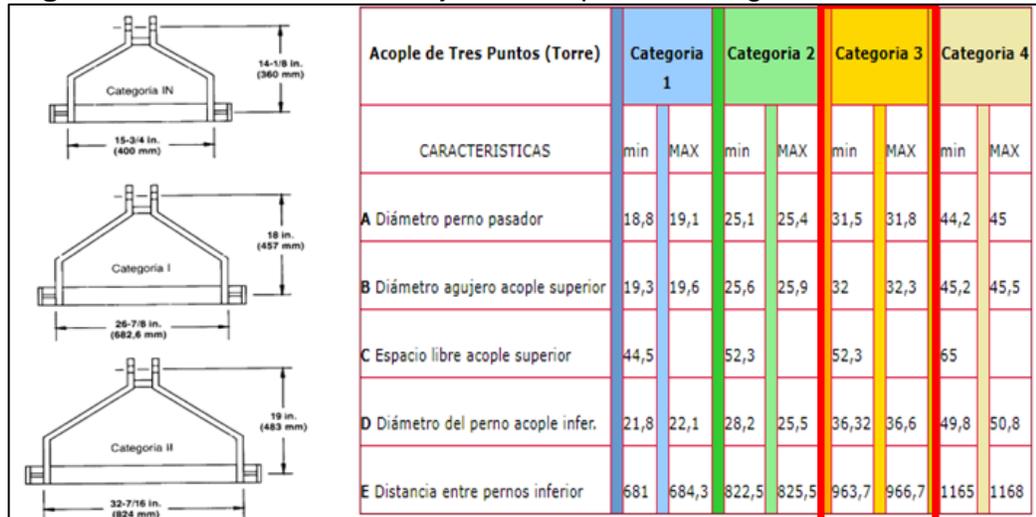
Fuente: JOHN DEERE. Tractor 6110M. [En línea]. Disponible en: http://manuals.deere.com/omview/OMRE225831_63/ [Consultado 4 de Mayo de 2020]

Dónde:

- A = Brazos elevadores
- B = Eslabones elevadores
- C = Brazo central
- D = Barra de tiro
- E = Brazos de tiro

Para el diseño del sistema de anclaje es necesario tener en cuenta las dimensiones brindadas por el catalogo del fabricante, el dimensionamiento del anclaje de tres puntos del tractor se realiza tomando la figura 24 como referencia.

Figura 24. Dimensiones anclaje de tres puntos categoría 3



Fuente: JOHN DEERE. Tractor 6110M. [En línea]. Disponible en: <https://www.deere.com.mx/es/tractores/tractores-medianos/serie-6m/6110m/>. [Consultado 4 de Mayo de 2020]

Teniendo en cuenta la categoría del anclaje de 3 puntos del tractor, se debe hacer todo el dimensionamiento del sistema basado en estas medidas. Los pernos usados también deben ser debidamente seleccionados basados en las normativas, especificadas en la figura 25.

Figura 25. Tamaño de pasadores

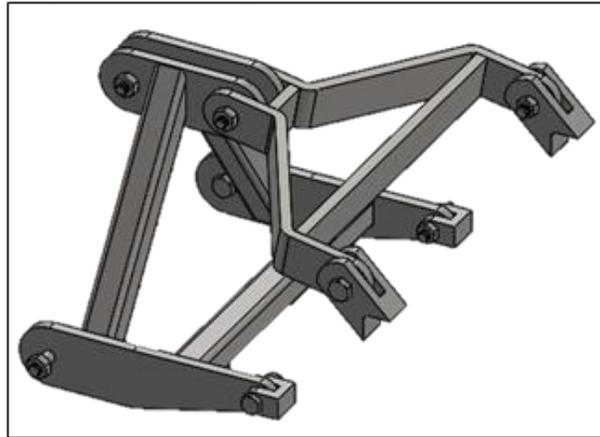
Tamaño de los pasadores	
Descenso	Superior
28 mm (1-1/8 in.)	25.4 mm (1 in.)

Fuente: JOHN DEERE. Tractor 6110M. [En línea]. Disponible en: http://manuals.deere.com/omview/OMRE225831_63/ [Consultado 4 de Mayo de 2020]

Al tener estas dimensiones claras, es importante tener en cuenta donde se va a soportar el sistema a la estructura principal del equipo de desraizado de cultivos de planta de coca. Se decide diseñar un anclaje muy similar en dimensiones, pero con las debidas adaptaciones para que el diseño sea funcional.

El resultado obtenido del sistema de anclaje se muestra en la figura 26.

Figura 26. Anclaje implemento #1



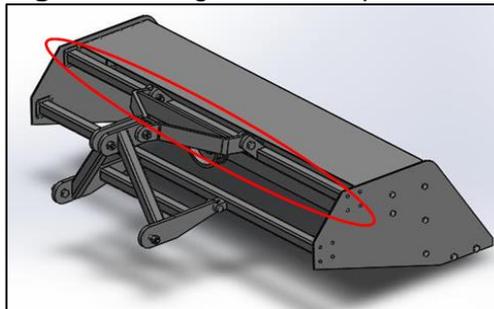
Fuente: elaboración propia

Por último, los soportes deben ir debidamente soldados a las vigas para mantener el conjunto en una estructura sólida.

3.4.2 Sistema estructural. El sistema estructural es la unión de elementos, que se encarga de mantener los elementos de corte y desraizado de cultivos de coca anclados firmemente al tractor.

La viga principal de la estructura está encargada de soportar todo el peso del equipo tal como se muestra en la figura 27, anclándolo por medio de soldadura al sistema de anclaje del tractor.

Figura 27. Viga critica implemento #1



Fuente: elaboración propia

Se hace un análisis estático, teniendo en cuenta las masas que debe soportar la viga especificadas en la tabla 15.

Tabla 15. Cargas muertas de la estructura implemento #1

	Masa (gramos)	Cantidad	Total (gramos)
Placa lateral	52173,14	2	104346,28
Cuchilla superior	259191,92	1	259191,92
Cuchilla inferior	375286,05	1	375286,05
Tapa frontal	65410,97	1	65410,97
Tapa superior	53390,6	1	53390,6
Soporte tapas	983,59	2	1967,18
Placa transversal 1	46963,17	1	46963,17
Placa transversal 2	126458,99	1	126458,99
Base rodamiento conductor	3751,48	2	7502,96
Eje conductor 1	2025,52	1	2025,52
Rodamientos eje 1	190	2	379,806
Buje adaptador conductor	365,69	1	365,69
Polea conductora	5258,01	1	5258,01
Chaveta conductora	26,16	1	26,16
Manivela	595,03	1	595,03
Biela	2287,93	1	2287,93
Base rodamientos conducido	1939,25	1	1939,25
Polea conducida	15066,98	1	15066,98
Buje adaptador conducido	1392,8	1	1392,8
Eje conducido 2	7199,58	1	7199,58
Chaveta conducida 1	84,69	1	84,69
Chaveta conducida 2	19,91	1	19,91
Rodamientos eje 2	384	2	767,742
Viga	33960,73	2	67921,46
Placa vigas	549,5	4	2198
			1148046,678

Fuente: elaboración propia

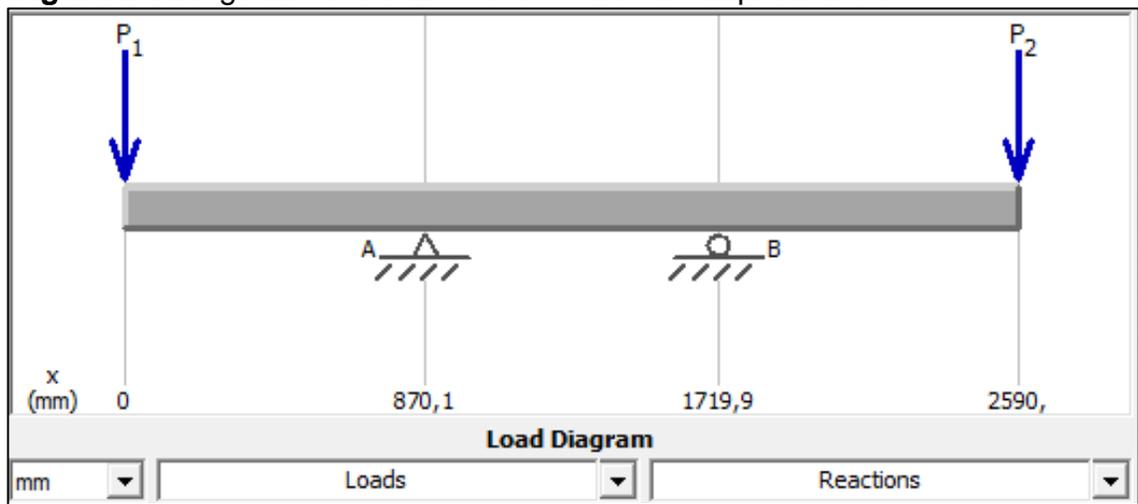
La masa total del sistema es de 1148,05 Kg, equivalentes a 11262.66N de peso. Este peso se va a repartir en partes iguales en sus extremos

La viga 1 está encargada de soportar el peso del sistema. Este está unido al sistema de anclaje por medio de soldadura. Los apoyos que tiene la viga están ubicados en el centro y las cargas en los extremos de la siguiente manera.

3.4.2.1 Análisis estático de las vigas. Para la segadora frontal, los encargados de soportar las cargas son las placas y las vigas. Las vigas del sistema se encuentran con cargas de flexión, ya que el sistema de anclaje está soportando 2 vigas, cada una en 2 puntos diferentes como se muestra en la figura 28.

Las cargas de masa de las vigas se encuentran en los extremos, soportadas por las placas laterales, que se encuentran ancladas a las vigas por medio de tornillos. El sistema de anclaje debe estar centrado, para no generar desbalance en el sistema.

Figura 28. Diagrama de fuerzas de la estructura implemento 1



Fuente: elaboración propia

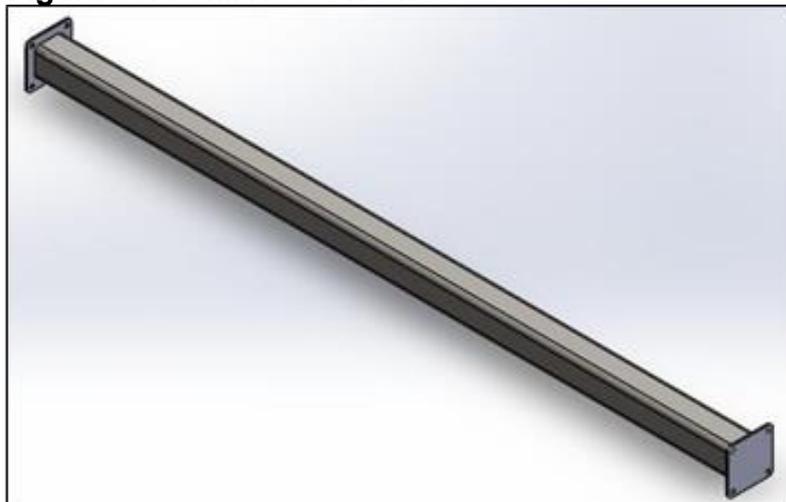
En las figuras 29 y 30, se muestra las características del perfil de la viga y la simulación por medio de software.

Figura 29. Características viga HSS 3 x 3 x ¼

Shape	Design Wall Thickness, <i>t</i>	Nominal Wt.	Area, <i>A</i>	<i>b/t</i>	<i>h/t</i>	<i>I</i>	<i>S</i>	<i>r</i>	<i>Z</i>	Workable Flat	Torsion		Surface Area
											<i>J</i>	<i>C</i>	
	in.										lb/ft	in. ²	
HSS4×4×½	0.465	21.63	6.02	5.60	5.60	11.9	5.97	1.41	7.70	—	21.0	11.2	1.20
×¾	0.349	17.27	4.78	8.46	8.46	10.3	5.13	1.47	6.39	2 ⁵ / ₁₆	17.5	9.14	1.23
× ⁵ / ₁₆	0.291	14.83	4.10	10.7	10.7	9.14	4.57	1.49	5.59	2 ⁵ / ₈	15.3	7.91	1.25
×¼	0.233	12.21	3.37	14.2	14.2	7.80	3.90	1.52	4.69	2 ⁷ / ₈	12.8	6.56	1.27
× ³ / ₁₆	0.174	9.42	2.58	20.0	20.0	6.21	3.10	1.55	3.67	3 ³ / ₁₆	10.0	5.07	1.28
× ¹ / ₈	0.116	6.46	1.77	31.5	31.5	4.40	2.20	1.58	2.56	3 ⁷ / ₁₆	6.91	3.49	1.30
HSS3½×3½×¾	0.349	14.72	4.09	7.03	7.03	6.49	3.71	1.26	4.69	—	11.2	6.77	1.07
× ⁵ / ₁₆	0.291	12.70	3.52	9.03	9.03	5.84	3.34	1.29	4.14	2 ¹ / ₈	9.89	5.90	1.08
×¼	0.233	10.51	2.91	12.0	12.0	5.04	2.88	1.32	3.50	2 ³ / ₈	8.35	4.92	1.10
× ³ / ₁₆	0.174	8.15	2.24	17.1	17.1	4.05	2.31	1.35	2.76	2 ¹¹ / ₁₆	6.56	3.83	1.12
× ¹ / ₈	0.116	5.61	1.54	27.2	27.2	2.90	1.66	1.37	1.93	2 ¹⁵ / ₁₆	4.58	2.65	1.13
HSS3×3×¾	0.349	12.17	3.39	5.60	5.60	3.78	2.52	1.06	3.25	—	6.64	4.74	0.900
× ⁵ / ₁₆	0.291	10.58	2.94	7.31	7.31	3.45	2.30	1.08	2.90	—	5.94	4.18	0.917
×¼	0.233	8.81	2.44	9.88	9.88	3.02	2.01	1.11	2.48	—	5.08	3.52	0.933

Fuente: ASCE (2010), Minimum Design Loads for Buildings and Other Structures, ASCE/SEI 7-10, American Society of Civil Engineers, Reston, VA

Figura 30. Perfil HSS 3 x 3 x ¼

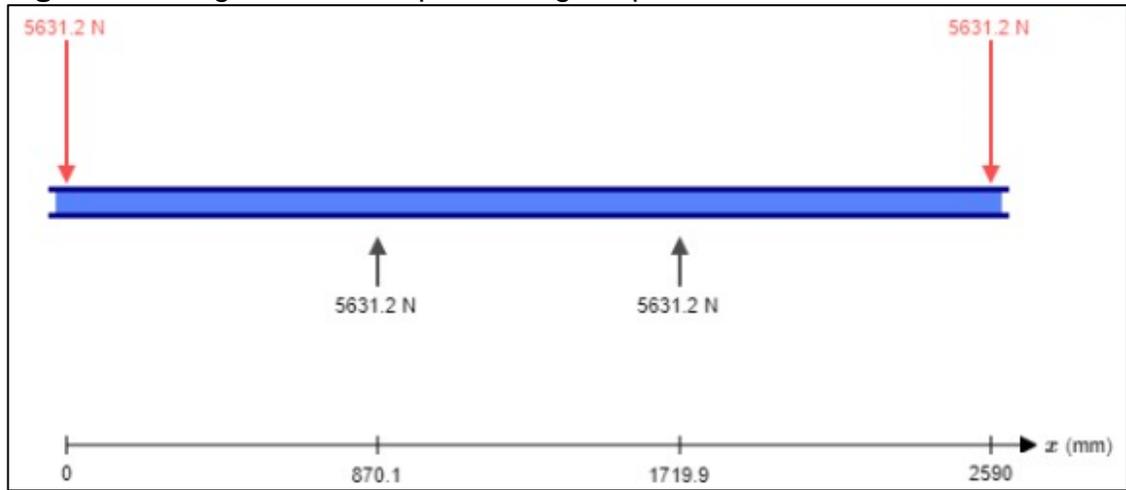


Fuente: elaboración propia

3.4.2.2 Diagrama de cuerpo libre. Según la figura 27, se realiza el análisis para determinar los esfuerzos cortantes y momento flectores que soporta dicha viga.

En la figura 31, se muestra el diagrama de cuerpo libre realizado a la viga crítica.

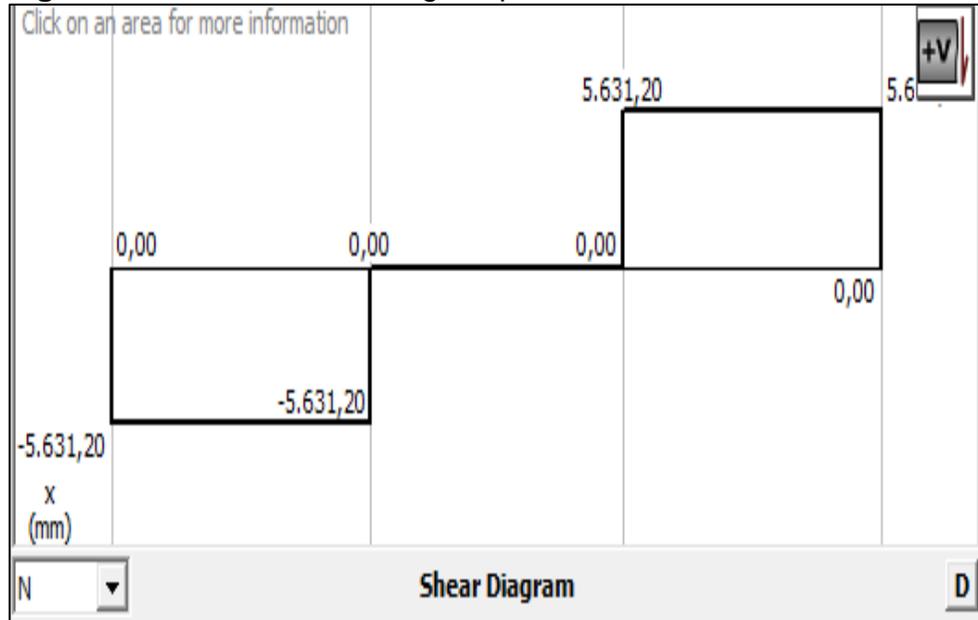
Figura 31. Diagrama de cuerpo libre viga implemento #1



Fuente: elaboración propia

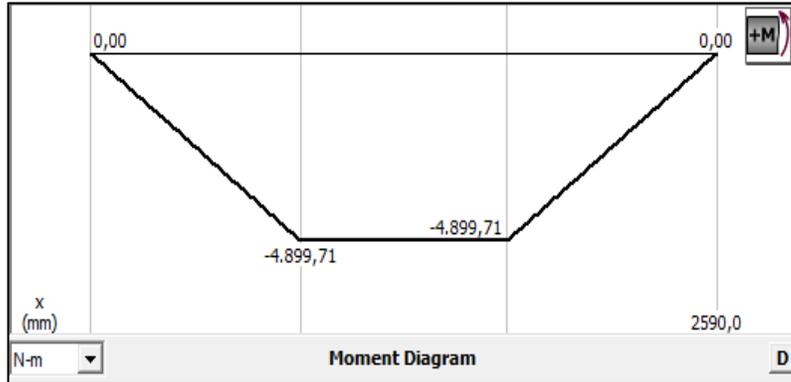
Con las figuras 32 y 33 se determinan las fueras cortantes y momentos flectores respectivamente.

Figura 32. Fuerza cortante viga implemento #1



Fuente: elaboración propia

Figura 33. Momento Flector viga implemento #1



Fuente: elaboración propia

Para determinar si la viga seleccionada cumple con las cargas a las que está sometida se procede a calcular los esfuerzos con las ecuaciones 6 y 7.

Ecuación 6. Esfuerzo normal

$$\sigma = \frac{M}{S}$$

Fuente: FERDNINAND P, Beer E, E. Russell (2007), Mecánica vectorial para ingenieros ESTÁTICA (8 va edición Mc Graw H)

$$\sigma = \frac{4899,69 \text{ Nm}}{3,2938 \times 10^{-5} \text{ m}^3}$$

$$\sigma = 148,75 \text{ MPa}$$

Ecuación 7. Esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{VQ}{Ib}$$

Fuente: FERDNINAND P, Beer E, E. Russell (2007), Mecánica vectorial para ingenieros ESTÁTICA (8 va edición Mc Graw H)

$$\tau = \frac{5631,2 \text{ N} \cdot 2,33 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{1,25 \times 10^{-6} \text{ m}^4 \cdot 12,7 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$\tau = 8,219 \text{ MPa}$$

3.4.3 Sistema de potencia.

3.4.3.1 Junta cardan. Para la debida selección de la junta cardan, se utiliza el catálogo de Aksan Kardan, LTD.

Primero debemos tener en cuenta los siguientes parámetros de entrada, mostrados en la tabla 16.

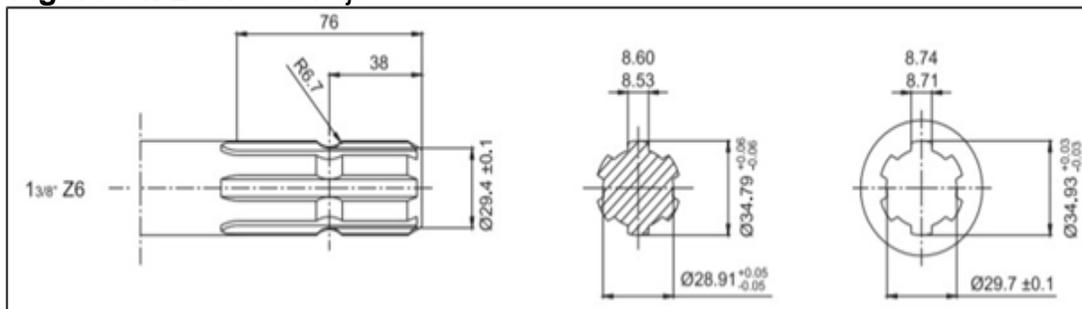
Tabla 16. Parámetros para la selección de la junta cardan implemento #1

Parámetro	Descripción
Número de estrías	6
Diámetro de la TDF	3.5 cm = $1\frac{3}{8}$
Velocidad de giro	1000 rpm
Potencia del implemento	20 HP = 14,914 KW

Fuente: elaboración propia con base en JOHN DEERE. Tractor 6110M. [En línea]. Disponible en: <https://www.deere.com.mx/es/tractores/tractores-medianos/serie-6m/6110m/>. [Consultado 1 de Abril de 2020]

En la figura 34, tenemos las dimensiones de las estrías para hacer la respectiva conexión con la junta cardan.

Figura 34. Estrías del eje



Fuente: AKSAN KARDAN. Catálogo de junta cardan [En línea]. Disponible en: http://eng.aksanshaft.com/uploads/file/katalog_enyeni1.pdf. [Consultado 10 de Mayo de 2020].

Con esta información de la tabla 16 y con los datos suministrados por el fabricante se hace la selección de la respectiva junta cardan. Como se puede ver en las figuras 35 y 36.

Figura 35. Serie 2

540 devir/dak. - rpm				1000 devir/dak. - rpm				MAKSİMUM DİNAMİK TORK	
GÜÇ - POWER		TORK - TORQUE		GÜÇ - POWER		TORK - TORQUE		MAX DYNAMIC TORQUE	
KW	CV-HP-PS	N.m	in.lb	KW	CV-HP-PS	N.m	in.lb	N.m	in.lb
15	21	270	2400	23	31	220	1950	450	4000

Değerler 5° mafsai açısına ve 1000 saat çalışma ömrüne göre dir. / Values related to 5° joint angles, 1000 hours life.

Fuente: AKSAN KARDAN. Catálogo de junta cardan [En línea]. Disponible en: http://eng.aksanshaft.com/uploads/file/katalog_enyeni1.pdf. [Consultado 10 de Mayo de 2020].

Figura 36. Longitud del cardan



Minimum & Maksimum Uzunluk / Lengths

KOD - CODE	046	051	056	061	071	086	101	129	KOD-CODE
L min	460	510	560	610	710	860	1010	1290	mm
	18 7/64	20 5/64	22 3/64	24 1/64	27 61/64	33 55/64	39 49/64	50 51/64	inch
L max	670	750	840	920	1090	1340	1590	2050	mm
	26 3/8	29 17/32	33 5/64	36 7/32	42 29/32	52 3/4	62 19/32	80 45/64	inch

Fuente: AKSAN KARDAN. Catálogo de junta cardan [En línea]. Disponible en: http://eng.aksanshaft.com/uploads/file/katalog_enyeni1.pdf. [Consultado 10 de Mayo de 2020].

La longitud de la junta cardan se determinó con base a la distancia de montaje del implemento al tractor.

3.4.3.2 Transmisión por poleas. Debido al cambio de movimiento generado por la caja de engranajes el cual suministra movimiento al eje de cuchillas, por lo anterior contamos con conjunto de poleas las cuales transmiten el movimiento al eje de cuchillas.

El procedimiento que se sigue para el cálculo de las poleas se realiza con los siguientes datos compilados en la tabla 17:

Tabla 17. Parámetros de entrada poleas implemento #1

Parámetro	Valor
Potencia en motriz	20 HP
Revoluciones que entrega la unidad motriz	1000 rpm
Revoluciones requeridas por la máquina	500 rpm
Tipo de servicio	Intermitente (menos de 12 horas al día)

Fuente: elaboración propia

Con los datos de la tabla 17, se determina la potencia de diseño en la cual nos remitimos a la figura 37. Para conocer el factor de servicio adecuado para la máquina.

Figura 37. Factores de servicio para máquinas y equipos implemento #1

TIPOS DE MÁQUINAS O EQUIPOS	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para líquidos Sopladores y aspiradoras Transportadores de trabajo ligero Ventiladores de hasta 10 caballos de fuerza	1.1	1.2	1.3
Transportadores de banda para arena, grano, etc Bombas rotativas de desplazamiento positivo Máquinas herramientas Maquinaria de lavandería Mezcladores de masa Ejes de línea Generadores Maquinaria de imprenta Taladros-prensas-cortadores Cribas giratorias y vibratorias Ventiladores de mas de 10 caballos de fuerza	1.2	1.3	1.4
Maquinaria para aserrios y trabajos en madera Transportadores (arrastre o tornillo) Compresores de pistón Molinos de martillo Pulverizadores Excitadores Maquinaria textil Bombas de pistón Elevadores cangilones Maquinaria para ladrillos Sopladores de desplazamiento positivo	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias-mandibula-rodillo) Extrusoras-molinos de caucho Molinos de bolas Malacates	1.5	1.6	1.8

Fuente: INTERMEC. Catálogo de poleas en V [En línea]. Disponible en: <https://www.dropbox.com/s/fotv9yfhcki5cg7/manua%20poleas%20en%20v%20intermec.pdf?dl=0>. [Consultado 13 de Mayo de 2020].

Según la figura 37, el factor seleccionado es 1,2, con este factor se determina la potencia de diseño con la ecuación 8.

Ecuación 8. Potencia de diseño

$$Pd = P * fs$$

Fuente: INTERMEC. Catálogo de poleas en V [En línea]. Disponible en: <https://www.dropbox.com/s/fotv9yfhcki5cg7/manua%20poleas%20en%20v%20intermec.pdf?dl=0>. [Consultado 13 de Mayo de 2020].

Dónde:

Pd = Potencia de diseño

P = Potencia de la unidad motriz

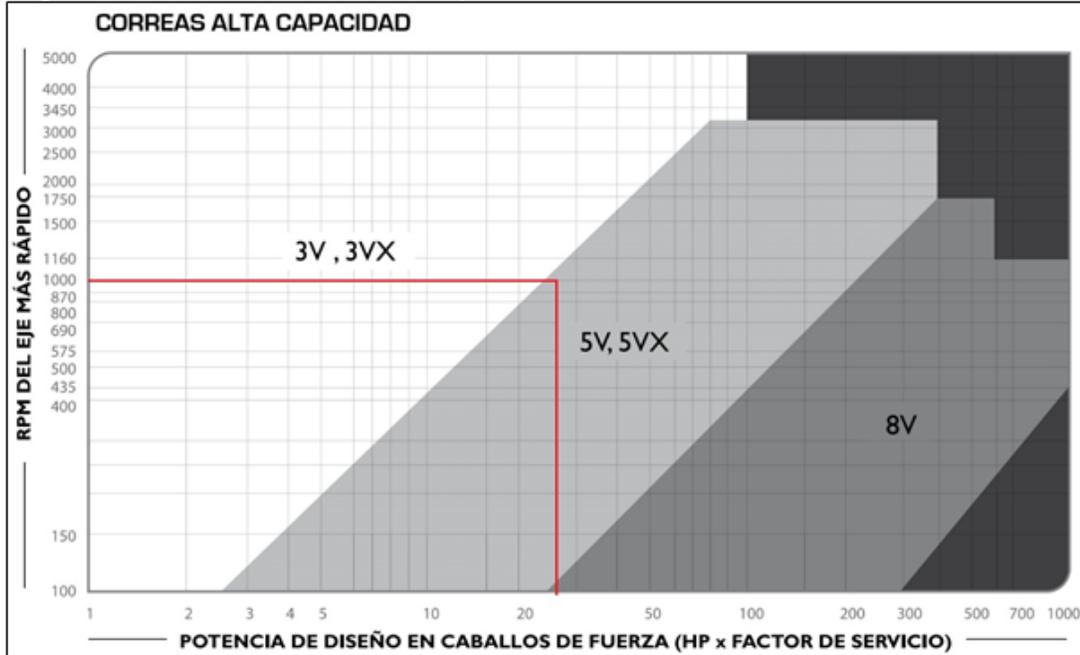
fs = Factor de servicio

$$Pd = 20 \text{ HP} * 1,2$$

$$Pd = 24 \text{ HP}$$

El perfil de la correa se obtiene de la figura 38, donde entrando con los datos de potencia de diseño y las revoluciones del eje más rápido determinan dicho perfil.

Figura 38. Perfil de la correa implemento #1



Fuente: INTERMEC. Catálogo de poleas en V [En línea]. Disponible en: <https://www.dropbox.com/s/fotv9yfhcki5cg7/manua%20poleas%20en%20v%20intermec.pdf?dl=0>. [Consultado 13 de Mayo de 2020].

Al revisar la anterior figura, se obtiene como resultado que el perfil de la correa a utilizar es 5V.

3.4.3.3 Relación de velocidad. Se calcula con la ecuación 9, donde se relaciona las velocidades de entrada y salida de las poleas.

Ecuación 9. Relación de velocidades

$$\frac{RPM \text{ del motor}}{RPM \text{ del implemento}}$$

Fuente: INTERMEC. Catálogo de poleas en V [En línea]. Disponible en: <https://www.dropbox.com/s/fotv9yfhcki5cg7/manua%20poleas%20en%20v%20intermec.pdf?dl=0>. [Consultado 13 de Mayo de 2020].

$$\frac{1000}{500} = 2$$

3.4.3.4 Polea conductora o motriz. Con las revoluciones se selecciona un diámetro en la figura 39, para calcular la capacidad de potencia por canal y con este valor se determina el número de canales necesarias para realizar la transmisión de potencia.

Figura 39. Capacidad de potencia por canal polea implemento #1

CORREAS TIPO		TABLA DE CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN POR CANAL (EN HP)											
5V		Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)											
RPM del Eje más Rápido	Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)												
	110	120	125	130	140	150	160	170	180	190	205	215	
100	0.49	0.57	0.65	0.75	0.84	0.97	1.10	1.23	1.36	1.48	1.64	1.80	
200	0.85	1.00	1.16	1.35	1.54	1.78	2.03	2.27	2.52	2.76	3.06	3.36	
300	1.17	1.40	1.63	1.90	2.17	2.53	2.90	3.25	3.60	3.96	4.40	4.83	
400	1.46	1.76	2.08	2.40	2.77	3.24	3.70	4.17	4.63	5.10	5.67	6.24	
435	1.55	1.88	2.20	2.58	2.97	3.48	3.98	4.48	5.00	5.48	6.10	6.72	
485	1.70	2.04	2.40	2.83	3.25	3.80	4.37	4.93	5.48	6.03	6.70	7.40	
500	1.72	2.10	2.46	2.90	3.33	3.90	4.48	5.06	5.63	6.20	6.90	7.60	
575	1.90	2.33	2.75	3.24	3.74	4.40	5.05	5.70	6.35	7.00	7.80	8.58	
585	1.94	2.36	2.78	3.30	3.80	4.46	5.12	5.78	6.44	7.10	7.90	8.70	
600	1.97	2.40	2.84	3.36	3.87	4.56	5.24	5.90	6.58	7.25	8.08	8.90	
690	2.18	2.67	3.17	3.76	4.34	5.12	5.90	6.66	7.42	8.17	9.12	10.05	
700	2.20	2.70	3.20	3.80	4.40	5.18	5.96	6.74	7.50	8.28	9.23	10.17	
725	2.26	2.78	3.30	3.90	4.52	5.33	6.14	6.94	7.74	8.53	9.50	10.50	
800	2.42	2.98	3.55	4.22	4.90	5.78	6.66	7.54	8.40	9.27	10.34	11.40	
870	2.56	3.17	3.78	4.50	5.23	6.20	7.14	8.08	9.02	9.95	11.10	12.24	
900	2.62	3.25	3.88	4.63	5.37	6.36	7.34	8.30	9.28	10.23	11.42	12.60	
950	2.72	3.38	4.04	4.83	5.61	6.64	7.67	8.70	9.70	10.70	11.95	13.18	
1000	2.80	3.50	4.20	5.02	5.84	6.92	8.00	9.06	10.12	11.17	12.47	13.75	
1100	3.00	3.75	4.50	5.40	6.30	7.46	8.63	9.80	10.94	12.07	13.48	14.87	
1160	3.10	3.90	4.67	5.60	6.55	7.78	9.00	10.20	11.40	12.60	14.07	15.52	

Fuente: INTERMEC. Catálogo de poleas en V [En línea]. Disponible en: <https://www.dropbox.com/s/fotv9yfhcki5cg7/manua%20poleas%20en%20v%20intermec.pdf?dl=0>. [Consultado 13 de Mayo de 2020].

Se selecciona un diámetro exterior 150 mm y una velocidad de 1000, realizando la interpolación obtenemos una potencia por canal de 6,92 HP, con este valor calculamos el número de canales necesarias con la ecuación 10.

Ecuación 10. Número de canales

$$\frac{\text{Potencia de diseño}}{\text{Capacidad de potencia por canal}} = \text{Número de canales}$$

Fuente: INTERMEC. Catálogo de poleas en V [En línea]. Disponible en: <https://www.dropbox.com/s/fotv9yfhcki5cg7/manua%20poleas%20en%20v%20intermec.pdf?dl=0>. [Consultado 13 de Mayo de 2020].

$$\frac{24 \text{ HP}}{6,92 \text{ HP}} = 3,4692 = 4 \text{ Canales}$$

3.4.3.5 Polea conducida. Para conocer el diámetro de la polea conducida se debe multiplicar el diámetro exterior de la polea conductora por la respectiva relación de velocidad con la ecuación 11:

Ecuación 11. Diámetro exterior polea conducida

$$\text{Dim ext polea motriz} * \text{Relación de velocidad} = \text{Dim ext polea conducida}$$

Fuente: INTERMEC. Catálogo de poleas en V [En línea]. Disponible en: <https://www.dropbox.com/s/fotv9yfhcki5cg7/manua%20poleas%20en%20v%20intermec.pdf?dl=0>. [Consultado 13 de Mayo de 2020].

$$150 \text{ mm} * 2 = \text{Dim ext polea conducida}$$

$$\text{Dim ext polea conducida} = 300 \text{ mm}$$

Con todos los datos de diámetro exterior de las poleas motriz y conducida anteriores procedemos a conocer sus dimensiones en la figura 40.

Figura 40. Dimensiones de las poleas implemento #1

4 CANALES									
Ancho (F) = 77.8 mm									
Diámetro Exterior (D)		Referencia Polea	Ref. Buje	Huevo máximo con cuñero estándar (d)		Longitud del Buje en mm (L)	Diámetro del buje en mm (M)	Modelo	Peso sin Buje en Lb
pulg	mm			mm	pulg				
4.4	110	PQ 4-5V110	SD	42.9	1-11/16	46	80	T1	5.0
4.6	120	PQ 4-5V120	SD	42.9	1-11/16	46	80	T1	6.0
4.9	125	PQ 4-5V125	SD	42.9	1-11/16	46	80	T2	7.0
5.2	130	PQ 4-5V130	SD	42.9	1-11/16	46	80	T2	8.0
5.5	140	PQ 4-5V140	SD	42.9	1-11/16	46	80	T2	9.0
5.9	150	PQ 4-5V150	SD	42.9	1-11/16	46	80	T2	10.8
6.3	160	PQ 4-5V160	SK	54.0	2-1/8	50	100	T2	12.0
6.7	170	PQ 4-5V170	SK	54.0	2-1/8	50	100	T2	14.0
7.1	180	PQ 4-5V180	SF	57.1	2-1/4	50	120	T2	15.0
7.5	190	PQ 4-5V190	SF	57.1	2-1/4	50	120	T2	16.0
7.9	200	PQ 4-5V200	E	73.0	2-7/8	67	150	T2	16.8
8.0	205	PQ 4-5V205	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	19.0
8.5	215	PQ 4-5V215	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	23.0
9.0	230	PQ 4-5V230	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	25.0
9.2	235	PQ 4-5V235	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	26.0
9.7	250	PQ 4-5V250	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	28.0
10.3	260	PQ 4-5V260	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	30.0
10.9	275	PQ 4-5V275	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	39.0
11.0	280	PQ 4-5V280	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	39.4
11.3	285	PQ 4-5V285	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	40.0
11.8	300	PQ 4-5V300	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	41.0
12.5	315	PQ 4-5V315	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	43.0
12.6	320	PQ 4-5V320	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	43.3
13.2	335	PQ 4-5V335	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	45.0

Fuente: INTERMEC. Catálogo de poleas en V [En línea]. Disponible en: <https://www.dropbox.com/s/fotv9yfhcki5cg7/manua%20poleas%20en%20v%20intermec.pdf?dl=0>. [Consultado 13 de Mayo de 2020].

3.4.3.6 Distancia entre centros. Teniendo los diámetros exteriores de ambas poleas, para el cálculo de la distancia entre se utiliza la ecuación 12.

Ecuación 12. Distancia entre centros

$$C = (Dim \text{ ext polea conductora} + Dim \text{ ext polea conducida}) * 1,5$$

Fuente: INTERMEC. Catálogo de poleas en V [En línea]. Disponible en: <https://www.dropbox.com/s/fotv9yfhcki5cg7/manua%20poleas%20en%20v%20intermec.pdf?dl=0>. [Consultado 13 de Mayo de 2020].

$$C = (300 \text{ mm} + 150 \text{ mm}) * 1,5$$

$$C = 675 \text{ mm}$$

3.4.3.7 Longitud de la correa. Para el cálculo de la longitud de la correa a utilizar se realiza con la ecuación 13.

Ecuación 13. Longitud de la correa

$$L_p = 2 * C + 1,57 * (D + d) + \frac{(D + d)^2}{4 * C}$$

Fuente: INTERMEC. Catálogo de poleas en V [En línea]. Disponible en: <https://www.dropbox.com/s/fotv9yfhcki5cg7/manua%20poleas%20en%20v%20intermec.pdf?dl=0>. [Consultado 13 de Mayo de 2020].

Dónde:

Lp = Longitud de la correa
 C = Distancia entre centros
 D = Diámetro de la polea mayor
 d = Diámetro de la polea menor

$$L_p = 2 * 675 \text{ mm} + 1,57 * (300 \text{ mm} + 150 \text{ mm}) + \frac{(300 \text{ mm} + 150 \text{ mm})^2}{4 * 675 \text{ mm}}$$

$$L_p = 2131,5 \text{ mm}$$

3.4.3.8 Eje #1 (conexión junta cardán con la polea motriz). Se selecciona un acero AISI 4130 estirado en frío y pulido, el cual es un acero resistente a la torsión y flexión. Además es el más utilizado para la fabricación de ejes.

Resistencia a la tensión (S_u) = 186 Ksi

Esfuerzo de fluencia (S_y) = 173 Ksi

Para determinar la resistencia a la fatiga estimada S'_n , se determina mediante la ecuación 14.

Ecuación 14. Resistencia real a la fatiga

$$S'_n = S_n * C_m * C_{st} * C_r * C_s$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas, P.E. 2. Edición Prentice Hall, México 1992.

Dónde:

S_n = Resistencia a la fatiga

C_m = Factor del material

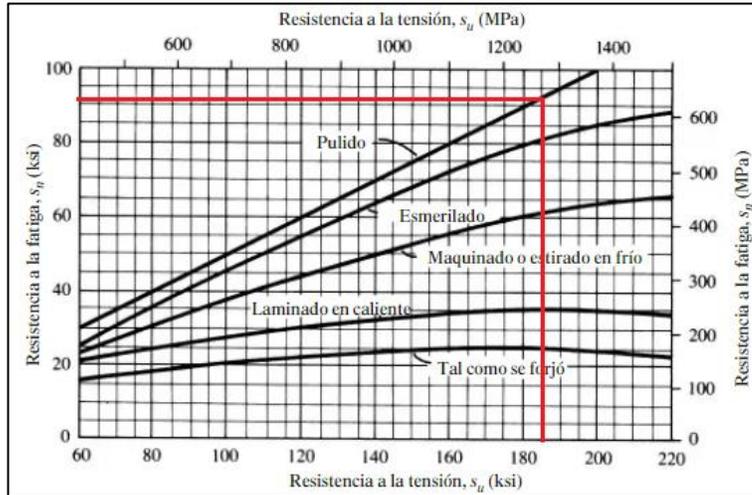
C_{st} = Factor tipo de esfuerzo

C_r = Factor de confiabilidad

C_s = Factor por tamaño

3.4.3.9 Resistencia a la fatiga. Con los valores de resistencia a la tensión, el esfuerzo de fluencia y el acabado del eje se ingresan a la figura 41, donde buscamos hallar el valor de la resistencia a la fatiga:

Figura 41. Resistencia a la fatiga Sn en función de la resistencia a la tensión



Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edicion Prentice Hall, Mexico 1992.

A partir de la figura 41 se obtiene un valor de resistencia de fatiga (S_n) de 92 Ksi.

3.4.3.10 Factor del material. El factor del material se selecciona a partir de la figura 42.

Figura 42. Lista de factor de material C_m según el tipo de material

Acero forjado:	$C_m = 1.00$	Hierro colado maleable:	$C_m = 0.80$
Acero colado:	$C_m = 0.80$	Hierro colado gris:	$C_m = 0.70$
Acero pulverizado:	$C_m = 0.76$	Hierro colado dúctil:	$C_m = 0.66$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edicion Prentice Hall, Mexico 1992.

3.4.3.11 Tipo de esfuerzo. El tipo de esfuerzo al cual está sometido el eje C_{st} , es un esfuerzo combinado donde se presenta flexión y torsión al mismo tiempo, esta característica le corresponde un valor de 0,59.

3.4.3.12 Factor de confiabilidad. Para el factor de confiabilidad C_R se selecciona a partir de la figura 43.

Figura 43. Factor de confiabilidad

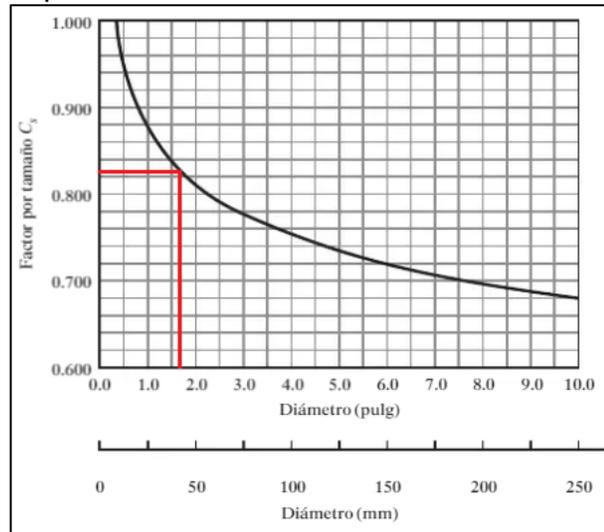
Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edicion Prentice Hall, Mexico 1992.

Se parte de que el eje tiene una confiabilidad del 90% lo cual indica que C_R es igual a 0,9.

3.4.3.13 Factor por tamaño. Para el factor de tamaño se asume un diámetro general para poder calcular a partir de la figura 44.

Figura 44. Factor de tamaño C_s eje #1 implemento #1



Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edicion Prentice Hall, Mexico 1992.

Asumiendo que el diámetro es de 1,6889 in (42,9 mm), comprobando con la imagen el valor resultante es de 0,81 para el factor Cs.

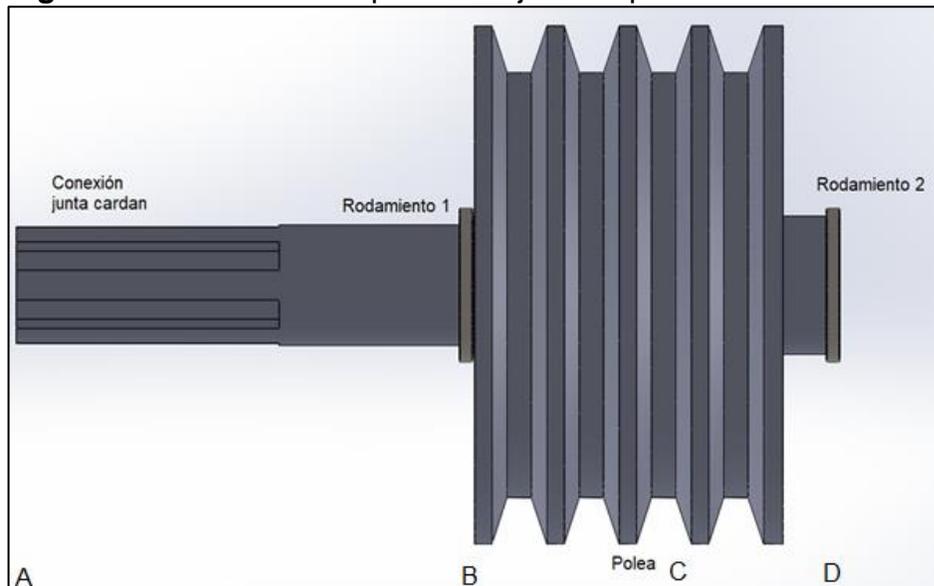
Teniendo todos los valores se procede a calcular $S'n$, dada por la ecuación 14.

$$S'n = 92 \text{ Ksi} * 1 * 0,59 * 0,9 * 0,81$$

$$S'n = 39,5701 \text{ Ksi}$$

3.4.3.14 Fuerzas ejercidas sobre el eje #1. Para este eje se ubican las fuerza derivadas de los elementos de transmisión de potencia como se muestra en la figura 45.

Figura 45. Elementos de potencia eje #1 implemento #1



Fuente: elaboración propia

3.4.3.15 Diagrama de torques. Para determinar el torque aplicado sobre el eje se utiliza la ecuación 15.

Ecuación 15. Torque

$$T = \frac{63000 * P}{n}$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edicion Prentice Hall, Mexico 1992.

Dónde:

T = Torque

P = Potencia del implemento

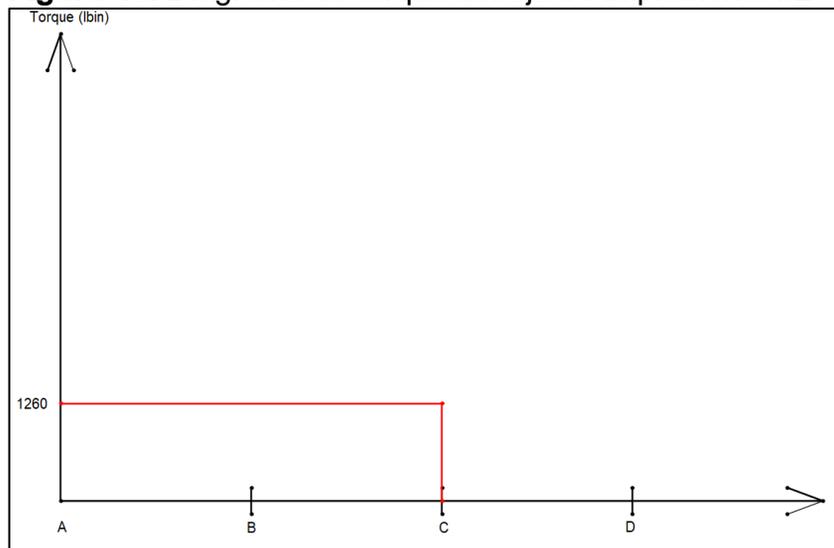
n = Velocidad de giro

$$T = \frac{63000 * 20 \text{ HP}}{1000}$$

$$T = 1260 \text{ lb} * \text{in}$$

Con el torque calculado se realiza el diagrama de torques mostrado en la figura 46, donde están las posiciones de entra y salida determinada por la figura 45.

Figura 46. Diagrama de torque del eje #1 implemento #2



Fuente: elaboración propia

3.4.3.16 Fuerza en la polea. Para el cálculo de las fuerzas ejercidas por la polea se utiliza la ecuación 16.

Ecuación 16. Fuerza impulsora

$$F_p = \frac{T}{\frac{D}{2}}$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edición Prentice Hall, Mexico 1992.

Dónde:

D = Diámetro de la polea montada sobre el eje

$$F_p = \frac{1260 \text{ lb} \cdot \text{in}}{\frac{5,9 \text{ in}}{2}}$$

$$F_p = 427,1186 \text{ lb}$$

La fuerza de flexión se determina con la ecuación 17.

Ecuación 17. Fuerza de flexión sobre el eje

$$F_f = 1,5 * F_p$$

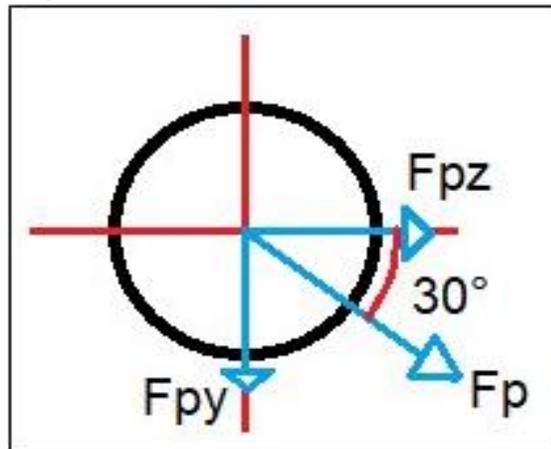
Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edición Prentice Hall, Mexico 1992.

$$F_f = 1,5 * 427,1186 \text{ lb}$$

$$F_f = 640,6779 \text{ lb}$$

En la figura 47, se representa la fuerza de la polea y sus componentes, para luego analizar las reacciones en los apoyos.

Figura 47. Representación de la polea y las fuerzas ejercidas sobre el eje #1 implemento #1



Fuente: elaboración propia

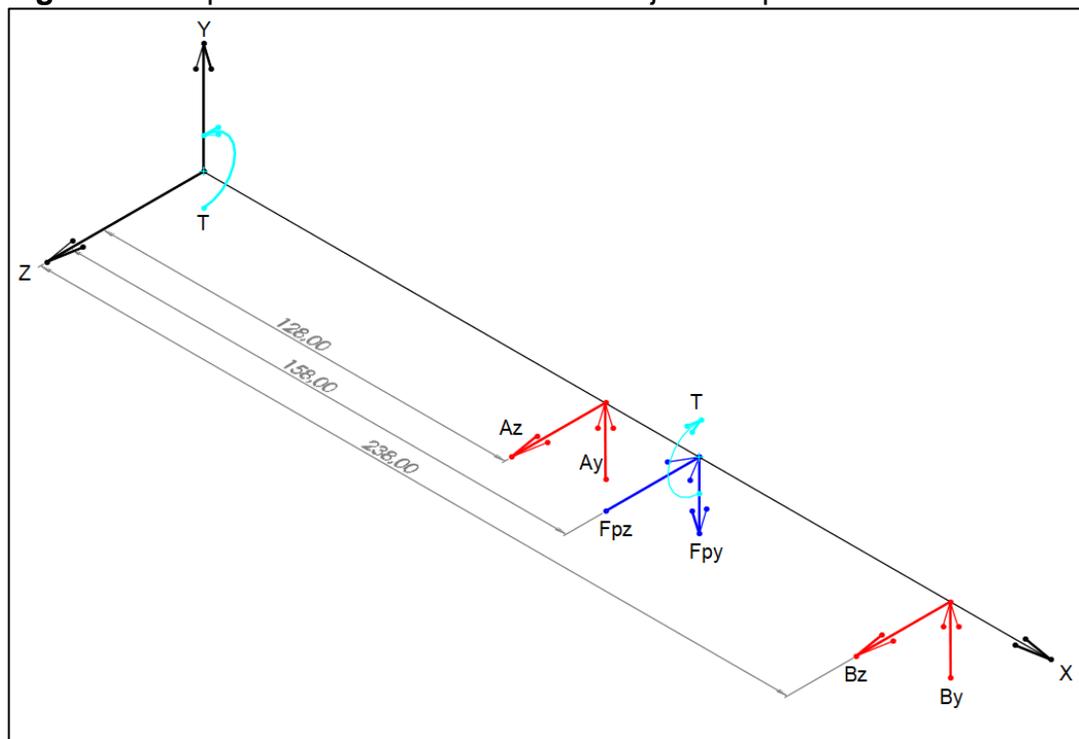
$$F_f = 640,6779 \text{ lb}$$

$$F_{fz} = F_f * \text{Cos}(30^\circ) = 640,6779 \text{ lb} * \text{Cos}(30^\circ) = 554,8433 \text{ lb}$$

$$F_{fy} = F_f * \text{Sin}(30^\circ) = 640,6779 \text{ lb} * \text{Sin}(30^\circ) = 320,3389 \text{ lb}$$

En la figura 48 se reúnen todas las fuerzas aplicadas sobre el eje debido a los elementos de transmisión de potencia.

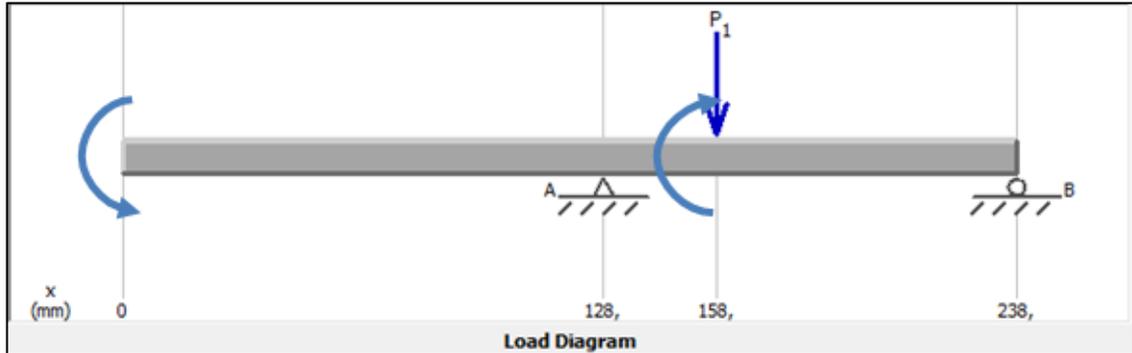
Figura 48. Representación fuerzas sobre el eje #1 implemento #1



Fuente: elaboración propia

Para analizar y calcular los esfuerzos cortantes y momentos flectores sobre el eje 2, se divide el eje por planos en 2D, iniciando con el plano XY de la figura 49 y posteriormente el plano XZ de la figura 50.

Figura 49. Análisis de cargas Eje 1 plano XY implemento #1



Fuente: elaboración propia

La carga P1 corresponde a la carga ejercida por la polea en dirección del eje Y.

$$P1y = 320,3389 \text{ lb}$$

Realizando la sumatoria de momento en el punto B, se obtiene:

$$\sum MB = 0$$

$$\sum MB = P1y * (80 \text{ mm}) + Ay * (110 \text{ mm}) = 0$$

$$\sum MB = 320,3389 \text{ lb} * (80 \text{ mm}) + Ay * (110 \text{ mm}) = 0$$

$$Ay = 232,97 \text{ lb}$$

Realizando la sumatoria de fuerza en Y, se obtiene.

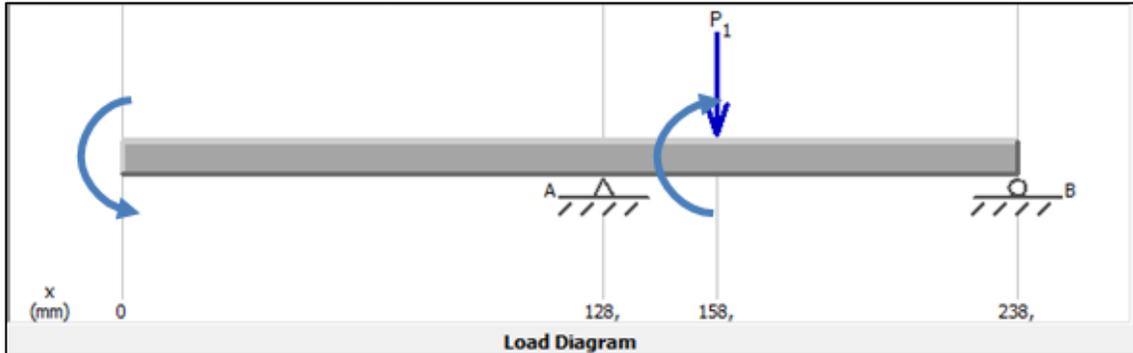
$$\sum F = 0$$

$$\sum F = -P1y + Ay + By = 0$$

$$\sum F = -320,3389 \text{ lb} + 232,97 \text{ lb} + By = 0$$

$$By = 87,37 \text{ lb}$$

Figura 50. Análisis de cargas Eje 1 plano XZ implemento #1



Fuente: elaboración propia

La carga $P1$ corresponde a la carga ejercida por la polea en dirección del eje Y .

$$P1z = 554,8433 \text{ lb}$$

Realizando la sumatoria de momento en el punto B, se obtiene:

$$\sum MB = 0$$

$$\sum MB = P1z * (80 \text{ mm}) + Az * (110 \text{ mm}) = 0$$

$$\sum MB = 554,8433 \text{ lb} * (80 \text{ mm}) + Az * (110 \text{ mm}) = 0$$

$$Az = 403,52 \text{ lb}$$

Realizando la sumatoria de fuerza en Y , se obtiene.

$$\sum F = 0$$

$$\sum F = -P1z + Az + Bz = 0$$

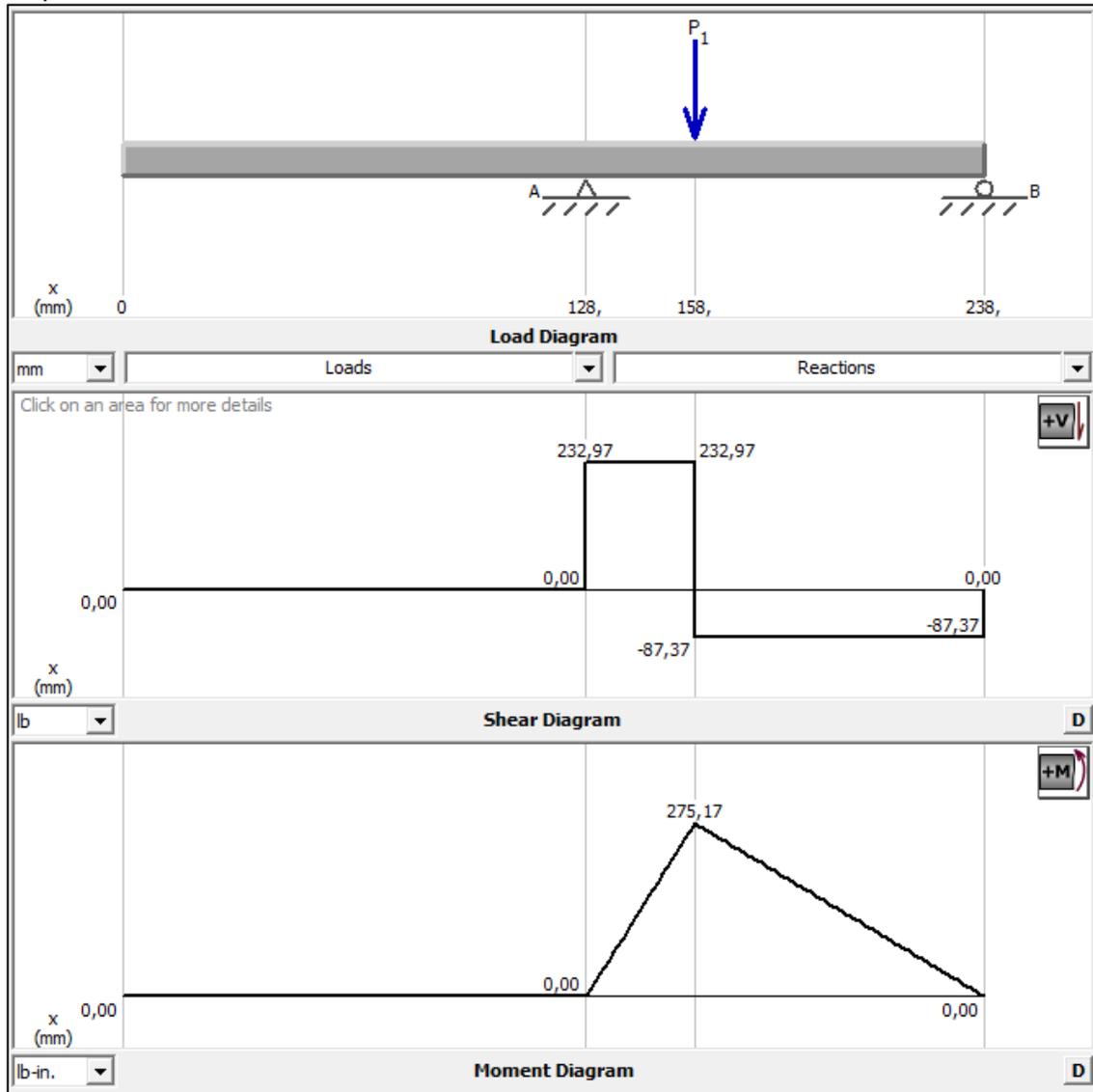
$$\sum F = 554,8433 \text{ lb} + 403,52 \text{ lb} + Bz = 0$$

$$Bz = 151,32 \text{ lb}$$

Una vez terminados los cálculos, se muestran en las figuras 51 y 52 los diagramas de esfuerzos cortantes y momentos flectores de los planos XY y XZ

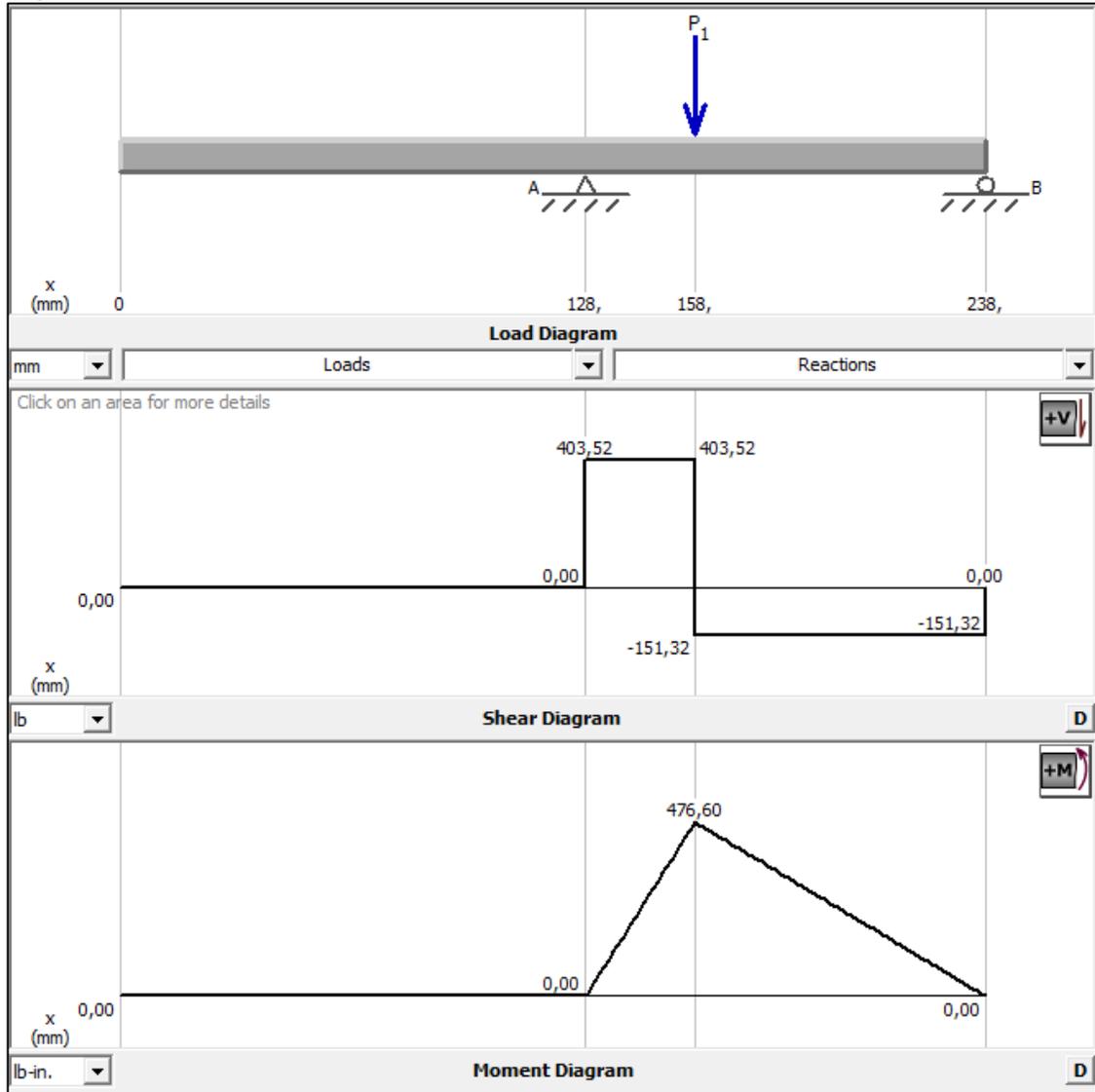
respectivamente, con el fin de obtener los valores máximos y con ellos hallar los diámetros mínimos del eje.

Figura 51. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XY eje #1 implemento #1



Fuente: elaboración propia

Figura 52. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XZ eje #1 implemento #1



Fuente: elaboración propia

3.4.3.17 Sumatoria vectorial de fuerza cortante y momentos flectores eje #1. Para el cálculo de los esfuerzos y momentos máximos se utiliza la ecuación 18 y 19.

Ecuación 18. Esfuerzo cortante máximo

$$V = \sqrt{(V_{xy})^2 + (V_{xz})^2}$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edicion Prentice Hall, Mexico 1992.

Ecuación 19. Momento flector máximo

$$M = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2}$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edicion Prentice Hall, Mexico 1992.

Punto B

$$V = \sqrt{(232,97 \text{ lb})^2 + (403,52 \text{ lb})^2}$$

$$V = 465,91 \text{ lb}$$

Punto C

$$M = \sqrt{(275,17 \text{ lb} * \text{in})^2 + (476,6 \text{ lb} * \text{in})^2}$$

$$M = 550,3327 \text{ lb} * \text{in}$$

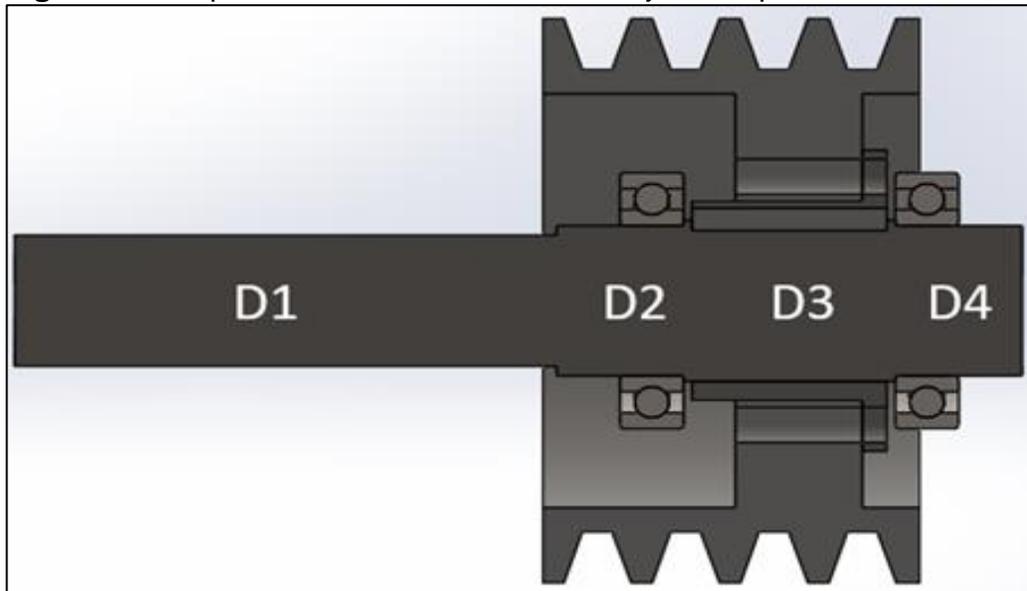
Punto D

$$V = \sqrt{(87,37 \text{ lb})^2 + (151,32 \text{ lb})^2}$$

$$V = 174,732 \text{ lb}$$

3.4.3.18 Cálculo de diámetros mínimos del eje #1 implemento #1.

Figura 53. Disposición de los diámetros del eje #1 implemento #1



Fuente: elaboración propia

Para el cálculo de los diámetros de la figura 53 y la tabla 18 con la ecuación 20.

Ecuación 20. Diámetro mínimo del eje sometido a torque

$$D = \left(\frac{32 * N}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{Kt * M}{S'n} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T}{Sy} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edición Prentice Hall, Mexico 1992.

Dónde:

N: Factor de seguridad

Kt: Concentraciones de esfuerzos de los ejes

M: momento máximo

S'n: Resistencia a la fatiga estimada real

T: Torque

Sy: Esfuerzo de fluencia

Tabla 18. Concentraciones de esfuerzo

Kt	Valor
Cuñero perfil	2
Cuñeros trineo	1,6
Chaflán agudo	2,5
Chaflán bien redondeado	1,5
Anillo de retención	3
Estría o nervadura	1,6

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edición Prentice Hall, Mexico 1992.

El diámetro D1 es la estría del eje, por lo que el factor de concentración de esfuerzos es de 1,6.

$$D1 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{1,6 * 0 \text{ lb} * \text{in}}{39,5701 \text{ Ksi}} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{1260 \text{ lb} * \text{in}}{173 \text{ Ksi}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D1 = 0,5046 \text{ in} = 12,8168 \text{ mm}$$

El diámetro D2, cuenta con chaflanes escalonados agudos, por lo que la concentración de esfuerzos Kt es de 2,5.

$$D2 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2,5 * 0 \text{ lb} * \text{in}}{39,5701 \text{ Ksi}} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{1260 \text{ lb} * \text{in}}{173 \text{ Ksi}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D2 = 0,5046 \text{ in} = 12,8168 \text{ mm}$$

El diámetro D3, lleva un cuñero de perfil, valor de Kt para cuñeros de perfil es de 2,0:

$$D3 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2 * 550,3327 \text{ lb} * \text{in}}{39,5701 \text{ Ksi}} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{1260 \text{ lb} * \text{in}}{173 \text{ Ksi}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D3 = 0,8344 \text{ in} = 21,1937 \text{ mm}$$

El diámetro D4 no cuenta con momentos ni torque por lo que el cálculo se efectúa con la ecuación 21, con un Kt de 2,5 por los chaflanes.

Ecuación 21. Diámetro mínimo del eje con fuerza cortante

$$D = \sqrt{\frac{2,94 * Kt * N * V}{S'n}}$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edicion Prentice Hall, Mexico 1992.

Donde:

Kt = Concentraciones de esfuerzos

V = Fuerza cortante vertical

N = Factor de seguridad

S'n = Resistencia real a la fatiga

$$D4 = \sqrt{\frac{2,94 * 2,5 * 2 * 174,732}{39,5701 \text{ Ksi}}}$$

$$D4 = 0,2548 \text{ in} = 6,4713 \text{ mm}$$

3.4.3.19 Soportes y rodamientos eje #1 implemento #1. Los rodamientos se seleccionan del catálogo de NSK de acuerdo con los diámetros mínimos determinados en el eje.

Para el rodamiento 1 el diámetro interno es de 0,5046 in=12,8168 mm, la carga radial que soporta el rodamiento es de 465,91 lb, las revoluciones del eje son 1000 rpm. Según la figura 54, la duración recomendada es de 6000 horas.

Figura 54. Duración recomendada para rodamientos

Aplicación	Duración de diseño L_{10} , h
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de aviación	1000-4000
Automotores	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, máquinas industriales en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, editores, Marks Standard Handbook for Mechanical Engineers ,9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill, 1986

La capacidad de carga dinámica es calculada con las ecuaciones 21 y 22.

Ecuación 22. Duración de diseño

$$L_d = H * n * 60 \frac{Min}{Hora}$$

Fuente: MOTT,Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edicion Prentice Hall, Mexico 1992.

Dónde:

H = Duración recomendada

n = velocidad de giro

$$L_d = 6000 \text{ horas} * 1000 * 60 \frac{Min}{Hora}$$

$$L_d = 360 * 10^6 \text{ rev}$$

La carga dinámica es:

Ecuación 23. Carga dinámica

$$C = \text{Carga radial} * \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Fuente: MOTT,Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edicion Prentice Hall, Mexico 1992.

$$C = 465,91 \text{ lb} * \left(\frac{360 * 10^6 \text{ rev}}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 3314,3843 \text{ lb} = 14743,1159 \text{ N}$$

La capacidad básica de carga estática (C_{or}), se determina con la siguiente ecuación.

Ecuación 24. Capacidad básica de carga estática

$$C_{or} = 0,5 * C_r$$

Fuente: NTNCORPORATION. Rodamientos de bolas y de rodillos. [En línea]. Disponible en: <https://grupodoyma.com/catalogos-web/NTN-CATALOGO-RODAMIENTOS-BOLAS-RODILLOS.pdf>. [Consultado 20 de Mayo de 2020].

$$C_{or} = 0,5 * 3314,3843 \text{ lb}$$

$$C_{or} = 1657,1921 \text{ lb} = 7371,5577 \text{ N}$$

La carga dinámica calculada es $3314,3843 \text{ lb} = 14743,1159 \text{ N}$, por lo que se selecciona un rodamiento con carga dinámica igual o superior, como se muestra en la figura 55.

Figura 55. Rodamiento 1 de bolas de ranura profunda eje #1 implemento #1

Boundary Dimensions (mm)				Basic Load Ratings (kN)		Limiting Speeds (min ⁻¹)		Bearing Numbers
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i> min.	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	Grease	Oil	
40	68	15	1	17600	11500	6000		6008DDU &

Factor	Mass (kg) approx.
<i>f₀</i>	
15.3	0.19

Fuente: NSK, Rodamiento de bolas de ranura profunda una sola hilera. [En línea]. Disponible en: https://www.jp.nsk.com/app02/NSKOnlineCatalog/en/bearing/detail.jsp?Prod_Type1=DGBB&Prod_Type2=DGBB_SR&Prod_Type3=DGBB_SR_OT&yobi=6008#. [Consultado 20 de Mayo de 2020].

Para el rodamiento 2 el diámetro interno es de 0,2548 in = 6,4713 mm, la carga radial que soporta el rodamiento es 174,732 lb, las revoluciones del eje son 1000 rpm y la duración recomendada es de 6000 horas, según la figura 54.

La capacidad de carga dinámica es calcula así, mediante las ecuaciones 21 y 22:

$$L_d = 6000 \text{ horas} * 1000 * 60 \frac{\text{Min}}{\text{Hora}}$$

$$L_d = 360 * 10^6 \text{ rev}$$

$$C = 174,732 \text{ lb} * \left(\frac{360 * 10^6 \text{ rev}}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 1243,0061 \text{ lb} = 5529,1666 \text{ N}$$

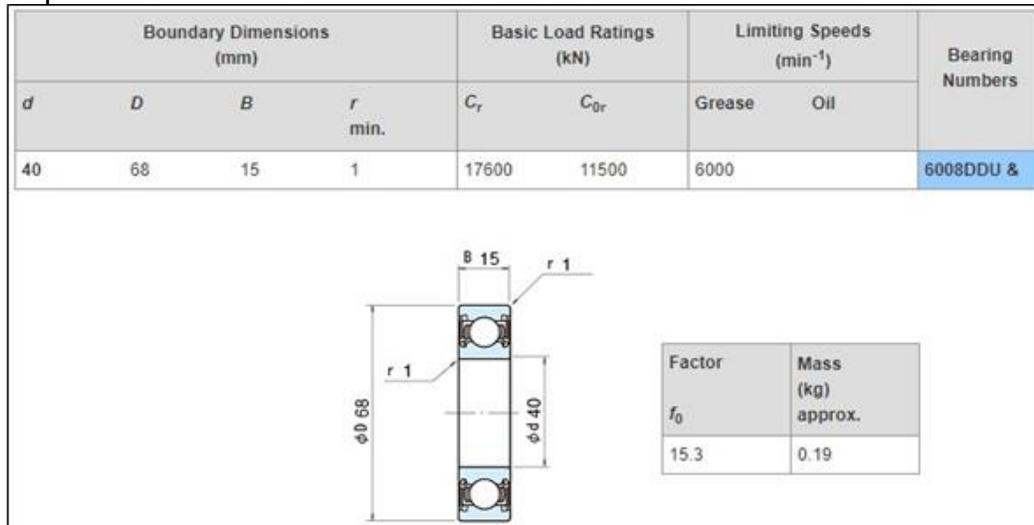
La capacidad de carga estática se calcula con la ecuación 23.

$$C_{or} = 0,5 * 1243,0061 \text{ lb}$$

$$C_{or} = 621,5030 \text{ lb} = 2764,5830 \text{ N}$$

La carga dinámica calculada es 1243,0061 lb = 5529,1666 N, por lo que se selecciona un rodamiento con carga dinámica igual o superior, como se muestra en la figura 56.

Figura 56. Rodamiento 2 de bolas de ranura profunda eje #1 implemento #1



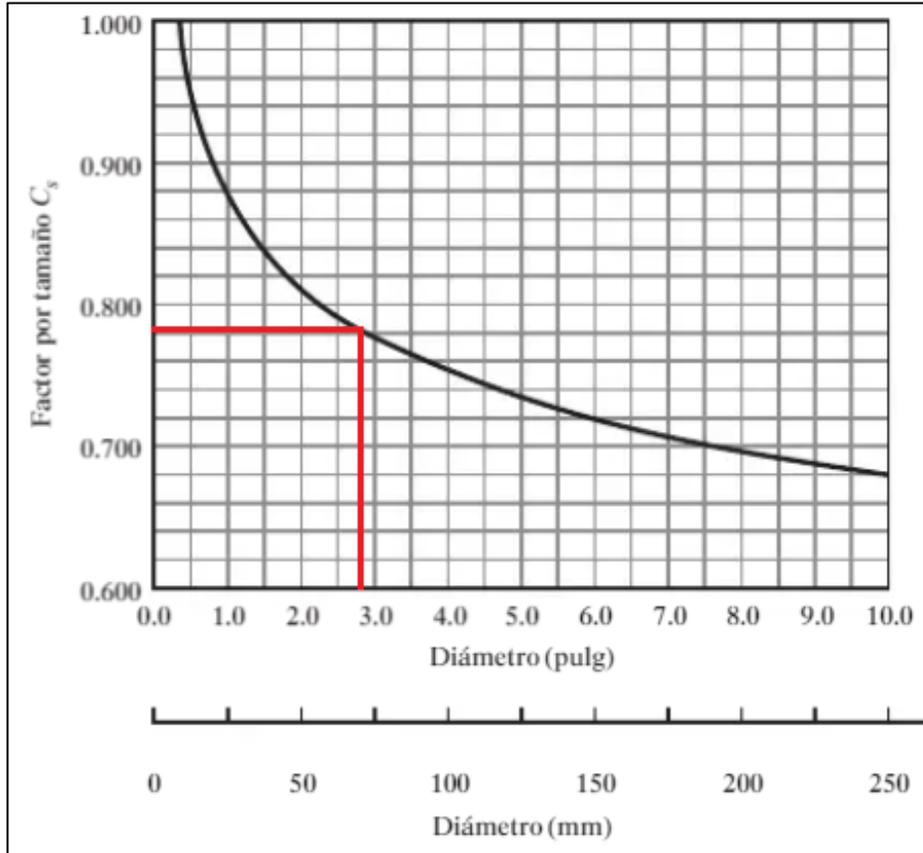
Fuente: NSK, Rodamiento de bolas de ranura profunda una sola hilera. [En línea]. Disponible en: https://www.jp.nsk.com/app02/NSKOnlineCatalog/en/bearing/detail.jsp?Prod_Type1=DGBB&Prod_Type2=DGBB_SR&Prod_Type3=DGBB_SR_OT&yobi=6008#. [Consultado 20 de Mayo de 2020].

3.4.3.20 Eje #2 (conexión polea conducida con mecanismo biela manivela). Se selecciona un acero AISI 4130 estirado en frío y pulido, el cual es un acero resistente a la torsión y flexión. Además, es el más utilizado para la fabricación de ejes.

Resistencia a la tensión (*S_u*) = 186 Ksi

Esfuerzo de fluencia (*S_y*) = 173 Ksi

Figura 57. Factor de tamaño C_s eje 2 implemento #1



Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edición Prentice Hall, Mexico 1992.

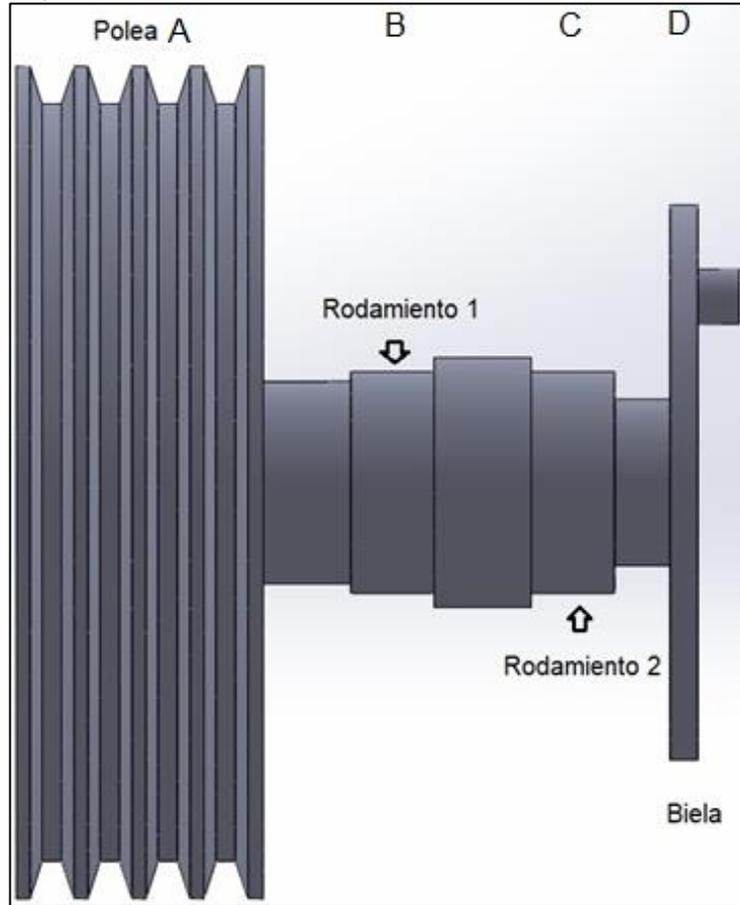
Utilizando las figuras 41, 42, 43 y 57, teniendo en cuenta que el tipo de esfuerzo combinado $C_{st} = 0,59$, se calcula la resistencia real a la fatiga con la ecuación 14.

$$S'n = 92 \text{ Ksi} * 1 * 0,59 * 0,9 * 0,76$$

$$S'n = 37,1275 \text{ Ksi}$$

3.4.3.21 Fuerzas ejercidas sobre el eje #2. Para este eje se ubican las fuerzas derivadas de los elementos de transmisión de potencia como se muestra en la figura 58.

Figura 58. Elementos de potencia eje #2 implemento #1



Fuente: elaboración propia

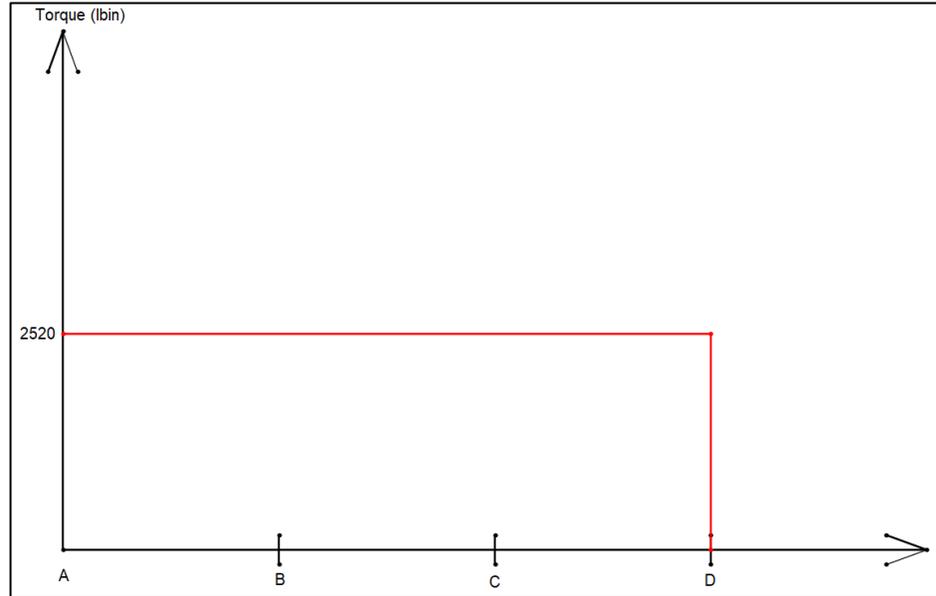
3.4.3.22 Diagrama de torques. Para determinar el torque aplicado sobre el eje se utiliza la ecuación 15.

$$T = \frac{63000 * 20 \text{ HP}}{500}$$

$$T = 2520 \text{ lb} * \text{in}$$

Con el torque calculado se realiza el diagrama de torques mostrado en la figura 59, donde están las posiciones de entra y salida determinada por la figura 58.

Figura 59. Diagrama de torque del eje #2 implemento #1



Fuente: elaboración propia

3.4.3.23 Fuerza de la biela. Usando la ecuación 25, se puede determinar la fuerza resultante de un torque aplicado.

Ecuación 25. Relación de la fuerza y el torque

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

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edición Prentice Hall, Mexico 1992.

Dónde:

F = Fuerza

T = Torque

D = Distancia

$$F = \frac{2520 \text{ lb} * \text{in}}{3,1496 \text{ in}}$$

$$F = 800,1016 \text{ lb}$$

3.4.3.24 Fuerza en la polea. El cálculo para las fuerzas ejercidas por la polea se realiza mediante a ecuación 16:

$$F_p = \frac{2520 \text{ lb} * \text{in}}{\frac{11,8 \text{ in}}{2}}$$

$$F_p = 427,1186 \text{ lb}$$

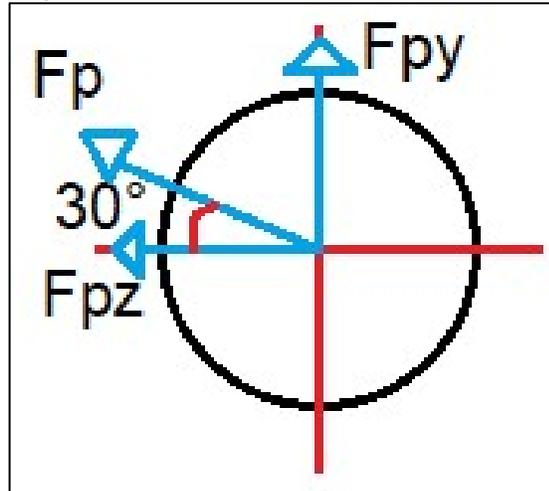
La fuerza de flexión sobre el eje es calculada mediante la ecuación 17

$$F_f = 1,5 * 427,1186 \text{ lb}$$

$$F_f = 640,6779 \text{ lb}$$

En la figura 60, se representa la fuerza de la polea y sus componentes, para luego analizar las reacciones en los apoyos.

Figura 60. Representación de la polea y las fuerzas ejercidas sobre el eje #2 implemento #1



Fuente: elaboración propia

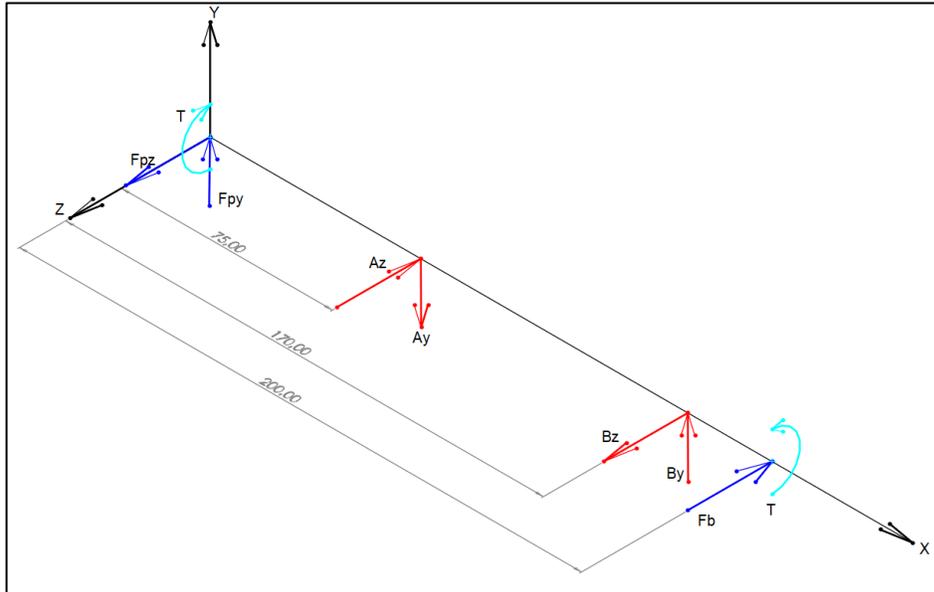
$$F_f = 640,6779 \text{ lb}$$

$$F_{fz} = F_f * \text{Cos}(30^\circ) = 640,6779 \text{ lb} * \text{Cos}(30^\circ) = 554,8433 \text{ lb}$$

$$F_{fy} = F_f * \text{Sin}(30^\circ) = 640,6779 \text{ lb} * \text{Sin}(30^\circ) = 320,3389 \text{ lb}$$

En la figura 61 se reúnen todas las fuerzas aplicadas sobre el eje debido a los elementos de transmisión de potencia.

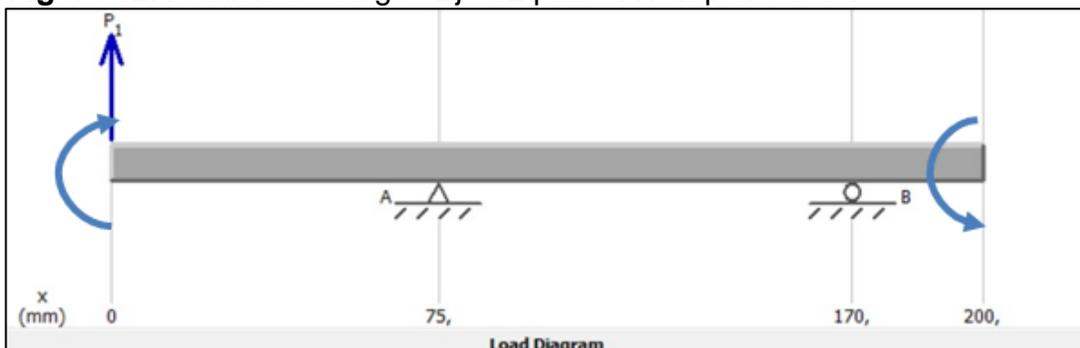
Figura 61. Representación fuerzas sobre el eje #2 implemento #1



Fuente: elaboración propia

Para analizar y calcular los esfuerzos cortantes y momentos flectores sobre el eje 2, se divide el eje por planos en 2D, iniciando con el plano XY mostrado en la figura 62 y posteriormente el plano XZ en la figura 63.

Figura 62. Análisis de cargas Eje #2 plano XY implemento 1



Fuente: elaboración propia

La carga P1 corresponde a la carga ejercida por la polea en dirección del eje Y.

$$P_{1y} = 320,3389 \text{ lb}$$

Realizando la sumatoria de momento en el punto B, se obtiene:

$$\sum MB = 0$$

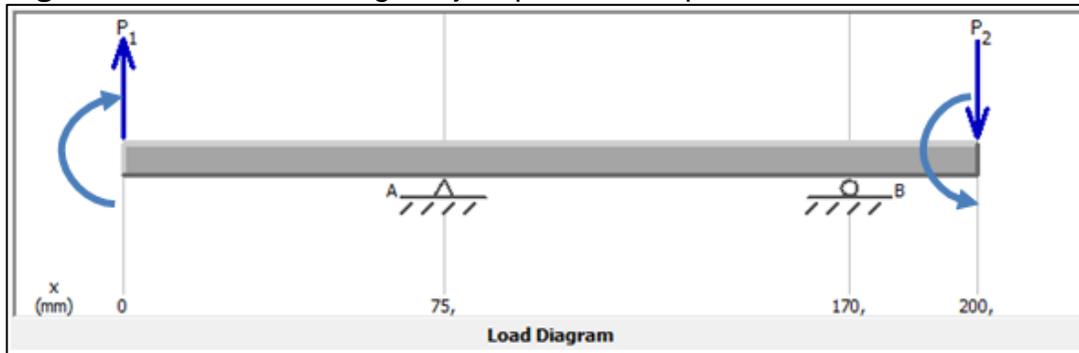
$$A_y = 573,2380 \text{ lb}$$

Realizando la sumatoria de fuerza en Y, se obtiene.

$$\sum F = 0$$

$$B_y = 252,90 \text{ lb}$$

Figura 63. Análisis de cargas Eje 2 plano XZ implemento #1



Fuente: elaboración propia

La carga P1 corresponde a la carga ejercida por la polea en dirección del eje Y.

$$P1_z = 554,8433 \text{ lb}$$

$$P2_z = 800,1016 \text{ lb}$$

Realizando la sumatoria de momento en el punto B, se obtiene:

$$\sum M_B = 0$$

$$A_z = 1245,54 \text{ lb}$$

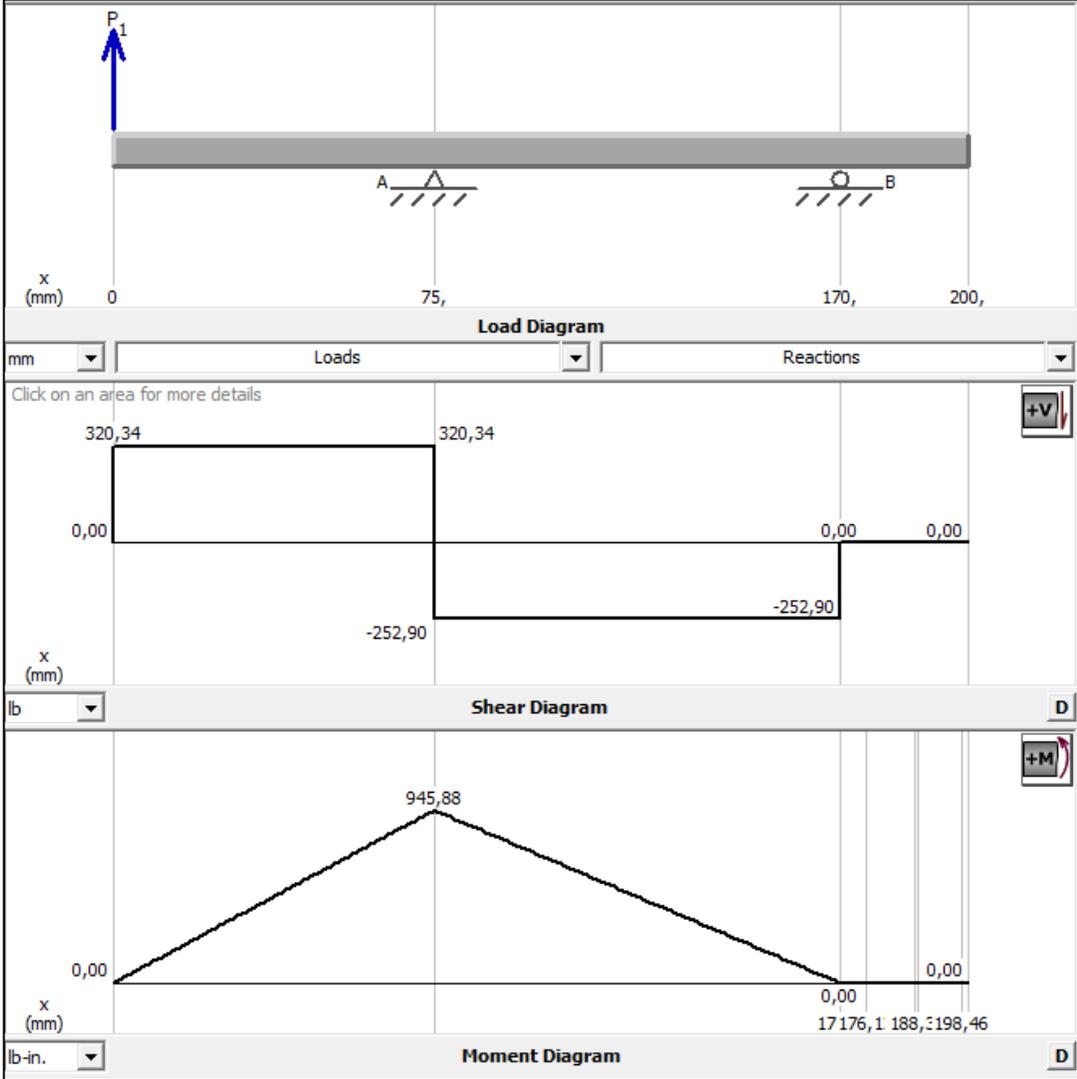
Realizando la sumatoria de fuerza en Y, se obtiene.

$$\sum F = 0$$

$$B_z = 1490,80 \text{ lb}$$

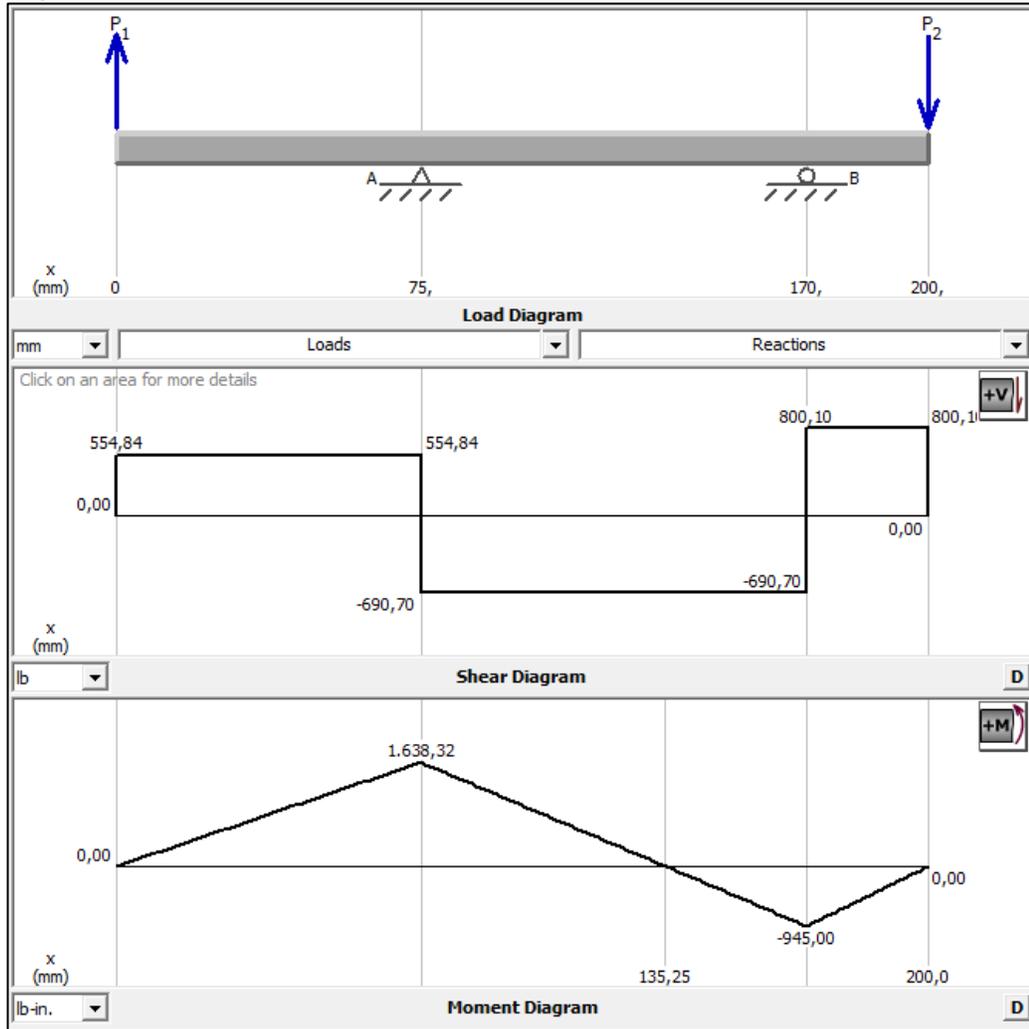
Una vez terminados los cálculos, se muestran en las figuras 64 y 65 los diagramas de esfuerzos cortantes y momentos flectores de los planos XY y XZ respectivamente, con el fin de obtener los valores máximos y con ellos hallar los diámetros mínimos del eje.

Figura 64. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XY eje #2 implemento #1



Fuente: elaboración propia

Figura 65. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XZ eje #1 implemento #1



Fuente: elaboración propia

3.4.3.25 Sumatoria vectorial de fuerza cortante y momentos flectores eje #2. Para el cálculo de los esfuerzos y momentos máximos se utiliza la ecuación 18 y 19.

Punto B

$$V = \sqrt{(320,34 \text{ lb})^2 + (690,70 \text{ lb})^2}$$

$$V = 761,3699 \text{ lb}$$

$$M = \sqrt{(945,88 \text{ lb} * \text{in})^2 + (1638,32 \text{ lb} * \text{in})^2}$$

Punto C

$$M = 1891,76 \text{ lb} * \text{in}$$

$$V = \sqrt{(800,1 \text{ lb})^2 + (252,9 \text{ lb})^2}$$

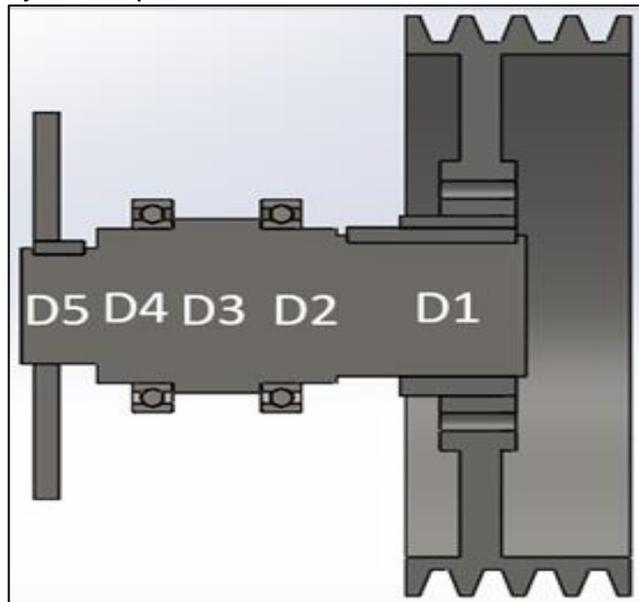
$$V = 839,11 \text{ lb}$$

$$M = \sqrt{(945 \text{ lb} * \text{in})^2 + (0 \text{ lb} * \text{in})^2}$$

$$M = 945 \text{ lb} * \text{in}$$

3.4.3.26 Cálculo de diámetros mínimos del eje #2. Para el cálculo de los diámetros de la figura 66 se utiliza la ecuación 20 y la información de la tabla 18.

Figura 66. Disposición de los diámetros del eje #2 implemento #1



Fuente: elaboración propia

El diámetro D1 lleva un cuñero de perfil, valor de K_t para cuñeros de perfil es de 2,0.

$$D1 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2 * 0 \text{ lb} * \text{ in}}{37,1275 \text{ Ksi}} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{2520 \text{ lb} * \text{ in}}{173 \text{ Ksi}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D1 = 0,6357 \text{ in} = 16,1468 \text{ mm}$$

El diámetro D2, cuenta con chaflanes escalonados agudos, por lo que la concentración de esfuerzos Kt es de 2,5

$$D2 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2,5 * 1891,76 \text{ lb} * \text{ in}}{37,1275 \text{ Ksi}} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{2520 \text{ lb} * \text{ in}}{173 \text{ Ksi}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D2 = 1,3764 \text{ in} = 34,9605 \text{ mm}$$

El diámetro D4, cuenta con chaflanes escalonados agudos, por lo que la concentración de esfuerzos Kt es de 2,5

$$D4 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2,5 * 945 \text{ lb} * \text{ in}}{37,1275 \text{ Ksi}} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{2520 \text{ lb} * \text{ in}}{173 \text{ Ksi}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D4 = 1,0973 \text{ in} = 27,8714 \text{ mm}$$

El diámetro D5 lleva un cuñero de perfil, valor de Kt para cuñeros de perfil es de 2,0.

$$D5 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2 * 0 \text{ lb} * \text{ in}}{37,1275 \text{ Ksi}} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{2520 \text{ lb} * \text{ in}}{173 \text{ Ksi}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D5 = 0,6357 \text{ in} = 16,1468 \text{ mm}$$

El diámetro D3, se determina por recomendación del fabricante de rodamientos en la figura 67.

Figura 67. Altura mínima de escalonamiento en rodamientos.

Nominal Chamfer Dimensions	Shaft or Housing		
	Fillet Radius	Minimum Shoulder Heights h (min.)	
		r_a (max.)	Deep Groove Ball Bearings, Self-Aligning Ball Bearings, Cylindrical Roller Bearings, Solid Needle Roller Bearings
0.05 0.08 0.1	0.05 0.08 0.1	0.2 0.3 0.4	— — —
0.15 0.2 0.3	0.15 0.2 0.3	0.6 0.8 1	— — 1.25
0.6 1 1.1	0.6 1 1	2 2.5 3.25	2.5 3 3.5
1.5 2 2.1	1.5 2 2	4 4.5 5.5	4.5 5 6
2.5 3 4	2 2.5 3	— 6.5 8	6 7 9
5 6 7.5	4 5 6	10 13 16	11 14 18
9.5 12 15 19	8 10 12 15	20 24 29 38	22 27 32 42

Fuente: NSK, Rodamiento de bolas de ranura profunda una sola hilera. [En línea] Disponible en: <http://www.nsk.com/common/data/ctrGPdf/e1102m.pdf>. [Consultado 20 de Mayo de 2020].

3.4.3.27 Soportes y rodamientos eje #2 implemento #1. Los rodamientos se seleccionan del catálogo de NSK de acuerdo con los diámetros mínimos determinados en el eje.

Para el rodamiento 1 el diámetro interno es de 1,3764 in = 34,9605, la carga radial que soporta el rodamiento es de 761,3699 lb, las revoluciones del eje son 500 rpm. Según la figura 54, la duración recomendada es de 6000 horas. La capacidad de carga dinámica es calculada con las ecuaciones 21 y 22.

$$L_d = 6000 \text{ horas} * 500 * 60 \frac{\text{Min}}{\text{Hora}}$$

$$Ld = 180 * 10^6 \text{ rev}$$

La carga dinámica es:

$$C = 761,3699 \text{ lb} * \left(\frac{180 * 10^6 \text{ rev}}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 4298,8590 \text{ lb} = 19122,2775 \text{ N}$$

La capacidad básica de carga estática (C_{or}), se determina con la ecuación 23.

$$C_{or} = 0,5 * 4298,8590 \text{ lb}$$

$$C_{or} = 2149,4295 \text{ lb} = 9561,1387 \text{ N}$$

La carga dinámica calculada es 4298,8590 lb= 19122,2775 N, por lo que se selecciona un rodamiento con carga dinámica igual o superior, tal y como se muestra en la figura 68.

Figura 68. Rodamiento 1 de bolas de ranura profunda eje #2 implemento #2

Boundary Dimensions (mm)				Basic Load Ratings (kN)		Limiting Speeds (min ⁻¹)		Bearing Numbers
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i> min.	<i>C_r</i>	<i>C_{or}</i>	Grease	Oil	
80	110	16	1	25000	24000	3200		6916DDU

Factor	Mass (kg) approx.
f_0	
16.6	0.391

Fuente: NSK, Rodamiento de bolas de ranura profunda una sola hilera. [En línea] Disponible en: https://www.jp.nsk.com/app02/NSKOnlineCatalog/en/bearing/detail.jsp?Prod_Type1=DGBB&Prod_Type2=DGBB_SR&Prod_Type3=DGBB_SR_OT&yobi=6008#. [Consultado 20 de Mayo de 2020].

Para el rodamiento 2 el diámetro interno es de 1,0973 in = 27,8714 mm, la carga radial que soporta el rodamiento es 839,11 lb, las revoluciones del eje son 500 rpm y la duración recomendada es de 6000 horas, según la figura 54.

La capacidad de carga dinámica se calcula así, mediante las ecuaciones 21 y 22:

$$Ld = 6000 \text{ horas} * 500 * 60 \frac{\text{Min}}{\text{Hora}}$$

$$Ld = 180 * 10^6 \text{ rev}$$

$$C = 839,11 \text{ lb} * \left(\frac{180 * 10^6 \text{ rev}}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 4737,7964 \text{ lb} = 21074,7684 \text{ N}$$

La capacidad de carga estática se calcula con la ecuación 23.

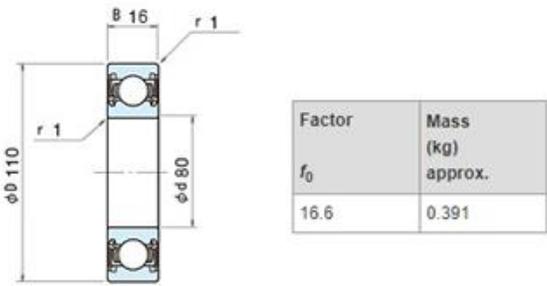
$$Cor = 0,5 * 4737,7964 \text{ lb}$$

$$Cor = 2368,8983 \text{ lb} = 10537,3846 \text{ N}$$

La carga dinámica calculada es 4737,7964 lb= 21074,7684 N, por lo que se selecciona un rodamiento con carga dinámica igual o superior, tal y como se muestra en la figura 69.

Figura 69. Rodamiento 2 de bolas de ranura profunda eje #2 implemento #2

Boundary Dimensions (mm)				Basic Load Ratings (kN)		Limiting Speeds (min ⁻¹)		Bearing Numbers
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i> min.	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	Grease	Oil	
80	110	16	1	25000	24000	3200		6916DDU

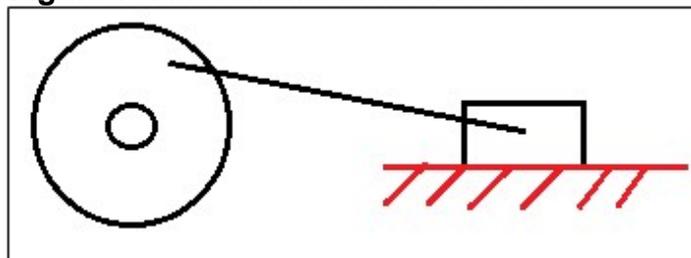


Factor	Mass (kg) approx.
<i>f₀</i>	
16.6	0.391

Fuente: NSK, Rodamiento de bolas de ranura profunda una sola hilera. [En línea]. Disponible en: https://www.jp.nsk.com/app02/NSKOnlineCatalog/en/bearing/detail.jsp?Prod_Type1=DGBB&Prod_Type2=DGBB_SR&Prod_Type3=DGBB_SR_OT&yobi=6008#. [Consultado 20 de Mayo de 2020].

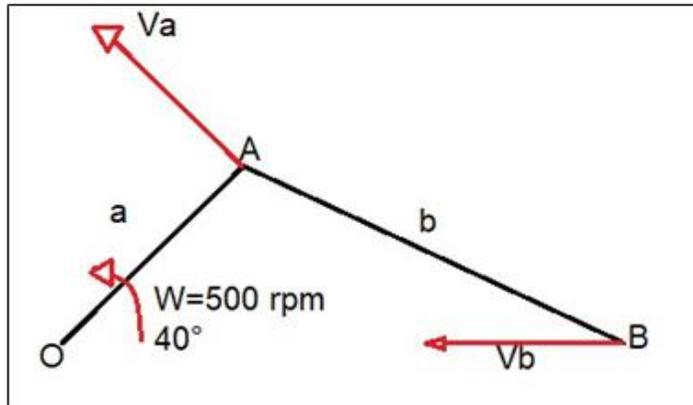
3.4.3.28 Mecanismo biela manivela. En las figuras 70 y 71, se representa el funcionamiento del mecanismo biela manivela, se toma la posición de la figura 72 debido a que en esa posición es donde se efectuó el corte de la planta.

Figura 70. Mecanismo biela manivela



Fuente: elaboración propia

Figura 71. Representación velocidades sobre el mecanismo biela manivela



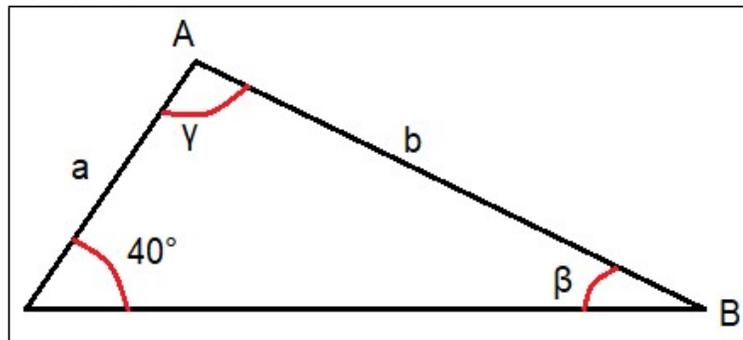
Fuente: elaboración propia

Dónde:

$$a = 80 \text{ mm} = 0,08 \text{ m}$$

$$b = 250 \text{ mm} = 0,25 \text{ m}$$

Figura 72. Análisis ángulos del mecanismo biela manivela



Fuente: elaboración propia

$$\text{Sen}\beta = 0,2057$$

$$\beta = 11,8704^\circ$$

$$\gamma = 180^\circ - 40^\circ - 11,8704^\circ$$

$$\gamma = 128,1296^\circ$$

Con la ecuación 26, se determina la velocidad lineal de la biela.

Ecuación 26. Velocidad lineal de la biela

$$Va = Wa * a$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edición Prentice Hall, Mexico 1992.

Dónde:

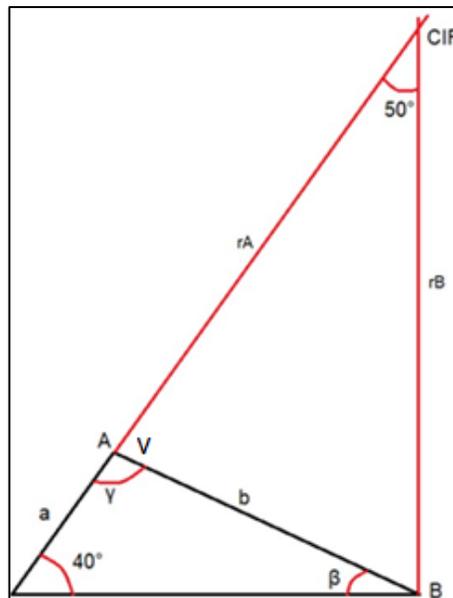
Wa = Velocidad de giro en rad/s

$$Va = 52,3498 \frac{rad}{s} * 0,08 m$$

$$Va = 5,1887 m/s$$

Se procede a realizar el método de centros instantáneos de rotación para conocer la velocidad de corte en las cuchillas, como se observa en la figura 73.

Figura 73. Centros instantáneos de rotación



Fuente: elaboración propia

$$v = 38,1296^\circ$$

$$\tau = 50^\circ$$

$$\eta = 51,8704^\circ$$

$$\delta = 78,1296^\circ$$

$$ra = 0,3193 \text{ m}$$

$$rb = 0,2567 \text{ m}$$

Utilizando la ecuación 26 y con la ecuación 27, se determina la velocidad de corte en las cuchillas.

$$Wab = 13,1183 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Ecuación 27. Velocidad de corte de las cuchillas

$$Vb = Wab * rb$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edicion Prentice Hall, Mexico 1992.

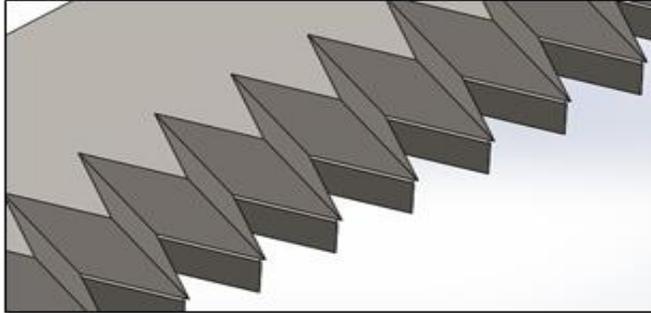
$$Vb = 13,1183 \frac{\text{rad}}{\text{s}} * 0,2567 \text{ m}$$

$$Vb = 3,3674 \text{ m/s}$$

3.4.4 Sistema de corte. El sistema de corte de la segadora frontal está compuesto por dos placas. La placa inferior tiene dientes en forma de triángulo, mientras que la superior tiene los mismos dientes, pero con filo, lo que quiere decir que facilitaría el proceso de corte de los tallos de planta de coca.

Al saber que los diámetros de los tallos son de máximo 80 mm la distancia de los dientes de las dos placas es de 100 mm, la representación de esos dientes están en la figura 74.

Figura 74. Cuchillas implemento #1



Fuente: elaboración propia

El sistema de corte funciona bajo el principio de cizalladura y bajo el principio de inercia, ya que la placa inferior se encuentra fija a la estructura mientras que la superior oscila de lado a lado.

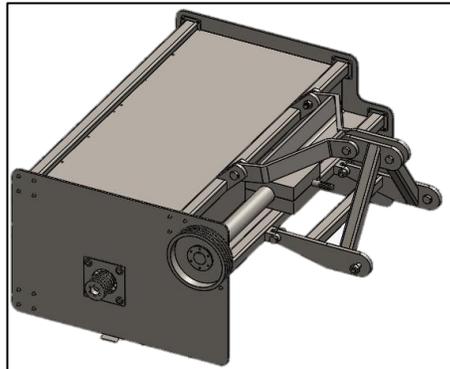
3.5 IMPLEMENTO 2 DESBROZADORA POSTERIOR

El equipo de desbrozadora consta de cuatro sistemas:

- Anclaje
- Estructura
- Potencia
- Picado

En la figura 75, se muestra una representación del ensamblaje final del implemento #2.

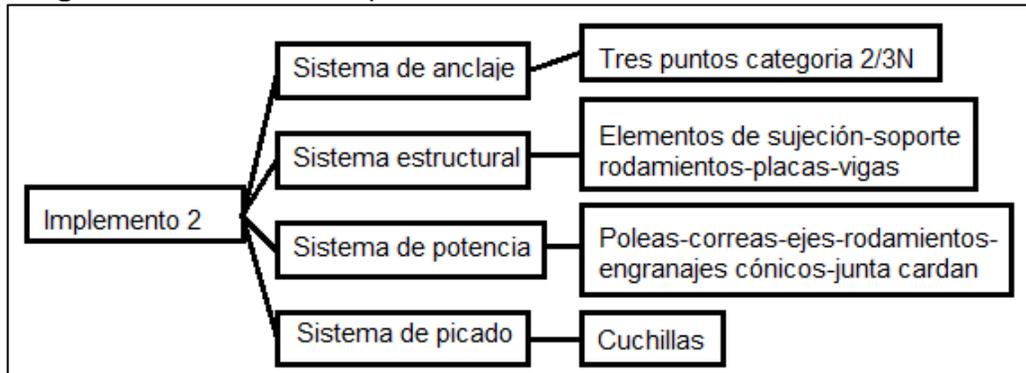
Figura 75. Implemento #2



Fuente: elaboración propia

En el diagrama 6, se describen los componentes de los sistemas del implemento de corte ubicado en la parte frontal.

Diagrama 6. Sistemas implemento #2



Fuente: elaboración propia

En la tabla 19, se muestra las principales características para el picado de la planta de coca.

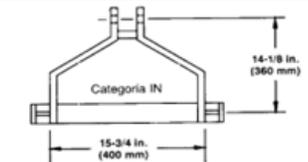
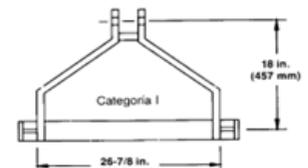
Tabla 19. Características del implemento #1

Ancho (m)	Potencia requerida (HP)	Dientes
1,9102	84	20

Fuente: elaboración propia

3.5.1 Sistema de anclaje. Como se definió para el implemento #1 se utilizan el mismo sistema de anclaje, de la figura 23. Variando las dimensiones de los pasadores como se muestra en las figuras 25 y 76.

Figura 76. Dimensiones anclaje de tres puntos categoría 2

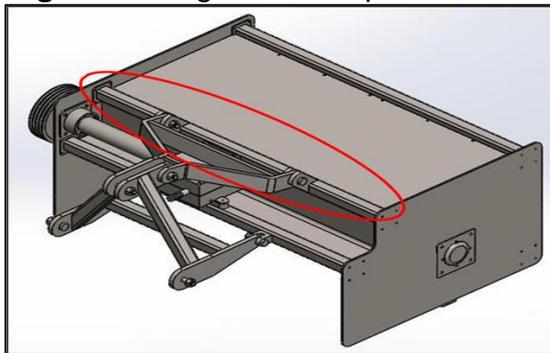
Acople de Tres Puntos (Torre)	Categoría 1		Categoría 2		Categoría 3		Categoría 4	
	min	MAX	min	MAX	min	MAX	min	MAX
 <p>Categoría IN</p>								
 <p>Categoría I</p>								
 <p>Categoría II</p>								
CARACTERISTICAS								
A Diámetro perno pasador	18,8	19,1	25,1	25,4	31,5	31,8	44,2	45
B Diámetro agujero acople superior	19,3	19,6	25,6	25,9	32	32,3	45,2	45,5
C Espacio libre acople superior	44,5		52,3		52,3		65	
D Diámetro del perno acople infer.	21,8	22,1	28,2	25,5	36,32	36,6	49,8	50,8
E Distancia entre pernos inferior	681	684,3	822,5	825,5	963,7	966,7	1165	1168

Fuente: JOHN DEERE. Tractor 6110M. [En línea]. Disponible en: http://manuals.deere.com/omview/OMRE225831_63/ [Consultado 4 de Mayo de 2020]

La representación del sistema de anclaje para el implemento #2 está en la figura 26.

3.5.2 Sistema estructural. La viga principal de la estructura está encargada de soportar todo el peso del equipo, anclándolo por medio de soldadura al sistema de anclaje del tractor tal y como se muestra en la figura 77.

Figura 77. Viga crítica implemento #2



Fuente: elaboración propia

Se hace un análisis estático, teniendo en cuenta la masa que debe soportar la viga, estos datos se compilaron en la tabla 20.

Tabla 20. Carga muerta estructura implemento 2

	Masa (gramos)	Cantidad	Total (gramos)
Placa lateral 1	85634,7	1	85634,7
Placa lateral 2	88892,87	1	88892,87
Tapa trasera	24006,72	1	24006,72
Tapa superior	31479,16	1	31479,16
Tapa frontal	15276,74	1	15276,74
Vigas	24653,66	4	98614,64
Soporte vigas	549,5	8	4396
Soporte tapas	1.612	6	9672,678
Base rodamientos corte	4735,53	2	9471,06
Polea conducida	4650,48	1	4650,48
Rodamientos corte	3.780	2	7560,966
Tapa eje	418,33	1	418,33
Eje corte 3	117999,7	1	117999,7
Cuchillas	1694,01	20	33880,2
Base cuchillas	1756,88	20	35137,6
Pasadores cuchillas	614,61	20	12292,2
Separadores cuchillas	62,05	20	1241
Polea conductora	19902,14	1	19902,14
Buje polea	1389,17	1	1389,17
Chaveta polea	84,69	1	84,69
Base rodamiento eje 2	5206,43	1	5206,43
Soporte superior caja	939,66	1	939,66
Soporte inferior caja	5818,5	1	5818,5
Tapa superior caja	29234,61	1	29234,61
Tapa inferior caja	29538,19	1	29538,19
Rodamientos eje 2	1.367	2	2733,478
Engranajes	3572,947	2	7145,894
Rodamientos eje 1	347	2	694,518
Chaveta engranaje 2	36,12	1	36,12
Chaveta engranaje 1	50,57	1	50,57
Eje 2	47021	1	47021
Eje 1	3749,61	1	3749,61
			734169,624

Fuente: elaboración propia

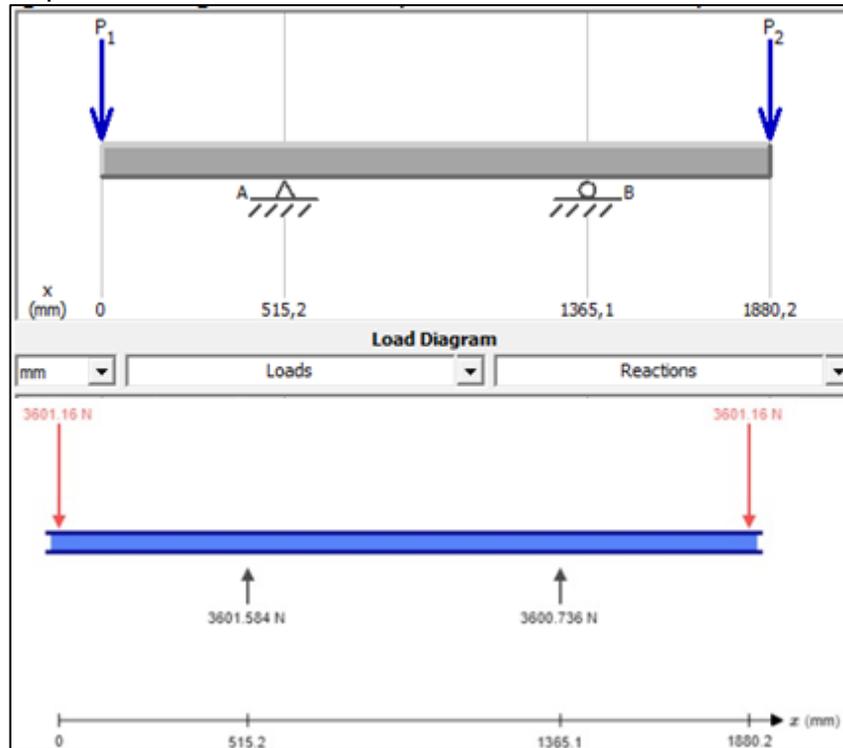
La masa total del sistema es de 734,17 Kg, equivalentes a 7202,21N de peso.

Este peso se va a repartir en partes iguales en sus extremos. La viga 1 está encargada de soportar el peso del sistema. Este está directamente anclado al sistema de anclaje por medio de soldadura. Los apoyos que tiene la viga están ubicados en el centro y las cargas en los extremos de la siguiente manera

3.5.2.1 Diagrama de cuerpo libre. Según la figura 77, se realiza el análisis para determinar los esfuerzos cortantes y momento flectores que soporta dicha viga.

En la figura 78, se muestra el diagrama de cuerpo libre realizado a la viga crítica.

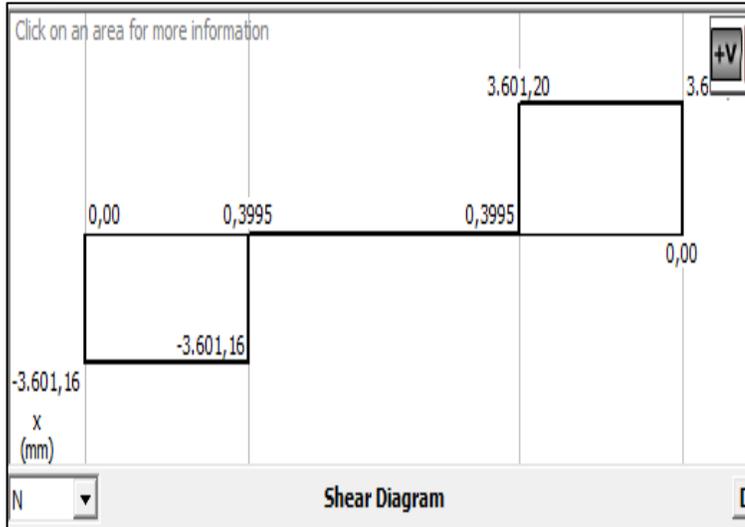
Figura 78. Diagrama de cuerpo libre estructura implemento #2



Fuente: elaboración propia

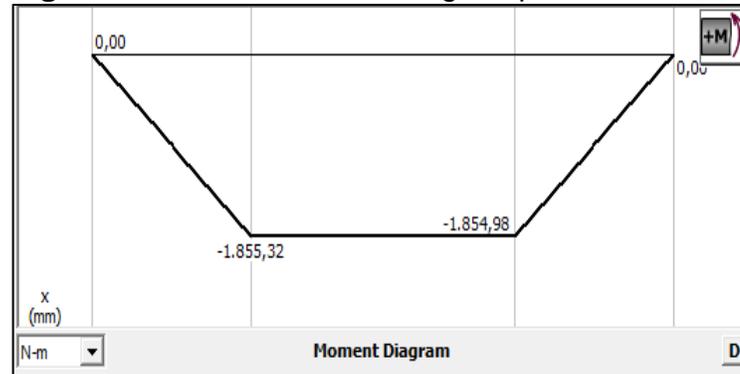
Con las figuras 79 y 80 se determinan las fueras cortantes y momentos flectores respectivamente.

Figura 79. Fuerza cortante viga implemento #2



Fuente: elaboración propia

Figura 80. Momento Flector viga implemento #2



Fuente: elaboración propia

Para determinar si la viga seleccionada cumple con las cargas a las que está sometida se procede a calcular los esfuerzos con las ecuaciones 6 y 7.

$$\sigma = \frac{1855,29 \text{ Nm}}{3,2938 \times 10^{-5} \text{ m}^3}$$

$$\sigma = 56,33 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{3601,1 \text{ N} \cdot 2,33 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{1,25 \times 10^{-6} \text{ m}^4 \cdot 12,7 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$\tau = 5,256 \text{ MPa}$$

3.5.3 Sistema de potencia.

3.5.3.1 Junta cardan. Para la debida selección de la junta cardan, se utiliza el catálogo de Aksan Kardan, LTD.

Primero debemos tener en cuenta los siguientes parámetros de entrada, mostrados en la tabla 21.

Tabla 21. Parámetros para la selección de la junta cardan implemento #2

Parámetro	Descripción
Número de estrías	6
Diámetro de la TDF	3.5 cm = 1(³ / ₈)
Velocidad de giro	540 rpm
Potencia del implemento	84 HP = 62,64 KW

Fuente: Elaboración propia con base en John Deere, tractor 6110M.

En la figura 34, tenemos las dimensiones de las estrías para hacer la respectiva conexión con la junta cardan.

Con esta información de la tabla 21 y con los datos suministrados por el fabricante se hace la selección de la respectiva junta cardan. Como se puede ver en las figuras 81 y 82.

Figura 81. Serie 8

Teknik Özellikler / Technical Data									
540 devir/dak. - rpm				1000 devir/dak. - rpm				MAKSIMUM DİNAMİK TORK	
GÜÇ - POWER		TORK - TORQUE		GÜÇ - POWER		TORK - TORQUE		MAX DYNAMIC TORQUE	
KW	CV-HP-PS	N.m	in.lb	KW	CV-HP-PS	N.m	in.lb	N.m	in.lb
70	95	1240	10950	110	150	1050	9300	2250	19900

Original 5' münakaş açısına ve 1000 saat çalışma ömrüne göredir. / Values related to 5' joint angles, 1000 hours life.

Fuente: AKSAN KARDAN. Catálogo de junta cardan [En línea]. Disponible en: http://eng.aksanshaft.com/uploads/file/katalog_enyeni1.pdf. [Consultado 10 de Mayo de 2020].

Figura 82. Longitud del cardan



Minimum & Maksimum Uzunluk / Lengths

KOD - CODE	046	051	056	061	071	086	101	129	KOD-CODE
L min	460 18 7/8	510 20 5/8	560 22 3/8	610 24 1/8	710 27 61/64	860 33 55/64	1010 39 49/64	1290 50 51/64	mm inch
L max	550 21 21/32	630 24 13/16	710 31 1/2	800 27 61/64	980 38 37/64	1230 48 27/64	1480 58 17/64	1950 76 49/64	mm inch

Fuente: AKSAN KARDAN. Catálogo de junta cardan [En línea]. Disponible en: http://eng.aksanshaft.com/uploads/file/katalog_enyeni1.pdf. [Consultado 10 de Mayo de 2020].

La longitud de la junta cardan se determinó con base a la distancia de montaje del implemento al tractor.

3.5.3.2 Caja de engranajes. La relación de transmisión es de 1:1, donde la velocidad de entrada es de 540 rpm suministradas por el equipo de tracción.

Para poder realizar esta transmisión se deben tener en cuenta las siguientes recomendaciones:

- Mismo número de paso
- Mismo número de dientes
- Mismo ángulo de presión

Para realizar la selección de los engranajes cónicos el fabricante recomienda que la velocidad lineal deba ser menor a 1000 pies/min. Con la ecuación 28 se determina es velocidad lineal para hallar el diámetro de paso máximo al cual se puede hacer la relación de transmisión.

Ecuación 28. Velocidad lineal en engranajes cónicos

$$V = 0,262 * DP * n$$

Fuente: MARTIN SPROCKET & GEAR. Catálogo de engranajes [En línea]. Disponible en: http://eng.aksanshaft.com/uploads/file/katalog_enyeni1.pdf. [Consultado 25 de Mayo de 2020].

Dónde:

n = Revoluciones por minuto

V = velocidad lineal

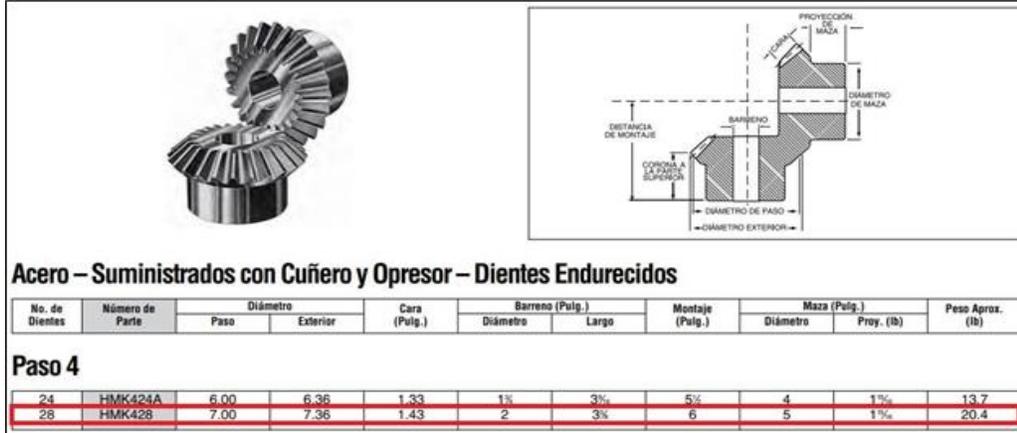
DP = diámetro de paso

$$1000 \text{ pies}/\text{min} = 0,262 * DP * 540 \text{ rpm}$$

$$DP = 7,08 \text{ in}$$

Según el catálogo de la empresa Martin Sprocket & Gear, se selecciona la siguiente configuración de engranajes cónicos mostrados en la figura 83.

Figura 83. Engranaje cónico



Fuente: MARTIN SPROCKET & GEAR. Catálogo de engranajes [En línea]. Disponible en: http://eng.aksanshaft.com/uploads/file/katalog_enyeni1.pdf. [Consultado 25 de Mayo de 2020].

La tabla 22, recopila las especificaciones más relevantes de los engranajes cónicos seleccionados.

Tabla 22. Especificaciones engranajes cónicos

Diámetro del barreno	2 in = 50,8 mm
Distancia de montaje	6 in = 152,4 mm

Fuente: elaboración propia con base en MARTIN SPROCKET & GEAR. Catálogo de engranajes [En línea]. Disponible en: http://eng.aksanshaft.com/uploads/file/katalog_enyeni1.pdf. [Consultado 25 de Mayo de 2020].

3.5.3.3 Transmisión por poleas. Debido al cambio de movimiento generado por la caja de engranajes el cual suministra movimiento al eje de cuchillas, por lo anterior contamos con conjunto de poleas las cuales transmiten el movimiento al eje de cuchillas.

En la tabla 23 se especifican los parámetros a cumplir en la transmisión por poleas.

Tabla 23. Parámetros de entrada poleas implemento #2

Parámetro	Valor
Potencia en motriz	84 HP
Revoluciones que entrega la unidad motriz	540 rpm
Revoluciones requeridas por la máquina	1620 rpm
Tipo de servicio	Intermitente (menos de 12 horas al día)

Fuente: elaboración propia

Con los datos de la tabla 23 se determina la potencia de diseño por lo cual nos remitimos a la figura 84, para conocer el factor de servicio adecuado para la máquina.

Figura 84. Factores de servicio para máquinas y equipos implemento #2

TIPOS DE MÁQUINAS O EQUIPOS	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para líquidos Sopladores y aspiradoras Transportadores de trabajo ligero Ventiladores de hasta 10 caballos de fuerza	1.1	1.2	1.3
Transportadores de banda para arena, grano, etc Bombas rotativas de desplazamiento positivo Máquinas herramientas Maquinaria de lavandería Mezcladores de masa Ejes de línea Generadores Maquinaria de imprenta Taladros-prensas-cortadores Cribas giratorias y vibratorias Ventiladores de mas de 10 caballos de fuerza	1.2	1.3	1.4
Maquinaria para aserrios y trabajos en madera Transportadores (arrastre o tornillo) Compresores de pistón Molinos de martillo Pulverizadores Excitadores Maquinaria textil Bombas de pistón Elevadores cangilones Maquinaria para ladrillos Sopladores de desplazamiento positivo	1.4	1.5	1.6
Trituradoras [giratorias-mandibula-rodillo] Extrusoras-molinos de caucho Molinos de bolas Melacates	1.5	1.6	1.8

Fuente: INTERMEC. Catálogo de poleas en V [En línea]. Disponible en: <https://www.dropbox.com/s/fotv9yfhcki5cg7/manua%20poleas%20en%20v%20intermec.pdf?dl=0>. [Consultado 13 de Mayo de 2020].

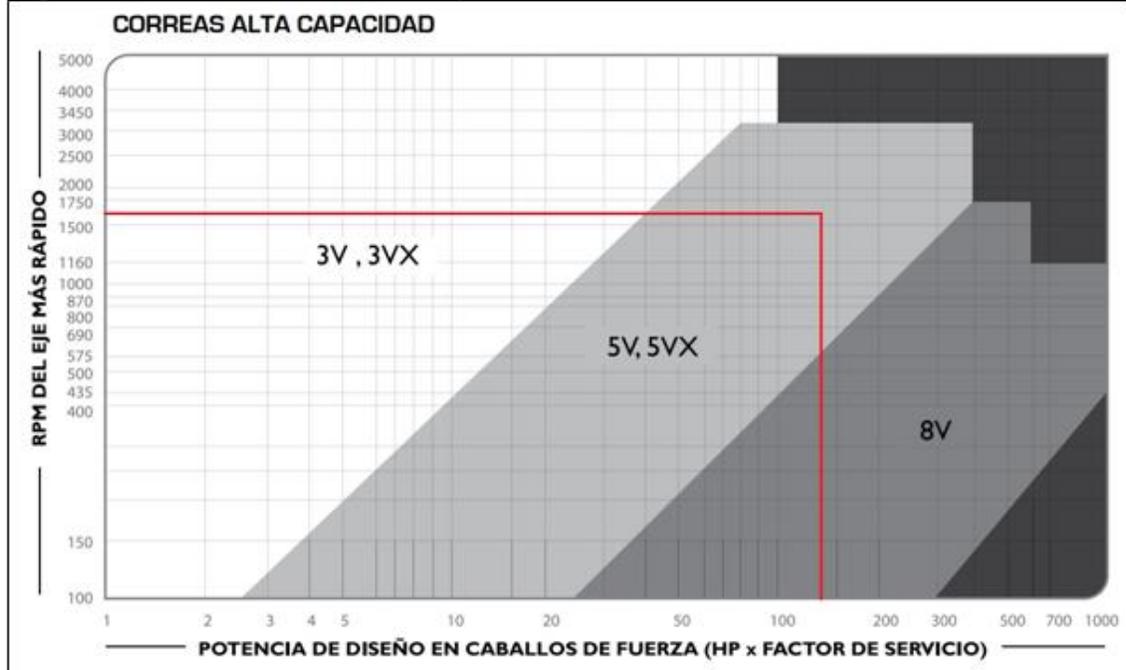
El factor de potencia se calcula con la ecuación 8.

$$Pd = 84 \text{ HP} * 1,5$$

$$Pd = 126 \text{ HP}$$

El perfil de la correa se obtiene de la figura 85, donde entrando con los datos de potencia de diseño y las revoluciones del eje más rápido determinan dicho perfil.

Figura 85. Perfil de la correa implemento #2



Fuente: INTERMEC. Catálogo de poleas en V [En línea]. Disponible en: <https://www.dropbox.com/s/fotv9yfhcki5cg7/manua%20poleas%20en%20v%20intermec.pdf?dl=0>. [Consultado 13 de Mayo de 2020].

3.5.3.4 Relación de velocidad. Se calcula con la ecuación 9, donde se relaciona las velocidades de entrada y salida de las poleas.

$$\frac{540}{1620} = \frac{1}{3}$$

3.5.3.5 Polea conductora o motriz. Con las revoluciones se selecciona un diámetro en la figura 86, para calcular la capacidad de potencia por canal y con este valor se determina el número de canales necesarias para realizar la transmisión de potencia.

Figura 86. Capacidad de potencia por canal correa implemento #2

TABLA DE CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN POR CANAL (EN HP)												CORREAS TIPO
Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)												RPM del Eje más Rápido
230	235	250	260	275	285	300	315	335	355	380	405	
1.96	2.04	2.20	2.36	2.55	2.67	2.83	3.04	3.26	3.50	3.80	4.10	100
3.66	3.80	4.10	4.44	4.80	5.03	5.32	5.73	6.14	6.60	7.18	7.75	200
5.27	5.50	5.92	6.40	6.90	7.25	7.58	8.27	8.86	9.54	10.37	11.20	300
6.80	7.10	7.65	8.27	8.94	9.40	9.94	10.70	11.48	12.35	13.43	14.50	400
7.33	7.64	8.25	8.90	9.64	10.10	10.70	11.54	12.37	13.30	14.47	16.62	435
8.07	4.40	9.08	9.80	10.60	11.14	11.80	12.70	13.62	14.65	15.93	17.20	485
8.30	8.64	9.33	10.08	10.90	11.44	12.12	13.06	14.00	15.05	16.36	17.66	500
9.37	9.76	10.55	11.40	12.33	12.94	13.70	14.76	15.82	17.00	18.48	19.94	575
9.50	9.90	10.70	11.57	12.50	13.14	13.90	15.00	16.06	17.27	18.76	20.24	585
9.72	10.13	10.94	11.83	12.80	13.43	14.22	15.32	16.40	17.65	19.17	20.68	600
10.98	11.44	12.36	13.36	14.44	15.16	16.05	17.30	18.50	19.90	21.60	23.30	690
11.10	11.58	12.50	13.52	14.62	15.35	16.25	17.50	18.74	20.14	21.87	23.57	700
11.45	11.94	12.89	13.94	15.07	15.82	16.75	18.04	19.30	20.75	22.52	24.27	725
12.46	12.98	14.03	15.16	16.40	17.20	18.20	19.60	20.98	22.53	24.44	26.30	800
13.38	13.94	15.06	16.27	17.60	18.46	19.53	21.02	22.50	24.14	26.16	28.14	870
13.76	14.34	15.50	16.74	18.10	18.98	20.10	21.60	23.12	24.80	26.88	28.90	900
14.40	15.00	16.20	17.51	18.92	19.85	21.00	22.60	24.15	25.90	28.04	30.13	950
15.02	15.66	16.90	18.27	19.73	20.70	21.90	23.54	25.16	26.97	29.18	31.32	1000
16.24	16.92	18.27	19.73	21.30	22.34	23.62	25.37	27.10	29.00	31.33	33.57	1100
16.95	17.66	19.06	20.60	22.22	23.30	24.60	26.43	28.20	30.17	32.55	34.83	1160
17.42	18.14	19.58	21.14	22.80	23.90	25.26	27.10	28.90	30.92	33.33	35.63	1200
18.55	19.32	20.84	22.50	24.24	25.40	26.80	28.74	30.62	32.70	35.16	37.50	1300
19.63	20.44	22.04	23.77	25.60	26.80	28.27	30.27	32.20	34.30	36.82	39.16	1400
19.90	20.70	22.33	24.08	25.93	27.14	28.62	30.63	32.57	34.70	37.20	39.54	1425
20.67	21.50	23.18	24.98	26.88	28.12	29.64	31.70	33.65	35.80	38.30	40.60	1500
21.65	22.53	24.27	26.12	28.08	29.36	30.90	32.98	34.96	37.10	39.57	41.80	1600
22.60	23.50	25.30	27.20	29.20	30.50	32.06	34.16	36.14	38.24	40.64	42.75	1700

Fuente: INTERMEC. Catálogo de poleas en V [En línea]. Disponible en: <https://www.dropbox.com/s/fotv9yfhcki5cg7/manua%20poleas%20en%20v%20intermec.pdf?dl=0>. [Consultado 13 de Mayo de 2020].

En este se elige un diámetro exterior 355 mm y una velocidad de 1620, realizando la interpolación obtenemos una potencia por canal de 37,328 HP, con este valor calculamos el número de canales necesarias con la ecuación 10.

$$\frac{126 \text{ HP}}{37,328 \text{ HP}} = 3,3754 = 4 \text{ Canales}$$

3.5.3.6 Polea conducida. Para conocer el diámetro de la polea conducida se debe multiplicar el diámetro exterior de la polea conductora por la respectiva relación de velocidad con la ecuación 11:

$$355 \text{ mm} * \frac{1}{3} = \text{Dim ext polea conducida}$$

$$\text{Dim ext polea conducida} = 118,33 \text{ mm} = 120 \text{ mm}$$

Con todos los datos de diámetro exterior de las poleas motriz y conducida anteriores procedemos a conocer sus dimensiones en la figura 87.

Figura 87. Dimensiones de las poleas implemento #2

4 CANALES									
Ancho (F) = 77.8 mm									
Diámetro Exterior (D)		Referencia Polea	Ref. Buje	Hueco máximo con cuñero estándar [d]		Longitud del Buje en mm (L)	Diámetro del buje en mm (M)	Modelo	Peso sin Buje en Lb
pulg	mm			mm	pulg				
4.4	110	PQ 4-5V110	SD	42.9	1-11/16	46	80	T1	5.0
4.6	120	PQ 4-5V120	SD	42.9	1-11/16	46	80	T1	6.0
4.9	125	PQ 4-5V125	SD	42.9	1-11/16	46	80	T2	7.0
5.2	130	PQ 4-5V130	SD	42.9	1-11/16	46	80	T2	8.0
5.5	140	PQ 4-5V140	SD	42.9	1-11/16	46	80	T2	9.0
5.9	150	PQ 4-5V150	SD	42.9	1-11/16	46	80	T2	10.8
6.3	160	PQ 4-5V160	SK	54.0	2-1/8	50	100	T2	12.0
6.7	170	PQ 4-5V170	SK	54.0	2-1/8	50	100	T2	14.0
7.1	180	PQ 4-5V180	SF	57.1	2-1/4	50	120	T2	15.0
7.5	190	PQ 4-5V190	SF	57.1	2-1/4	50	120	T2	16.0
7.9	200	PQ 4-5V200	E	73.0	2-7/8	67	150	T2	16.8
8.0	205	PQ 4-5V205	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	19.0
8.5	215	PQ 4-5V215	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	23.0
9.0	230	PQ 4-5V230	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	25.0
9.2	235	PQ 4-5V235	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	26.0
9.7	250	PQ 4-5V250	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	28.0
10.3	260	PQ 4-5V260	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	30.0
10.9	275	PQ 4-5V275	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	39.0
11.0	280	PQ 4-5V280	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	39.4
11.3	285	PQ 4-5V285	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	40.0
11.8	300	PQ 4-5V300	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	41.0
12.5	315	PQ 4-5V315	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	43.0
12.6	320	PQ 4-5V320	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	43.3
13.2	335	PQ 4-5V335	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	45.0
13.8	350	PQ 4-5V350	F	73.0	2-7/8	67	150	T3	45.3
14.0	355	PQ 4-5V355	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	46.0

Fuente: INTERMEC. Catálogo de poleas en V [En línea]. Disponible en: <https://www.dropbox.com/s/fotv9yfck5cg7/manua%20poleas%20en%20v%20intermec.pdf?dl=0>. [Consultado 13 de Mayo de 2020].

3.5.3.7 Distancia entre centros. Teniendo los diámetros exteriores de ambas poleas, para el cálculo de la distancia entre se utiliza la ecuación 12.

$$C = (355 \text{ mm} + 120 \text{ mm}) * 1,5$$

$$C = 712,5 \text{ mm}$$

3.5.3.8 Longitud de la correa. Para el cálculo de la longitud de la correa a utilizar se realiza con la ecuación 13.

$$L_p = 2 * 712,5 \text{ mm} + 1,57 * (355 \text{ mm} + 120 \text{ mm}) + \frac{(355 \text{ mm} + 120 \text{ mm})^2}{4 * 712,5 \text{ mm}}$$

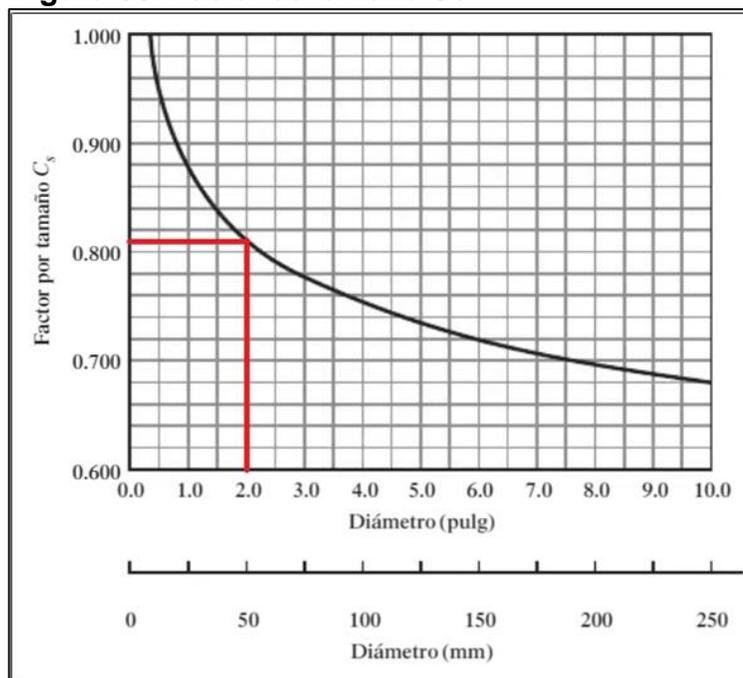
$$L_p = 2249,9166 \text{ mm}$$

3.5.3.9 Eje #1 (conexión junta cardan con la caja de engranajes). Se selecciona un acero AISI 4130 estirado en frío y pulido, el cual es un acero resistente a la torsión y flexión. Además es el más utilizado para la fabricación de ejes.

Resistencia a la tensión (S_u) = 186 Ksi

Esfuerzo de fluencia (S_y) = 173 Ksi

Figura 88. Factor de tamaño C_s



Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edición Prentice Hall, Mexico 1992.

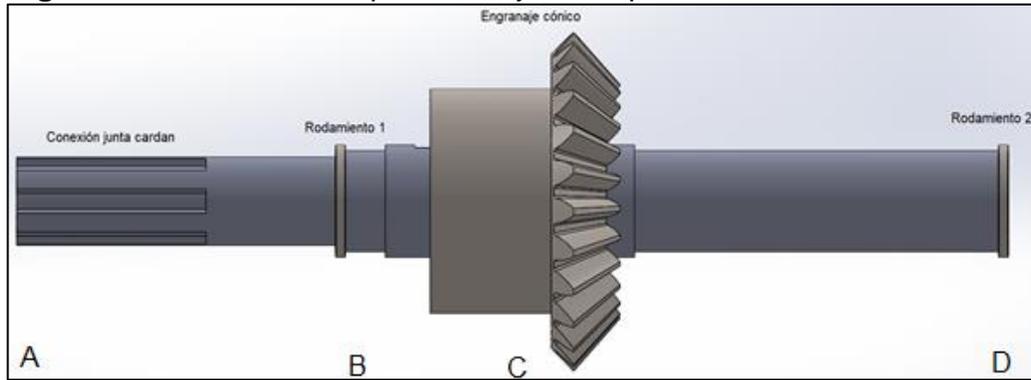
Utilizando las figuras 41, 42, 43 y 88, teniendo en cuenta que el tipo de esfuerzo combinado $C_{st} = 0,59$, se calcula la resistencia real a la fatiga con la ecuación 14.

$$S'_n = 92 \text{ Ksi} * 1 * 0,59 * 0,9 * 0,81$$

$$S'_n = 39,5701 \text{ Ksi}$$

3.5.3.10 Fuerza que ejercen los elementos de potencia sobre el eje #1. Para este eje se ubican las fuerza derivadas de los elementos de transmisión de potencia como se muestra en la figura 89.

Figura 89. Elementos de potencia eje #1 implemento #2



Fuente: elaboración propia

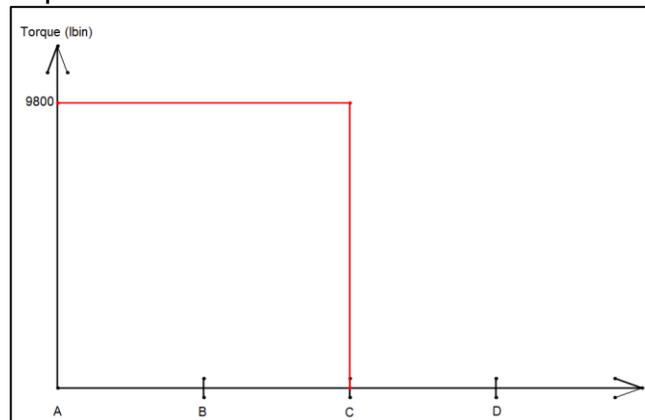
3.5.3.11 Diagrama de torques. Para determinar el torque aplicado sobre el eje se utiliza la ecuación 15.

$$T = \frac{63000 * 84 \text{ HP}}{540}$$

$$T = 9800 \text{ lb} * \text{in}$$

Con el torque calculado se realiza el diagrama de torques mostrado en la figura 90, donde están las posiciones de entra y salida determinada por la figura 89.

Figura 90. Diagrama de torque del eje #1 implemento #2



Fuente: elaboración propia

3.5.3.12 Fuerza en el engranaje cónico. Con el torque previamente definido, se procede a calcular las fuerzas, pero primero se inicia con el ángulo de cono el cual se calcula con la ecuación 29.

Ecuación 29. Ángulo de cono

$$y = \tan^{-1} \left(\frac{Ng}{Np} \right)$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edicion Prentice Hall, Mexico 1992.

$$y = \tan^{-1} \left(\frac{28}{28} \right)$$

$$y = 45^\circ$$

Para conocer el radio promedio del engranaje se utiliza la ecuación 30.

Ecuación 30. Radio promedio

$$rm = \frac{d}{2} - \frac{F}{2} * \text{Sen}(y)$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edicion Prentice Hall, Mexico 1992.

Dónde:

rm= radio promedio
d = diámetro de paso
F = ancho de cara
y = ángulo del cono

$$rm = \frac{7}{2} - \frac{1,43}{2} * \text{Sen}(45)$$

$$rm = 2,9944 \text{ in}$$

Con los datos obtenidos, se calcula la carga tangencial con la ecuación 31.

Ecuación 31. Carga tangencial

$$W_t = \frac{T}{r_m}$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edicion Prentice Hall, Mexico 1992.

Dónde:

W_t = carga transmitida

T = torque

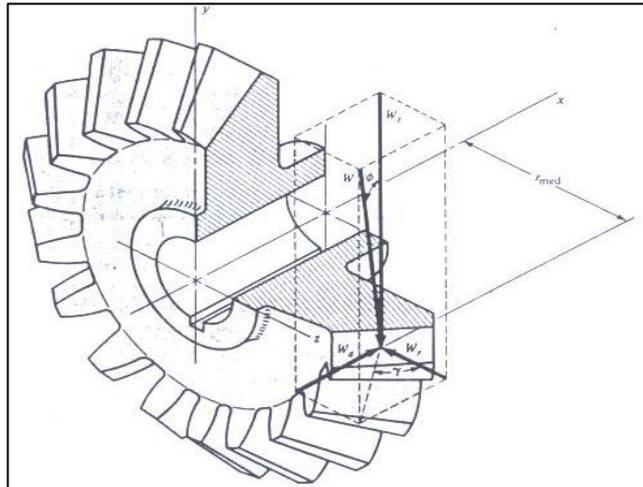
r_m = radio promedio

$$W_t = \frac{9800 \text{ lb} * \text{in}}{2,9944 \text{ in}}$$

$$W_t = 3272,7758 \text{ lb}$$

En la figura 91 están representadas las fuerzas que actúan sobre un engranaje cónico.

Figura 91. Fuerzas sobre el engranaje cónico



Fuente: BERNOTTI, Daniel. Fundamentos de máquinas I, engranajes [En línea]. Disponible en: <http://fundamaqi.blogspot.com/2010/08/engranajes.html>. [Consultado 26 de Mayo de 2020].

La carga radial del engranaje se calcula con la ecuación 32.

Ecuación 32. Carga radial

$$W_r = W_t * \tan(\theta) * \cos(y)$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edicion Prentice Hall, Mexico 1992.

Dónde:

θ = ángulo de presión

y = ángulo del cono

$$W_r = 3272,7758 * \tan(20) * \cos(45)$$

$$W_r = 842,3006 \text{ lb}$$

Para hallar la carga axial se toma la ecuación 33 para determinarla.

Ecuación 33. Carga axial

$$W_x = W_t * \tan(\theta) * \cos(y)$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edicion Prentice Hall, Mexico 1992.

Dónde:

θ = ángulo de presión

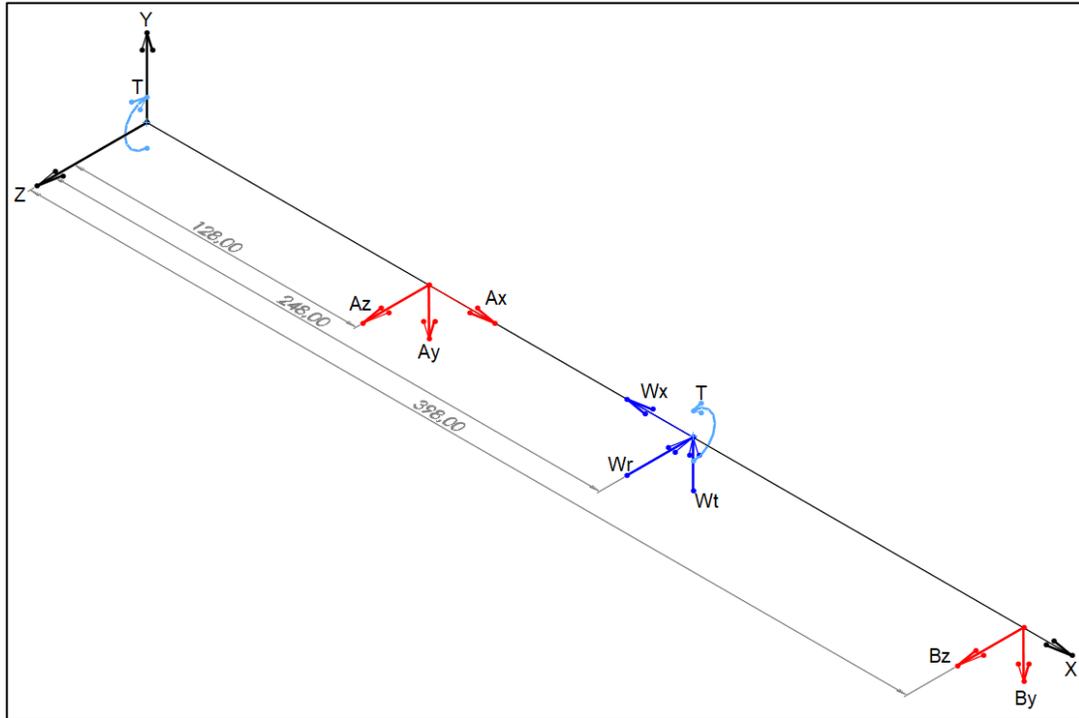
y = ángulo del cono

$$W_x = 3272,7758 * \tan(20) * \cos(45)$$

$$W_x = 842,3006 \text{ lb}$$

En la figura 92, se representa la fuerza de la polea y sus componentes, para luego analizar las reacciones en los apoyos.

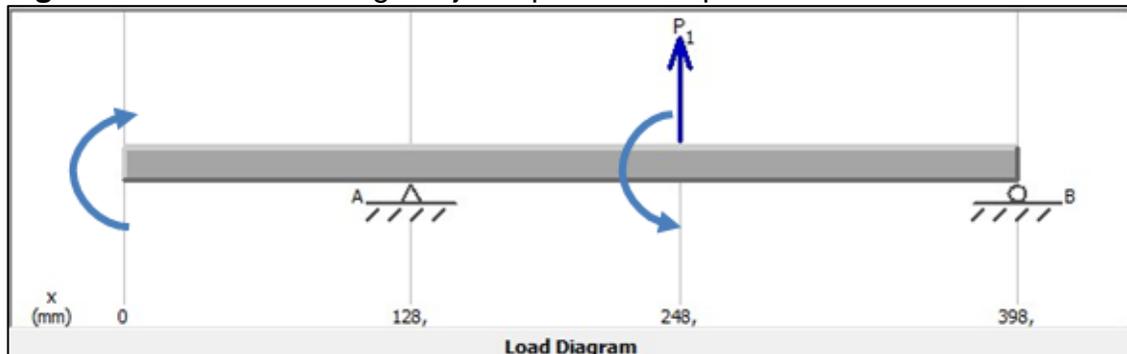
Figura 92. Representación fuerzas sobre el eje #1 implemento #2



Fuente: elaboración propia

Para analizar y calcular los esfuerzos cortantes y momentos flectores sobre el eje 2, se divide el eje por planos en 2D, iniciando con el plano XY mostrado en la figura 93 y posteriormente el plano XZ en la figura 94.

Figura 93. Análisis de cargas Eje #1 plano XY implemento #2



Fuente: elaboración propia

La carga P_1 corresponde a la carga ejercida por el engranaje cónico en dirección del eje Y.

$$P_{1y} = 3272,7758 \text{ lb}$$

Realizando la sumatoria de momento en el punto B, se obtiene:

$$\sum MB = 0$$

$$\sum MB = P1y * (150 \text{ mm}) + Ay * (270 \text{ mm}) = 0$$

$$\sum MB = 3272,7758 \text{ lb} * (150 \text{ mm}) + Ay * (270 \text{ mm}) = 0$$

$$Ay = 1818,21 \text{ lb}$$

Realizando la sumatoria de fuerza en Y, se obtiene.

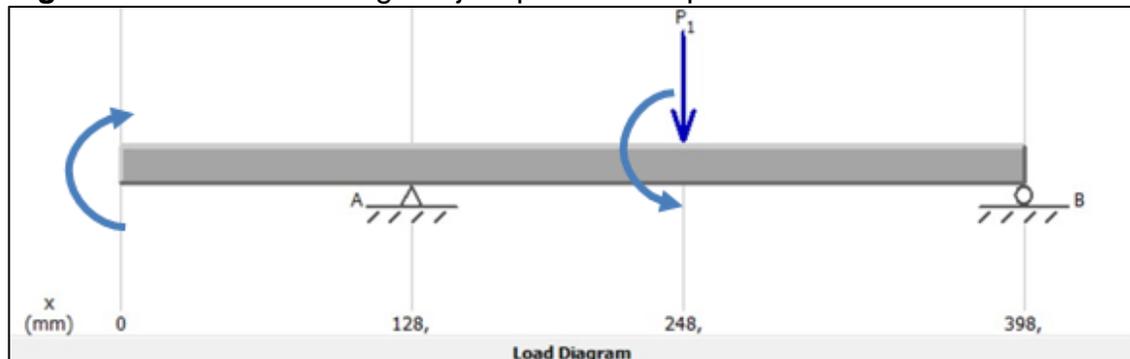
$$\sum FA = 0$$

$$\sum FA = P1y - Ay + By = 0$$

$$\sum FA = -1818,21 \text{ lb} + 3272,7758 \text{ lb} + By = 0$$

$$By = 1454,57 \text{ lb}$$

Figura 94. Análisis de cargas Eje 1 plano XZ implemento #2



Fuente: elaboración propia

La carga P1 corresponde a la carga ejercida por el engranaje cónico en dirección del eje Z.

$$P1z = 842,3006 \text{ lb}$$

Realizando la sumatoria de momento en el punto B, se obtiene:

$$\sum MB = 0$$

$$\sum MB = -P_{1z} * (150 \text{ mm}) + A_z * (270 \text{ mm}) = 0$$

$$\sum MB = -842,3006 \text{ lb} * (150 \text{ mm}) + A_z * (270 \text{ mm}) = 0$$

$$A_z = 467,9448 \text{ lb}$$

Realizando la sumatoria de fuerza en Y, se obtiene.

$$\sum FA = 0$$

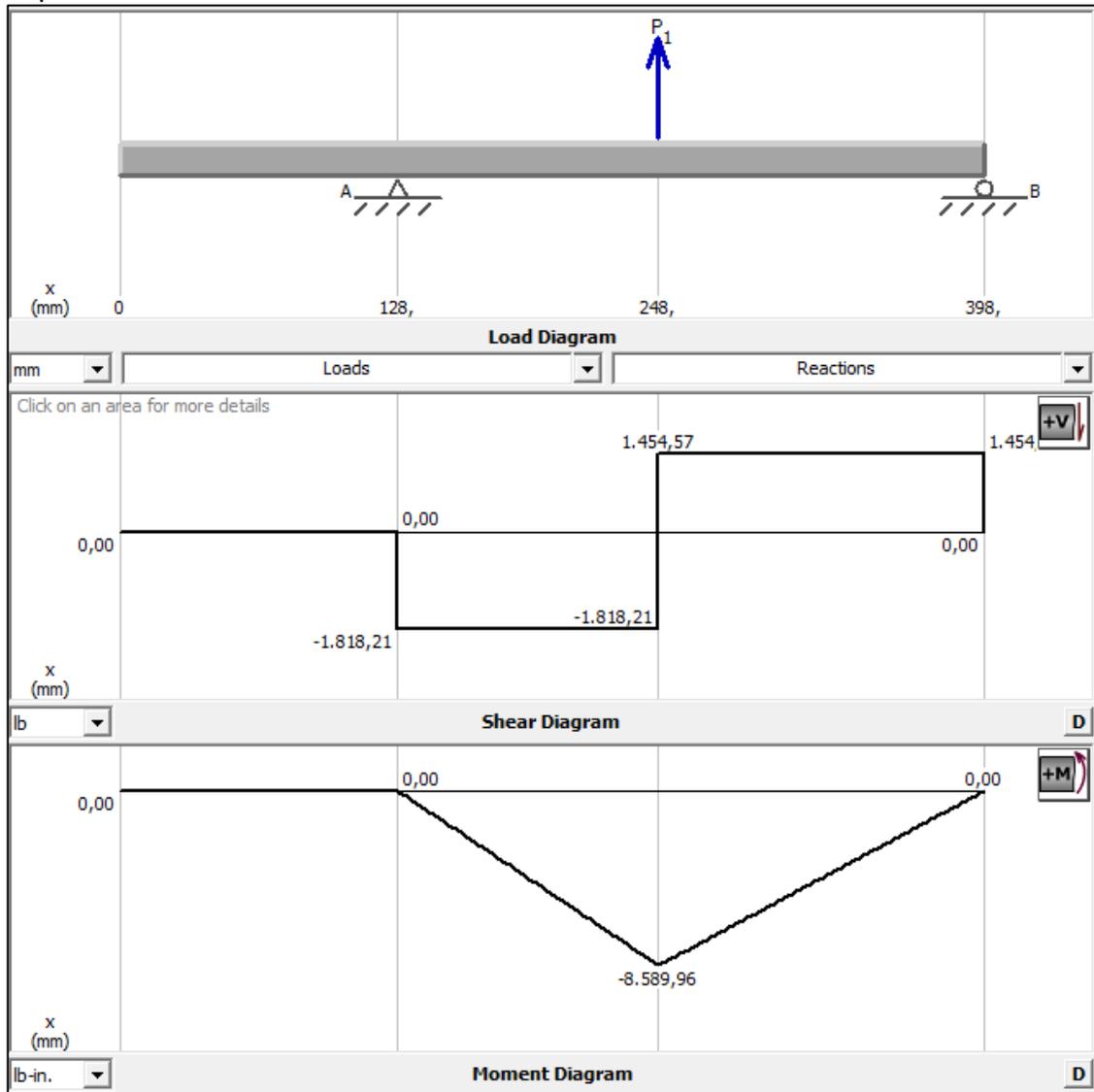
$$\sum FA = -P_{1z} + A_z + B_z = 0$$

$$\sum FA = -842,3006 \text{ lb} + 467,9448 \text{ lb} + B_z = 0$$

$$B_z = 374,3558 \text{ lb}$$

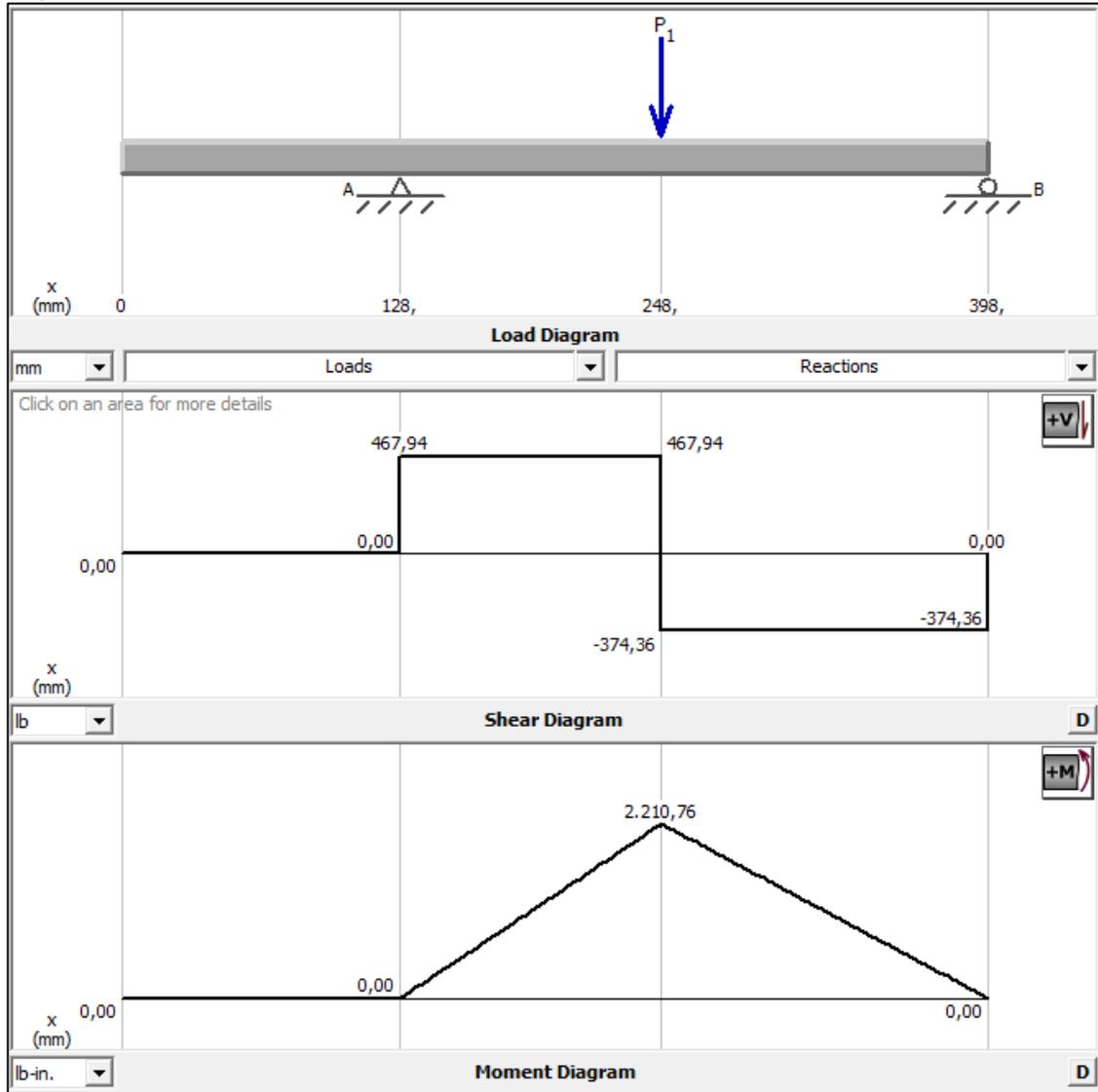
Una vez terminados los cálculos, se muestran en las figuras 95 y 96 los diagramas de esfuerzos cortantes y momentos flectores de los planos XY y XZ respectivamente, con el fin de obtener los valores máximos y con ellos hallar los diámetros mínimos del eje.

Figura 95. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XY eje #1 implemento #2



Fuente: elaboración propia

Figura 96. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XZ eje #1 implemento #2



Fuente: elaboración propia

3.5.3.13 Sumatoria vectorial de fuerza cortante y momentos flectores eje #1. Para el cálculo de los esfuerzos y momentos máximos se utiliza la ecuación 18 y 19.

Punto B

$$V = \sqrt{(467,94 \text{ lb})^2 + (1818,21 \text{ lb})^2}$$

$$V = 1877,4598 \text{ lb}$$

Punto C

$$M = \sqrt{(2210,76 \text{ lb} * \text{in})^2 + (8589,96 \text{ lb} * \text{in})^2}$$

$$M = 8869,8857 \text{ lb} * \text{in}$$

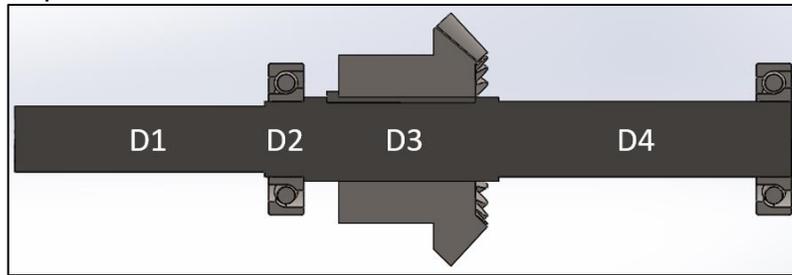
Punto D

$$V = \sqrt{(374,36 \text{ lb})^2 + (1454,57 \text{ lb})^2}$$

$$V = 1501,9718 \text{ lb}$$

3.5.3.14 Cálculo de diámetros mínimos del eje #1. Para el cálculo de los diámetros de la figura 97 se utiliza la ecuación 20 y la información de la tabla 18.

Figura 97. Disposición de los diámetros del eje #1 implemento #2



Fuente: elaboración propia

El diámetro D1 es la estría del eje, por lo que el factor de concentración de esfuerzos es de 1,6.

$$D1 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{1,6 * 0 \text{ lb} * \text{in}}{39,5701 \text{ Ksi}} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{9800 \text{ lb} * \text{in}}{173 \text{ Ksi}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D1 = 0,9998 \text{ in} = 25,3949 \text{ mm}$$

El diámetro D2, cuenta con chaflanes escalonados agudos, por lo que la concentración de esfuerzos Kt es de 2,5

$$D2 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2,5 * 0 \text{ lb} * \text{in}}{39,5701 \text{ Ksi}} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{9800 \text{ lb} * \text{in}}{173 \text{ Ksi}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D2 = 0,9998 \text{ in} = 25,3949 \text{ mm}$$

El diámetro D3 lleva un cuñero de perfil, valor de Kt para cuñeros de perfil es de 2,0.

$$D3 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2 * 8869,8857 \text{ lb} * \text{in}}{39,5701 \text{ Ksi}} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{2520 \text{ lb} * \text{in}}{173 \text{ Ksi}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D1 = 2,2545 \text{ in} = 57,2643 \text{ mm}$$

El diámetro D4, se determina utilizando la ecuación 21.

$$D4 = \sqrt{\frac{2,94 * 2,5 * 2 * 1501,9718 \text{ lb}}{39,5701 \text{ Ksi}}}$$

$$D4 = 0,7470 \text{ in} = 18,9738 \text{ mm}$$

3.5.3.15 Soportes y rodamientos eje #1. Los rodamientos se seleccionan del catálogo de NSK de acuerdo con los diámetros mínimos determinados en el eje.

Para el rodamiento 1 el diámetro interno es de ,9998 in = 25,3949 mm, la carga radial que soporta el rodamiento es de 1887,4598 lb, las revoluciones del eje son 540 rpm. Según la figura 54, la duración recomendada es de 6000 horas.

La capacidad de carga dinámica es calculada con las ecuaciones 21 y 22.

$$Ld = 6000 \text{ horas} * 500 * 60 \frac{\text{Min}}{\text{Hora}}$$

$$Ld = 194,4 * 10^6 \text{ rev}$$

La carga dinámica es:

$$C = 1887,4598 \text{ lb} * \left(\frac{194,4 * 10^6 \text{ rev}}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 10876,0050 \text{ lb} = 48378,8806 \text{ N}$$

La capacidad básica de carga estática (Cor), se determina con la ecuación 23.

$$Cor = 0,5 * 10876,0050 \text{ lb}$$

$$Cor = 5438,0025 \text{ lb} = 24189,4403 \text{ N}$$

La carga dinámica calculada es 10876,0050 lb = 48378,8806 N, por lo que se selecciona un rodamiento con carga dinámica igual o superior, tal y como se muestra en la figura 98.

Figura 98. Rodamiento 1 de bolas de ranura profunda eje #1 implemento #2

Boundary Dimensions (mm)				Basic Load Ratings (kN)		Limiting Speeds (min ⁻¹)		Bearing Numbers
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i> min.	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	Grease	Oil	
45	100	25	1.5	53000	32000	4800		6309DDU

Factor	Mass (kg) approx.
<i>f₀</i>	
13.1	0.829

Fuente: NSK, Rodamiento de bolas de ranura profunda una sola hilera. [En línea]. Disponible en: https://www.jp.nsk.com/app02/NSKOnlineCatalog/en/bearing/detail.jsp?Prod_Type1=DGBB&Prod_Type2=DGBB_SR&Prod_Type3=DGBB_SR_OT&yobi=6008#. [Consultado el 20 de Mayo de 2020].

Para el rodamiento 2 el diámetro interno es de 0,7470 in = 18,9738 mm, la carga radial que soporta el rodamiento es 1501,9718 lb, las revoluciones del eje son 540 rpm y la duración recomendada es de 6000 horas, según la figura 54.

La capacidad de carga dinámica es calcula así, mediante las ecuaciones 21 y 22:

$$Ld = 6000 \text{ horas} * 500 * 60 \frac{\text{Min}}{\text{Hora}}$$

$$Ld = 194,4 * 10^6 \text{ rev}$$

$$C = 1501,9718 \text{ lb} * \left(\frac{194,4 * 10^6 \text{ rev}}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 8700,8269 \text{ lb} = 38703,2064 \text{ N}$$

La capacidad de carga estática se calcula con la ecuación 23.

$$Cor = 0,5 * 8700,8269 \text{ lb}$$

$$Cor = 4350,4134 \text{ lb} = 19351,6029 \text{ N}$$

La carga dinámica calculada es 8700,8269 lb = 38703,2064 N, por lo que se selecciona un rodamiento con carga dinámica igual o superior, tal y como se muestra en la figura 99.

Figura 99. Rodamiento 2 de bolas de ranura profunda eje #1 implemento #2

Boundary Dimensions (mm)				Basic Load Ratings (kN)		Limiting Speeds (min ⁻¹)		Bearing Numbers
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i> min.	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	Grease	Oil	
45	100	25	1.5	53000	32000	4800		6309DDU

Factor	Mass (kg) approx.
<i>f₀</i>	
13.1	0.829

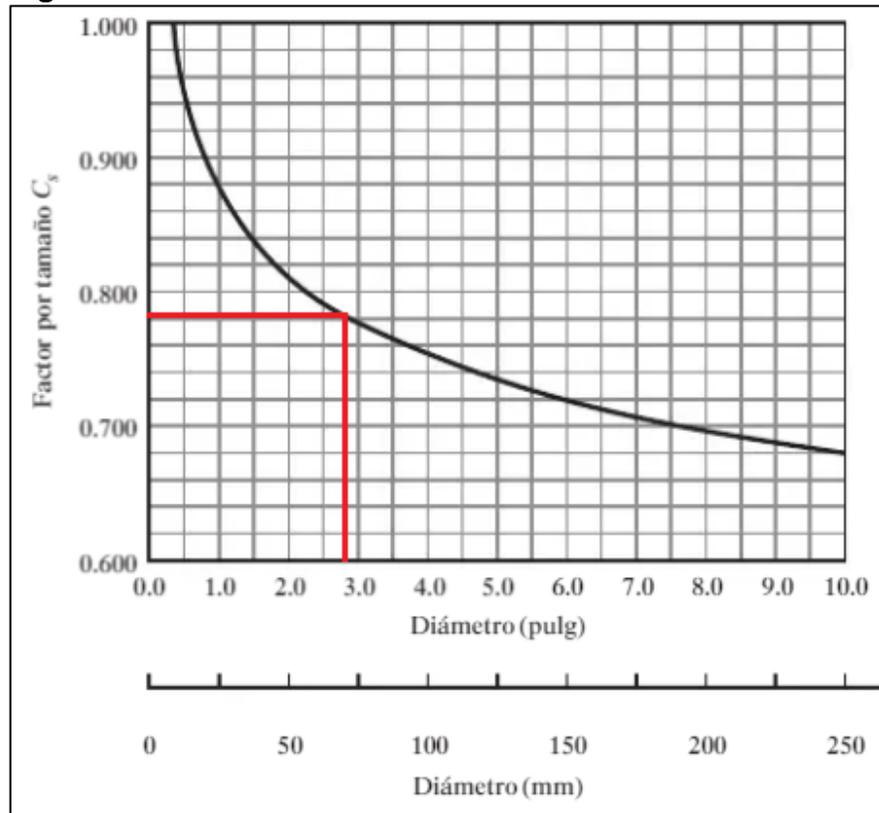
Fuente: NSK, Rodamiento de bolas de ranura profunda una sola hilera. [En línea]. Disponible en: https://www.jp.nsk.com/app02/NSKOnlineCatalog/en/bearing/detail.jsp?Prod_Type1=DGBB&Prod_Type2=DGBB_SR&Prod_Type3=DGBB_SR_OT&yobi=6008#. [Consultado el 25 de Mayo de 2020]

3.5.3.16 Eje #2 (conexión caja de engranajes a polea motriz). Se selecciona un acero AISI 4130 estirado en frío y pulido, el cual es un acero resistente a la torsión y flexión. Además es el más utilizado para la fabricación de ejes.

Resistencia a la tensión (S_u) = 186 Ksi

Esfuerzo de fluencia (S_y) = 173 Ksi

Figura 100. Factor de tamaño C_s



Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edición Prentice Hall, Mexico 1992.

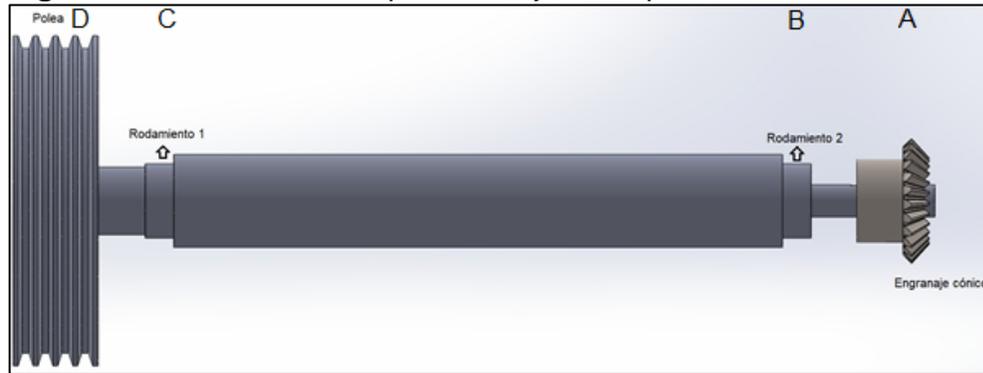
Utilizando las figuras 41, 42, 43 y 100, teniendo en cuenta que el tipo de esfuerzo combinado $C_{st} = 0,59$, se calcula la resistencia real a la fatiga con la ecuación 14.

$$S'_n = 92 \text{ Ksi} * 1 * 0,59 * 0,9 * 0,76$$

$$S'_n = 37,1275 \text{ Ksi}$$

3.5.3.17 Fuerza que ejercen los elementos de potencia sobre el eje #2. Para este eje se ubican las fuerza derivadas de los elementos de transmisión de potencia como se muestra en la figura 101.

Figura 101. Elementos de potencia eje #2 implemento #2



Fuente: elaboración propia

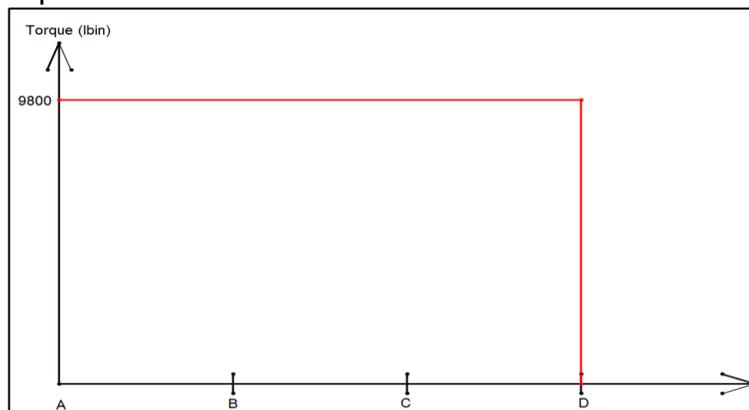
3.5.3.18 Diagrama de torques. Para determinar el torque aplicado sobre el eje se utiliza la ecuación 15.

$$T = \frac{63000 * 84 \text{ HP}}{540}$$

$$T = 9800 \text{ lb} * \text{in}$$

Con el torque calculado se realiza el diagrama de torques mostrado en la figura 102, donde están las posiciones de entra y salida determinada por la figura 101.

Figura 102. Diagrama de torque del eje #2 implemento #2



Fuente: elaboración propia

3.5.3.19 Fuerza en el engranaje cónico. Con el torque previamente definido, se procede a calcular las fuerzas, pero primero se inicia con el ángulo de cono el cual se calcula con la ecuación 29.

$$y = \tan^{-1}\left(\frac{28}{28}\right)$$

$$y = 45^\circ$$

Para conocer el radio promedio del engranaje se utiliza la ecuación 30.

$$rm = \frac{7}{2} - \frac{1,43}{2} * \text{Sen}(45)$$

$$rm = 2,9944 \text{ in}$$

Con los datos obtenidos, se calcula la carga tangencial con la ecuación 31.

$$Wt = \frac{9800 \text{ lb} * \text{in}}{2,9944 \text{ in}}$$

$$Wt = 3272,7758 \text{ lb}$$

En la figura 91 están representadas las fuerzas que actúan sobre un engranaje cónico.

La carga radial del engranaje se calcula con la ecuación 32.

$$Wr = 3272,7758 * \tan(20) * \cos(45)$$

$$Wr = 842,3006 \text{ lb}$$

Para hallar la carga axial se toma la ecuación 33 para determinarla.

$$Wx = 3272,7758 * \tan(20) * \cos(45)$$

$$Wx = 842,3006 \text{ lb}$$

3.5.3.20 Fuerza en la polea. El cálculo para las fuerzas ejercidas por la polea se realiza mediante a ecuación 16:

$$Fp = \frac{9800 \text{ lb} * \text{in}}{\frac{14 \text{ in}}{2}}$$

$$F_p = 1400 \text{ lb}$$

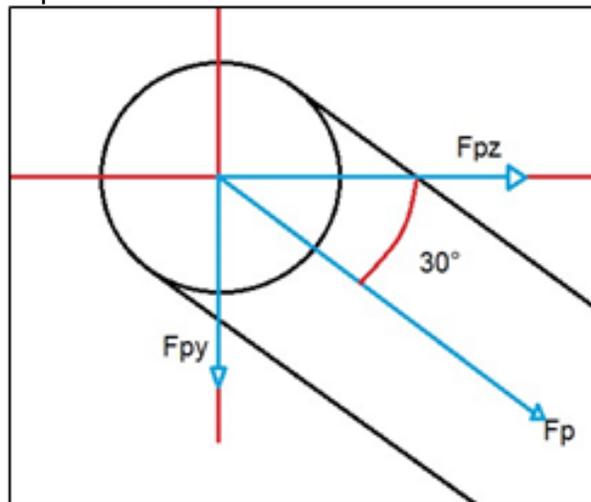
La fuerza de flexión sobre el eje es calculada mediante la ecuación 17

$$F_f = 1,5 * 1400 \text{ lb}$$

$$F_f = 2100 \text{ lb}$$

En la figura 103, se representa la fuerza de la polea y sus componentes, para luego analizar las reacciones en los apoyos.

Figura 103. Representación de la polea y las fuerzas ejercidas sobre el eje #2 implemento #2



Fuente: elaboración propia

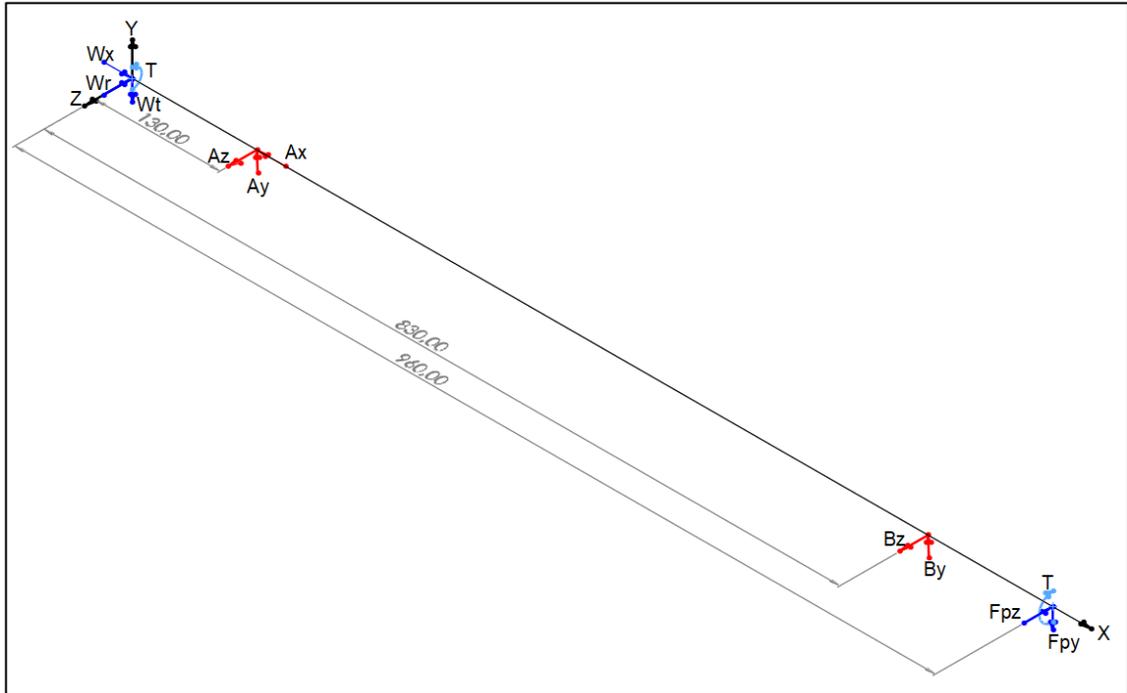
$$F_f = 2100 \text{ lb}$$

$$F_{fz} = F_f * \text{Cos}(30^\circ) = 2100 \text{ lb} * \text{Cos}(30^\circ) = 1818,6533 \text{ lb}$$

$$F_{fy} = F_f * \text{Sin}(30^\circ) = 2100 \text{ lb} * \text{Sin}(30^\circ) = 1050 \text{ lb}$$

En la figura 104, se representa la fuerza de la polea y sus componentes, para luego analizar las reacciones en los apoyos.

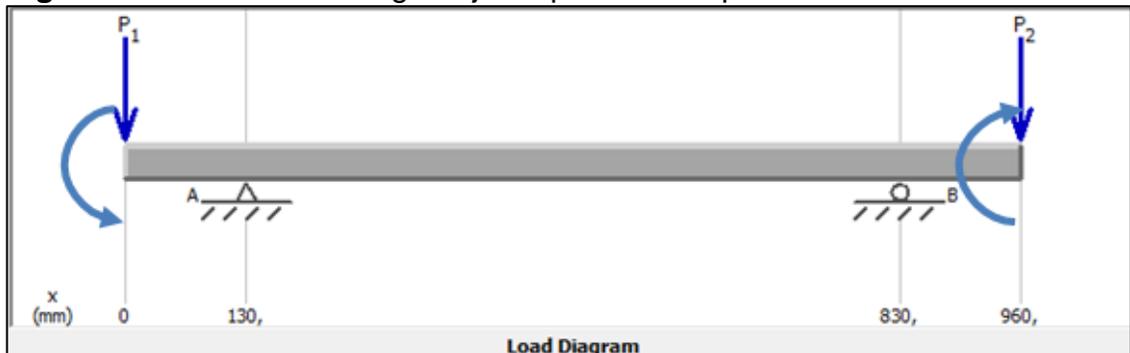
Figura 104. Representación fuerzas sobre el eje #2 implemento #2



Fuente: elaboración propia

Para analizar y calcular los esfuerzos cortantes y momentos flectores sobre el eje 2, se divide el eje por planos en 2D, iniciando con el plano XY mostrado en la figura 105 y posteriormente el plano XZ en la figura 106.

Figura 105. Análisis de cargas Eje #2 plano XY implemento #2



Fuente: elaboración propia

La carga P1 corresponde a la carga ejercida por el engranaje cónico en dirección del eje Y.

$$P1y = 3272,7758 \text{ lb}$$

$$P2y = 1050 \text{ lb}$$

Realizando la sumatoria de momento en el punto B, se obtiene:

$$\sum MA = 0$$

$$\sum MA = P1y * (130 \text{ mm}) + By * (700 \text{ mm}) - P2y * (830 \text{ mm}) = 0$$

$$\sum MA = 3272,7758 \text{ lb} * (130 \text{ mm}) + Ay * (700 \text{ mm}) - 1050 \text{ lb} * (830 \text{ mm}) = 0$$

$$By = 637,1987 \text{ lb}$$

Realizando la sumatoria de fuerza en Y, se obtiene.

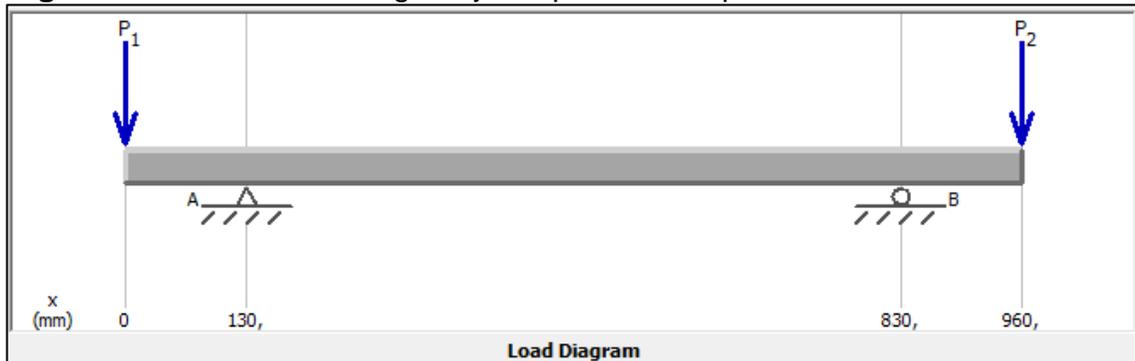
$$\sum Fy = 0$$

$$\sum Fy = -P1y + Ay + By - P2y = 0$$

$$\sum Fy = -3272,7758 \text{ lb} + Ay + 637,1987 \text{ lb} - 1050 \text{ lb} = 0$$

$$Ay = 3685,5771 \text{ lb}$$

Figura 106. Análisis de cargas Eje #2 plano XZ implemento #2



Fuente: elaboración propia

La carga P1 corresponde a la carga ejercida por el engranaje cónico en dirección del eje Z.

$$P1z = 842,3006 \text{ lb}$$

$$P2z = 1818,6533 \text{ lb}$$

Realizando la sumatoria de momento en el punto B, se obtiene:

$$\sum MA = 0$$

$$\sum MA = P1z * (130 \text{ mm}) + Bz * (700 \text{ mm}) - P2z * (830\text{mm}) = 0$$

$$\sum MA = 842,3006 \text{ lb} * (130 \text{ mm}) + Ay * (700 \text{ mm}) - 1818,6533\text{lb} * (830\text{mm}) = 0$$

$$By = 1999,9759 \text{ lb}$$

Realizando la sumatoria de fuerza en Y, se obtiene.

$$\sum Fz = 0$$

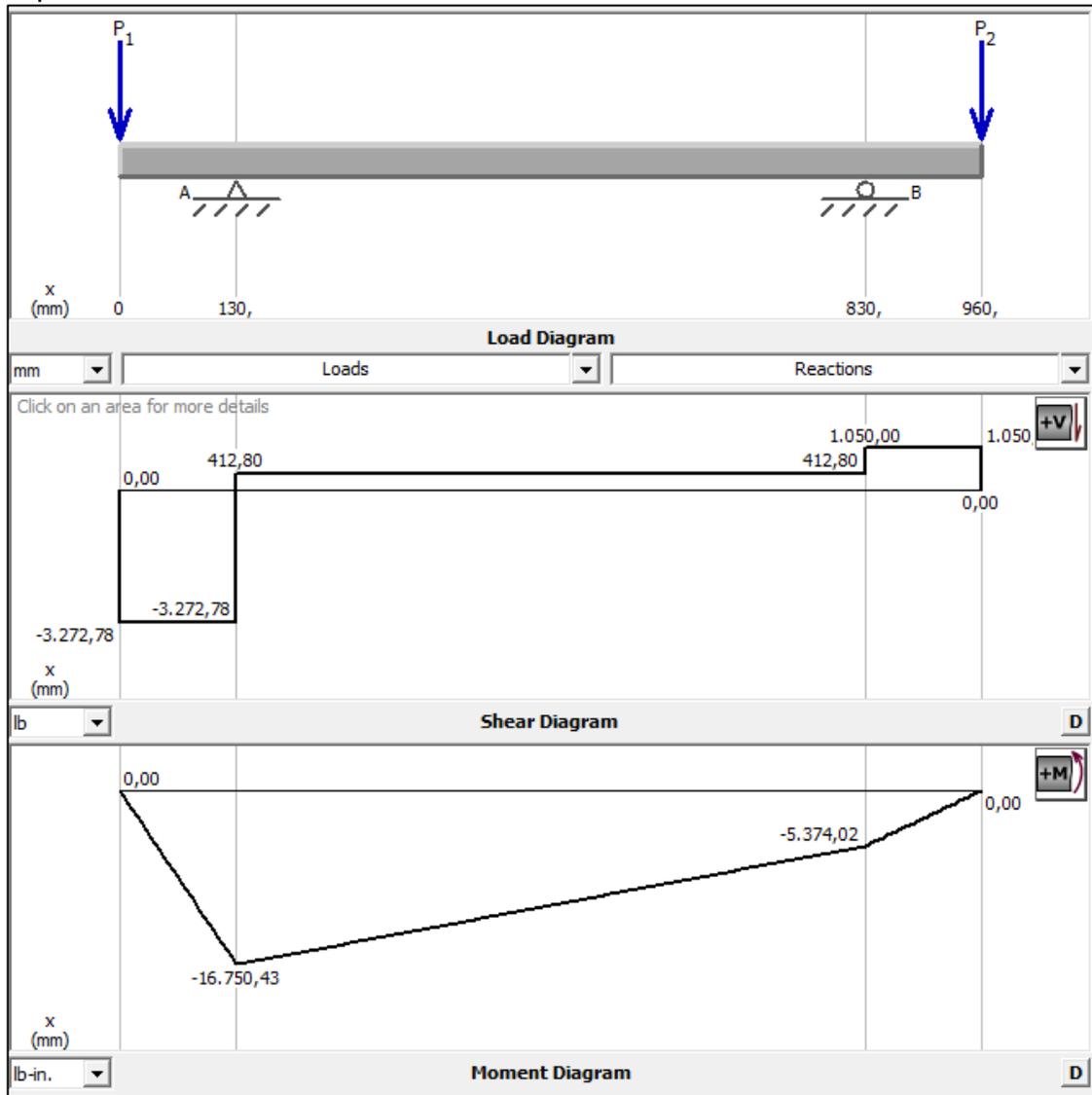
$$\sum Fz = -P1z + Az + Bz - P2z = 0$$

$$\sum Fy = -842,3006 \text{ lb} + Ay + 1999,9759 \text{ lb} - 1818,6533 \text{ lb} = 0$$

$$Ay = 660,978\text{lb}$$

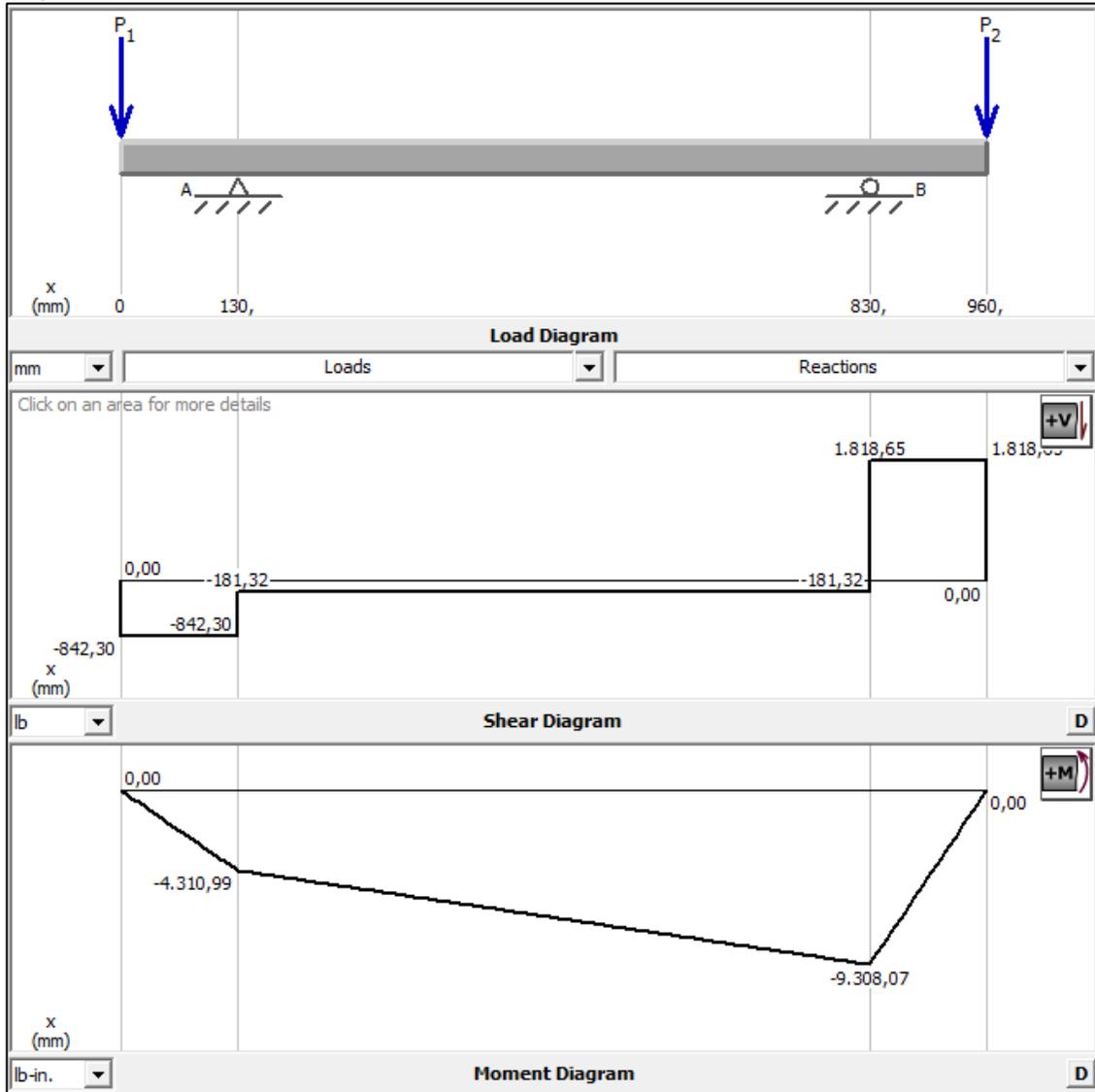
Una vez terminados los cálculos, se muestran en las figuras 107 y 108 los diagramas de esfuerzos cortantes y momentos flectores de los planos XY y XZ respectivamente, con el fin de obtener los valores máximos y con ellos hallar los diámetros mínimos del eje.

Figura 107. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XY eje #1 implemento #2



Fuente: elaboración propia

Figura 108. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XZ eje #1 implemento #2



Fuente: elaboración propia

3.5.3.21 Sumatoria vectorial de fuerza cortante y momentos flectores eje #2. Para el cálculo de los esfuerzos y momentos máximos se utiliza la ecuación 18 y 19.

Punto B

$$V = \sqrt{(3272,78 \text{ lb})^2 + (843,3 \text{ lb})^2}$$

$$V = 3379,6810 \text{ lb}$$

$$M = \sqrt{(4310,99 \text{ lb} * \text{in})^2 + (16750,43 \text{ lb} * \text{in})^2}$$

$$M = 17296,2868 \text{ lb} * \text{in}$$

Punto C

$$V = \sqrt{(1050 \text{ lb})^2 + (1818,65 \text{ lb})^2}$$

$$V = 2099,9971 \text{ lb}$$

$$M = \sqrt{(5374,02 \text{ lb} * \text{in})^2 + (9308,07 \text{ lb} * \text{in})^2}$$

$$M = 10748,0350 \text{ lb} * \text{in}$$

3.5.3.22 Cálculo de diámetros mínimos del eje #2. Para el cálculo de los diámetros de la figura 109 se utiliza la ecuación 20 y la información de la tabla 18.

Figura 109. Disposición de los diámetros del eje #2 implemento #2



Fuente: elaboración propia

El diámetro D1 lleva un cuñero de perfil, valor de Kt para cuñeros de perfil es de 2,0:

$$D1 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2 * 0 \text{ lb} * \text{in}}{37,1275 \text{ Ksi}} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{9800 \text{ lb} * \text{in}}{173 \text{ Ksi}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D1 = 0,9998 \text{ in} = 25,3949 \text{ mm}$$

El diámetro D2, cuenta con chaflanes escalonados agudos, por lo que la concentración de esfuerzos Kt es de 2,5

$$D2 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2,5 * 17296,2868 \text{ lb} * \text{in}}{37,1275 \text{ Ksi}} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{9800 \text{ lb} * \text{in}}{173 \text{ Ksi}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D2 = 2,8743 \text{ in} = 73,0072 \text{ mm}$$

El diámetro D3 los determinado por el fabricante de rodamientos para el escalonamiento de con la figura 67.

El diámetro D4, cuenta con chaflanes escalonados agudos, por lo que la concentración de esfuerzos Kt es de 2,5

$$D4 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2,5 * 10748,0350 \text{ lb} * \text{in}}{37,1275 \text{ Ksi}} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{9800 \text{ lb} * \text{in}}{173 \text{ Ksi}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D4 = 2,4539 \text{ in} = 62,3290 \text{ mm}$$

El diámetro D5 lleva un cuñero de perfil, valor de Kt para cuñeros de perfil es de 2,0:

$$D5 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2 * 0 \text{ lb} * \text{in}}{37,1275 \text{ Ksi}} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{9800 \text{ lb} * \text{in}}{105 \text{ Ksi}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D5 = 0,9998 \text{ in} = 25,3949 \text{ mm}$$

3.5.3.23 Soportes y rodamientos eje #2. Los rodamientos se seleccionan del catálogo de NSK de acuerdo con los diámetros mínimos determinados en el eje.

Para el rodamiento 1 el diámetro interno es de 2,8743 in = 73,0072 mm, la carga radial que soporta el rodamiento es de 3379,6810 lb, las revoluciones del eje son 540 rpm. Según la figura 54, la duración recomendada es de 6000 horas.

La capacidad de carga dinámica es calculada con las ecuaciones 21 y 22.

$$Ld = 6000 \text{ horas} * 500 * 60 \frac{\text{Min}}{\text{Hora}}$$

$$Ld = 194,4 * 10^6 \text{ rev}$$

La carga dinámica es:

$$C = 3379,6810 \text{ lb} * \left(\frac{194,4 * 10^6 \text{ rev}}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 19578,2767 \text{ lb} = 87088,5138 \text{ N}$$

La capacidad básica de carga estática (C_{or}), se determina con la ecuación 23.

$$C_{or} = 0,5 * 19578,2767 \text{ lb}$$

$$C_{or} = 9789,1383 \text{ lb} = 43544,2567 \text{ N}$$

La carga dinámica calculada es $19578,2767 \text{ lb} = 87088,5138 \text{ N}$, por lo que se selecciona un rodamiento con carga dinámica igual o superior, tal y como se muestra en la figura 110.

Figura 110. Rodamiento 1 de bolas de ranura profunda eje #2 implemento #2

Boundary Dimensions (mm)				Basic Load Ratings (kN)		Limiting Speeds (min ⁻¹)		Bearing Numbers
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i> min.	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	Grease	Oil	
80	170	39	2.1	123000	86500	2800		6316DDU

Factor	Mass (kg) approx.
f_0	
13.3	3.67

Fuente: NSK, Rodamiento de bolas de ranura profunda una sola hilera. [En línea]. Disponible en: https://www.jp.nsk.com/app02/NSKOnlineCatalog/en/bearing/detail.jsp?Prod_Type1=DGBB&Prod_Type2=DGBB_SR&Prod_Type3=DGBB_SR_OT&yobi=6008#. [Consultado el 25 de Mayo de 2020].

Para el rodamiento 2 el diámetro interno es de 2,4539 in = 62,3290 mm, la carga radial que soporta el rodamiento es 2099,9971 lb, las revoluciones del eje son 540 rpm y la duración recomendada es de 6000 horas, según la figura 54.

La capacidad de carga dinámica es calcula así, mediante las ecuaciones 21 y 22:

$$Ld = 6000 \text{ horas} * 500 * 60 \frac{\text{Min}}{\text{Hora}}$$

$$Ld = 194,4 * 10^6 \text{ rev}$$

$$C = 2099,9971 \text{ lb} * \left(\frac{194,4 * 10^6 \text{ rev}}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 12165,1494 \text{ lb} = 54113,2806 \text{ N}$$

La capacidad de carga estática se calcula con la ecuación 23.

$$Cor = 0,5 * 12165,1494 \text{ lb}$$

$$Cor = 6075,51 \text{ lb} = 27025,2149$$

La carga dinámica calculada es 12165,1494 lb= 54113,2806 N, por lo que se selecciona un rodamiento con carga dinámica igual o superior, tal y como se muestra en la figura 111.

Figura 111. Rodamiento 2 de bolas de ranura profunda eje #2 implemento #2

Boundary Dimensions (mm)				Basic Load Ratings (kN)		Limiting Speeds (min ⁻¹)		Bearing Numbers
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i> min.	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	Grease	Oil	
80	170	39	2.1	123000	86500	2800		6316DDU

Factor	Mass (kg) approx.
<i>f₀</i>	
13.3	3.67

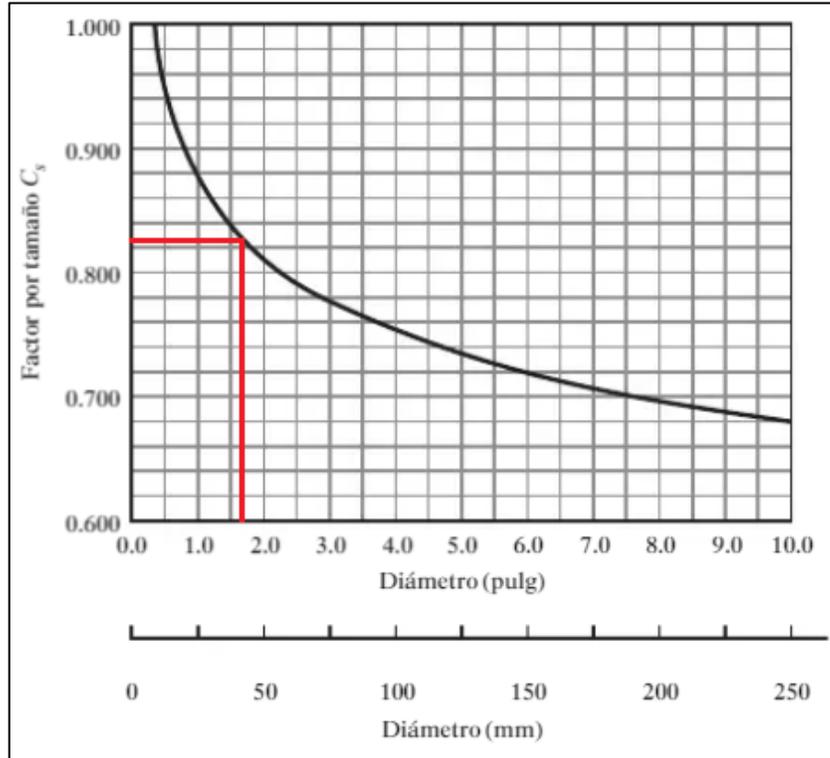
Fuente: NSK, Rodamiento de bolas de ranura profunda una sola hilera. [En línea]. Disponible en: https://www.jp.nsk.com/app02/NSKOnlineCatalog/en/bearing/detail.jsp?Prod_Type1=DGBB&Prod_Type2=DGBB_SR&Prod_Type3=DGBB_SR_OT&yobi=6008#. [Consultado el 25 de Mayo de 2020].

3.5.3.24 Eje #3 (conexión caja de engranajes a polea motriz). Se selecciona un acero AISI 4130 estirado en frío y pulido, el cual es un acero resistente a la torsión y flexión. Además es el más utilizado para la fabricación de ejes.

Resistencia a la tensión (S_u) = 186 Ksi

Esfuerzo de fluencia (S_y) = 173 Ksi

Figura 112. Factor de tamaño C_s



Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edición Prentice Hall, Mexico 1992.

Utilizando las figuras 41, 42, 43 y 112, teniendo en cuenta que el tipo de esfuerzo combinado $C_{st} = 0,59$, se calcula la resistencia real a la fatiga con la ecuación 14.

$$S'n = 92 \text{ Ksi} * 1 * 0,59 * 0,9 * 0,81$$

$$S'n = 39,5701 \text{ Ksi}$$

3.5.3.25 Fuerza que ejercen los elementos de potencia sobre el eje #3. Para este eje se ubican las fuerza derivadas de los elementos de transmisión de potencia como se muestra en la figura 113.

Figura 113. Elementos de potencia eje #3 implemento #2



Fuente: elaboración propia

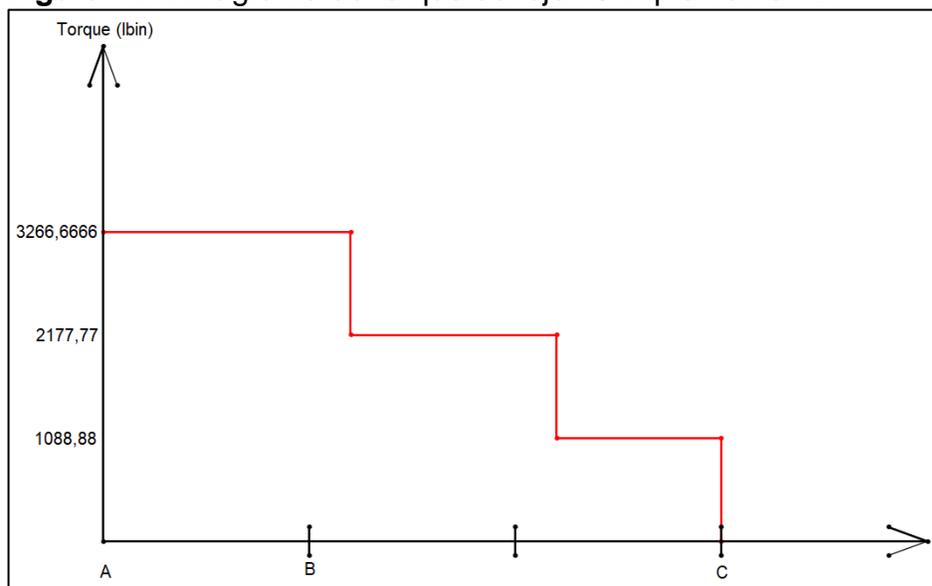
3.5.3.26 Diagrama de torques. Para determinar el torque aplicado sobre el eje se utiliza la ecuación 15.

$$T = \frac{63000 * 84 \text{ HP}}{1620}$$

$$T = 3266,6666 \text{ lb} * \text{in}$$

Con el torque calculado se realiza el diagrama de torques mostrado en la figura 114, donde están las posiciones de entra y salida determinada por la figura 113.

Figura 114. Diagrama de torque del eje #3 implemento #2



Fuente: elaboración propia

3.5.3.27 Fuerza de las cuchillas. Usando la ecuación 25, se determina la fuerza de las cuchillas.

$$T \text{ cuchillas} = \frac{3266,6666 \text{ lb} * \text{in}}{3}$$

$$T \text{ cuchillas} = 1888,88 \text{ lb} * \text{in}$$

$$F = \frac{1888,88 \text{ lb} * \text{in}}{15,77 \text{ in}}$$

$$F = 69,04 \text{ lb}$$

3.5.3.28 Fuerza de la polea. El cálculo para las fuerzas ejercidas por la polea se realiza mediante a ecuación 16:

$$Fp = \frac{3266,6666 \text{ lb} * \text{in}}{\frac{4,6 \text{ in}}{2}}$$

$$Fp = 1420,2998 \text{ lb}$$

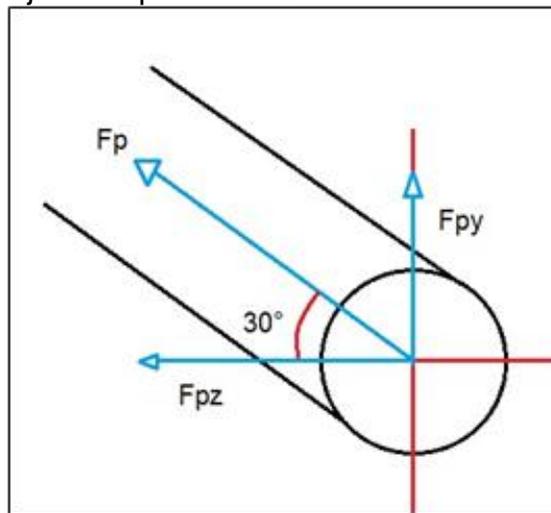
La fuerza de flexión sobre el eje es calculada mediante la ecuación 17

$$Ff = 1,5 * 1420,2998 \text{ lb}$$

$$Ff = 2130,4497 \text{ lb}$$

En la figura 115, se representa la fuerza de la polea y sus componentes, para luego analizar las reacciones en los apoyos.

Figura 115. Representación de la polea y las fuerzas ejercidas sobre el eje #3 implemento 2



Fuente: elaboración propia

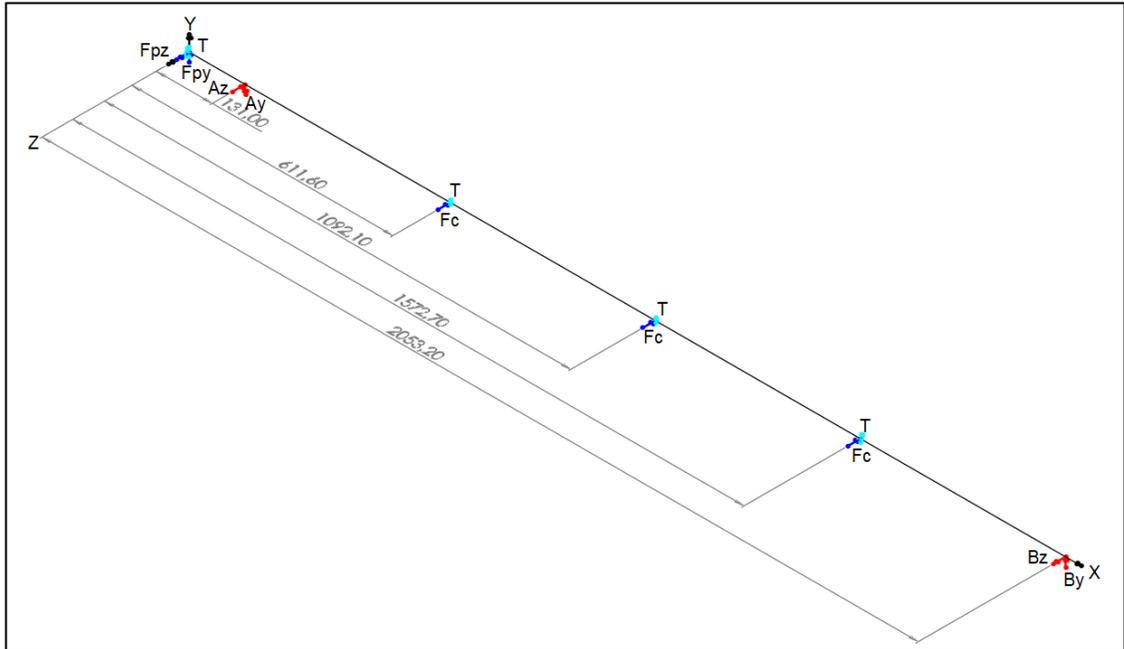
$$Ff = 2130,4497 \text{ lb}$$

$$Ffz = Ff * \text{Cos}(30^\circ) = 2130,4497 \text{ lb} * \text{Cos}(30^\circ) = 1845,0235 \text{ lb}$$

$$Ffy = Ff * \text{Sin}(30^\circ) = 2130,4497 \text{ lb} * \text{Sin}(30^\circ) = 1065,2248 \text{ lb}$$

En la figura 116 se reúnen todas las fuerzas aplicadas sobre el eje debido a los elementos de transmisión de potencia.

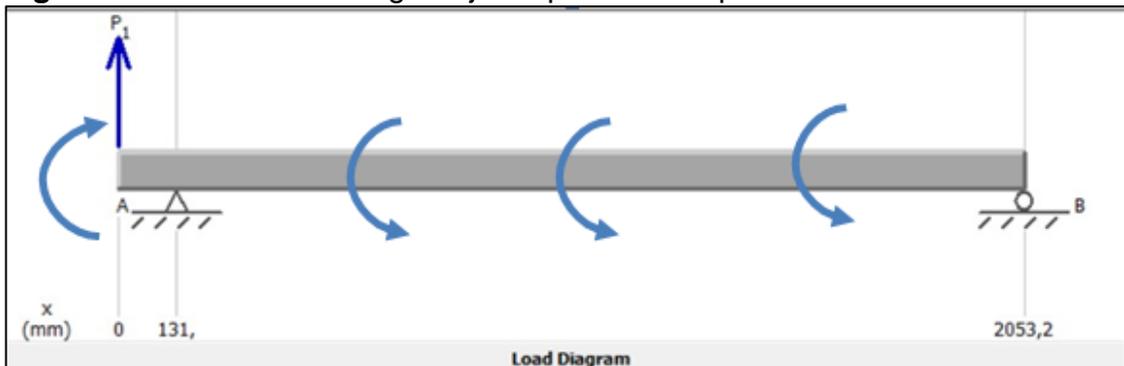
Figura 116. Representación fuerzas sobre el eje #3 implemento #2



Fuente: elaboración propia

Para analizar y calcular los esfuerzos cortantes y momentos flectores sobre el eje 2, se divide el eje por planos en 2D, iniciando con el plano XY mostrado en la figura 117 y posteriormente el plano XZ en la figura 118.

Figura 117. Análisis de cargas Eje #3 plano XY implemento 2



Fuente: elaboración propia

La carga P_1 corresponde a la carga ejercida por la polea en dirección del eje Y.

$$P_{1y} = 1065,2248 \text{ lb}$$

Realizando la sumatoria de momento en el punto B, se obtiene:

$$\sum MB = 0$$

$$\sum MB = -P_{1y} * (2053,2 \text{ mm}) + A_y * (1922,2 \text{ mm}) = 0$$

$$\sum MB = -1065,2248 * (2053,2 \text{ mm}) + A_y * (1922,2 \text{ mm}) = 0$$

$$A_y = 1137,8210 \text{ lb}$$

Realizando la sumatoria de fuerza en Y, se obtiene.

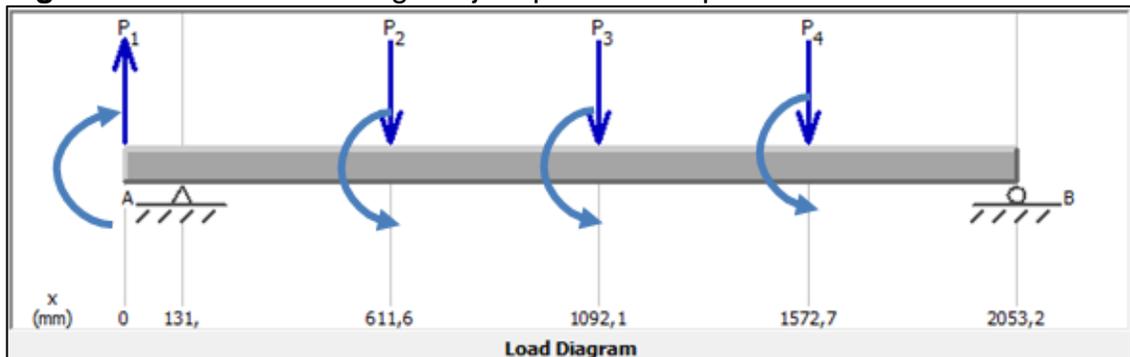
$$\sum F_y = 0$$

$$\sum F_y = P_{1y} - A_y + B_y = 0$$

$$\sum F_y = 1065,2248 \text{ lb} - 1137,8210 \text{ lb} + B_y = 0$$

$$A_y = 72,5962 \text{ lb}$$

Figura 118. Análisis de cargas Eje 3 plano XZ implemento #1



Fuente: elaboración propia

La carga P1 corresponde a la carga ejercida por la polea en dirección del eje Y.

$$P_{1z} = 1845,0235 \text{ lb}$$

$$P_{2z} = P_{3z} = P_{4z} = 69,04 \text{ lb}$$

Realizando la sumatoria de momento en el punto B, se obtiene:

$$\sum MA = 0$$

$$\sum MA = -P1z * (131 \text{ mm}) - P2z * (480,6) - P3z * (961,31 \text{ mm}) - P4z * (1441,7 \text{ mm}) + Bz * (1922,2) = 0$$

$$\sum MA = -1845,0235 \text{ lb} * (131 \text{ mm}) - 69,04 \text{ lb} * (480,6) - 69,04 \text{ lb} * (961,31 \text{ mm}) - 69,04 \text{ lb} * (1441,7 \text{ mm}) + Bz * (1922,2) = 0$$

$$Bz = 229,25 \text{ lb}$$

Realizando la sumatoria de fuerza en Y, se obtiene.

$$\sum Fz = 0$$

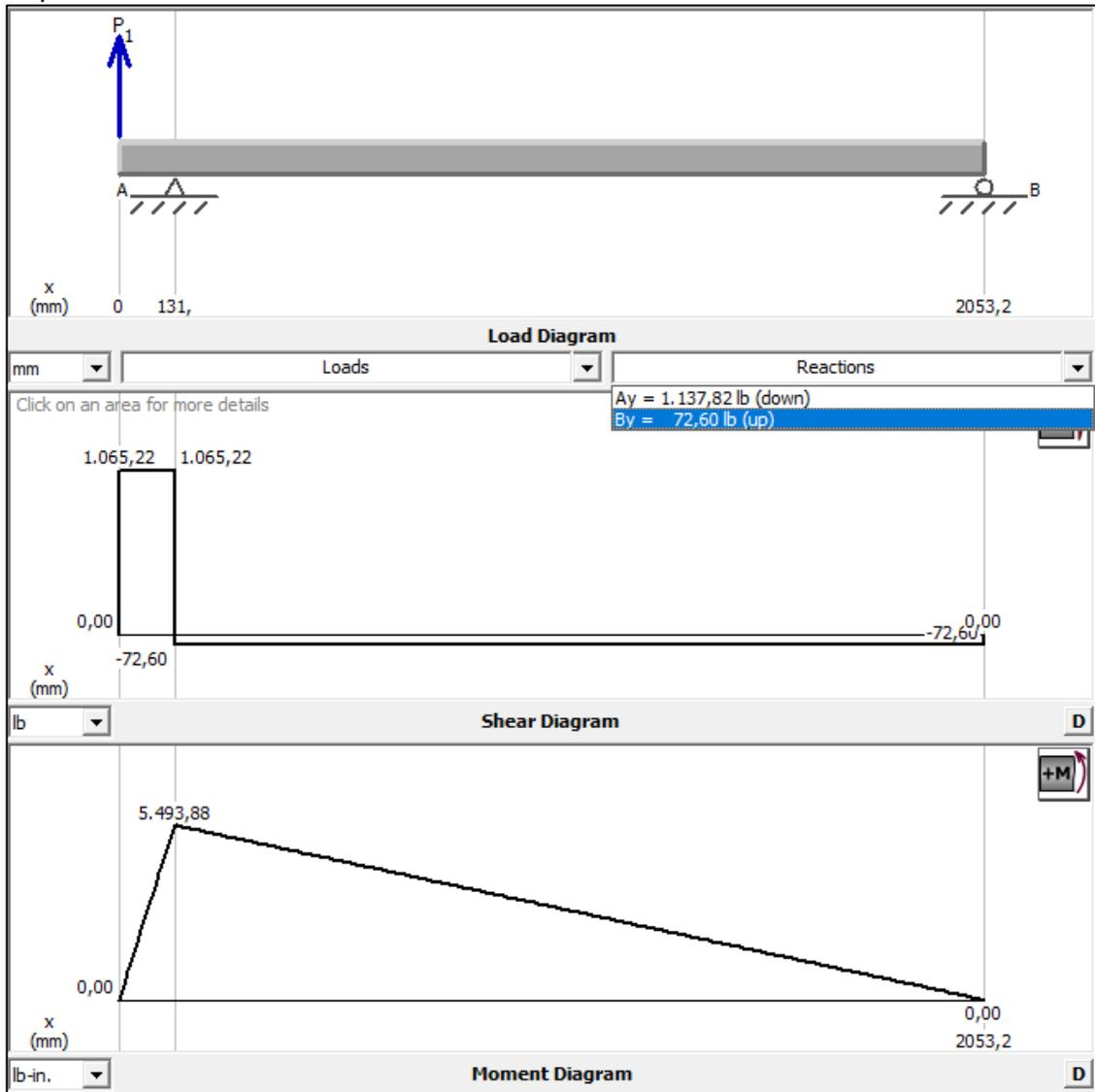
$$\sum Fz = P1z - P2z - P3z - P4z + Az + Bz = 0$$

$$\sum Fy = 1845,0235 \text{ lb} - 69,04 \text{ lb} - 69,04 \text{ lb} - 69,04 \text{ lb} + 229,25 \text{ lb} + Az = 0$$

$$Az = -22,21 \text{ lb}$$

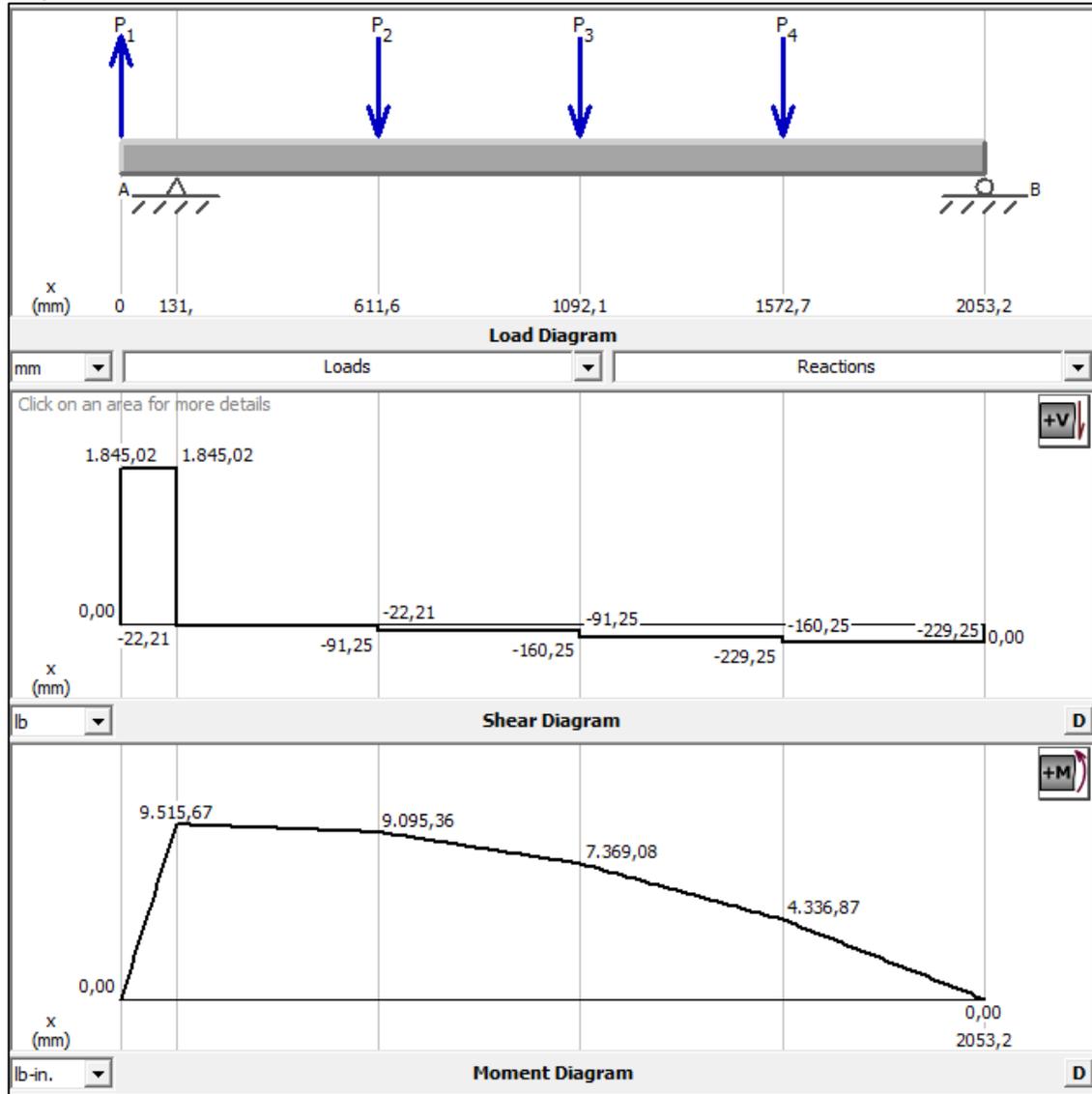
Una vez terminados los cálculos, se muestran en las figuras 119 y 120 los diagramas de esfuerzos cortantes y momentos flectores de los planos XY y XZ respectivamente, con el fin de obtener los valores máximos y con ellos hallar los diámetros mínimos del eje.

Figura 119. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XY eje #3 implemento #2



Fuente: elaboración propia

Figura 120. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XZ eje #3 implemento #2



Fuente: elaboración propia

3.5.3.29 Sumatoria vectorial de fuerza cortante y momentos flectores eje #3. Para el cálculo de los esfuerzos y momentos máximos se utiliza la ecuación 18 y 19.

Punto B

$$V = \sqrt{(1065,22 \text{ lb})^2 + (1845,02 \text{ lb})^2}$$

$$V = 2130,4441 \text{ lb}$$

$$M = \sqrt{(9515,67 \text{ lb} * \text{in})^2 + (5493,88 \text{ lb} * \text{in})^2}$$

$$M = 10987,7519 \text{ lb} * \text{in}$$

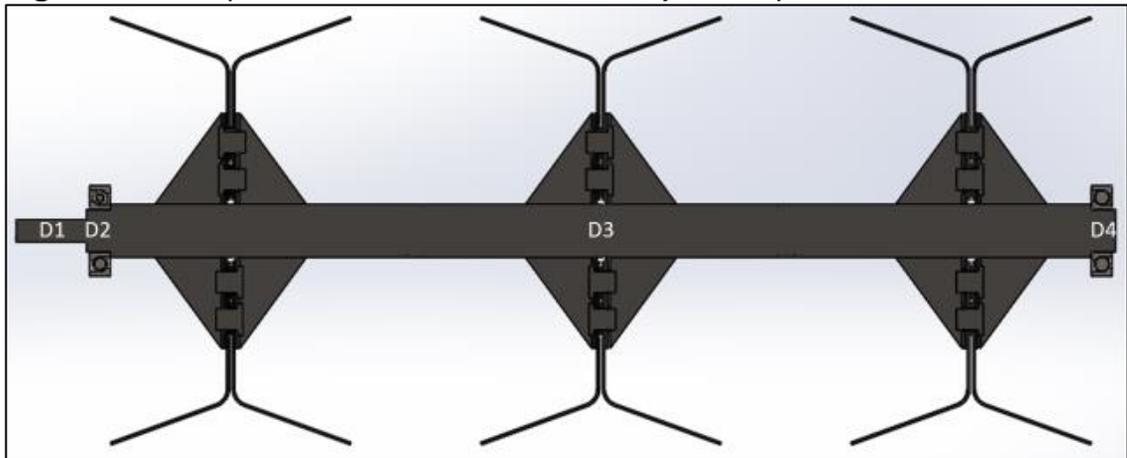
Punto C

$$V = \sqrt{(229,25 \text{ lb})^2 + (72,6 \text{ lb})^2}$$

$$V = 240,4710 \text{ lb}$$

3.5.3.30 Cálculo de diámetros mínimos del eje #3. Para el cálculo de los diámetros de la figura 121 se utiliza la ecuación 20 y la información de la tabla 18.

Figura 121. Disposición de los diámetros del eje #3 implemento #2



Fuente: elaboración propia

El diámetro D1 lleva un cuñero de perfil, valor de Kt para cuñeros de perfil es de 2,0.

$$D1 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2 * 0 \text{ lb} * \text{in}}{39,5701 \text{ Ksi}} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{3266,6666 \text{ lb} * \text{in}}{173 \text{ Ksi}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D1 = 0,6932 \text{ in} = 17,6073 \text{ mm}$$

El diámetro D2, cuenta con chaflanes escalonados agudos, por lo que la concentración de esfuerzos Kt es de 2,5

$$D2 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2,5 * 10987,7519 \text{ lb} * \text{in}}{39,5701 \text{ Ksi}} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{9800 \text{ lb} * \text{in}}{173 \text{ Ksi}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D2 = 2,4184 \text{ in} = 61,4273 \text{ mm}$$

El diámetro D3 los determinado por el fabricante de rodamientos para el escalonamiento de con la figura 67.

El diámetro D4, se determina utilizando la ecuación 21.

$$D4 = \sqrt{\frac{2,94 * 2,5 * 2 * 240,4710 \text{ lb}}{39,5701 \text{ Ksi}}}$$

$$D4 = 0,2990 \text{ in} = 7,5946 \text{ mm}$$

3.5.3.31 Soportes y rodamientos eje #3. Los rodamientos se seleccionan del catálogo de NSK de acuerdo con los diámetros mínimos determinados en el eje.

Para el rodamiento 1 el diámetro interno es de 2,4184 in = 61,4273 mm, la carga radial que soporta el rodamiento es de 2130,4441lb, las revoluciones del eje son 540 rpm. Según la figura 54, la duración recomendada es de 6000 horas.

La capacidad de carga dinámica es calculada con las ecuaciones 21 y 22.

$$Ld = 6000 \text{ horas} * 1620 * 60 \frac{\text{Min}}{\text{Hora}}$$

$$Ld = 583,2 * 10^6 \text{ rev}$$

La carga dinámica es:

$$C = 2130,4441 \text{ lb} * \left(\frac{583,2 * 10^6 \text{ rev}}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 17799,5619 \text{ lb} = 79176,3962 \text{ N}$$

La capacidad básica de carga estática (Cor), se determina con la ecuación 23.

$$Cor = 0,5 * 17799,5619 \text{ lb}$$

$$C_{or} = 8899,7809 \text{ lb} = 39588,1978 \text{ N}$$

La carga dinámica calculada es 17799,5619 lb = 79176,3962 N, por lo que se selecciona un rodamiento con carga dinámica igual o superior, tal y como se muestra en la figura 122.

Figura 122. Rodamiento 1 de bolas de ranura profunda eje #3 implemento #2

Boundary Dimensions (mm)				Basic Load Ratings (kN)		Limiting Speeds (min ⁻¹)		Bearing Numbers
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i> min.	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	Grease	Oil	
80	170	39	2.1	123000	86500	2800		6316DDU

Factor	Mass (kg) approx.
<i>f₀</i>	
13.3	3.67

Fuente: NSK, Rodamiento de bolas de ranura profunda una sola hilera. [En línea]. Disponible en: https://www.jp.nsk.com/app02/NSKOnlineCatalog/en/bearing/detail.jsp?Prod_Type1=DGBB&Prod_Type2=DGBB_SR&Prod_Type3=DGBB_SR_OT&yobi=6008#. [Consultado el 25 de Mayo de 2020].

Para el rodamiento 2 el diámetro interno es de 0,2990 in = 7,5946 mm, la carga radial que soporta el rodamiento es 240,4710 lb, las revoluciones del eje son 540 rpm y la duración recomendada es de 6000 horas, según la figura 54.

La capacidad de carga dinámica es calcula así, mediante las ecuaciones 21 y 22:

$$L_d = 6000 \text{ horas} * 1620 * 60 \frac{\text{Min}}{\text{Hora}}$$

$$L_d = 583,2 * 10^6 \text{ rev}$$

$$C = 1501,9718 \text{ lb} * \left(\frac{583,2 * 10^6 \text{ rev}}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 12548,7639 \text{ lb} = 55819,6829 \text{ N}$$

La capacidad de carga estática se calcula con la ecuación 23.

$$C_{or} = 0,5 * 8700,8269 \text{ lb}$$

$$C_{or} = 6274,3819 \text{ lb} = 27909,8412 \text{ N}$$

La carga dinámica calculada es 12548,7639 lb= 55819,6829 N, por lo que se selecciona un rodamiento con carga dinámica igual o superior, tal y como se muestra en la figura 123.

Figura 123. Rodamiento 2 de bolas de ranura profunda eje #3 implemento #2

Boundary Dimensions (mm)				Basic Load Ratings (kN)		Limiting Speeds (min ⁻¹)		Bearing Numbers
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i> min.	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	Grease	Oil	
80	170	39	2.1	123000	86500	2800		6316DDU

Factor	Mass (kg) approx.
<i>f</i> ₀	
13.3	3.67

Fuente: NSK, Rodamiento de bolas de ranura profunda una sola hilera. [En línea]. Disponible en: https://www.jp.nsk.com/app02/NSKOnlineCatalog/en/bearing/detail.jsp?Prod_Type1=DGBB&Prod_Type2=DGBB_SR&Prod_Type3=DGBB_SR_OT&yobi=6008#: [Consultado el 25 de Mayo de 2020].

3.5.4 Selección de chavetas. Con las ecuación 34 y 35, se determina la longitud de a chaveta asumiendo que el material es AISI 1020.

Ecuación 34. Longitud de la chaveta por esfuerzo normal

$$\sigma = \frac{F}{\frac{h}{2} * L}$$

Fuente: MOTT,Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edicion Prentice Hall, Mexico 1992.

Dónde:

h = altura de la chaveta
L = longitud de la chaveta
F = fuerza transmitida
 σ = esfuerzo normal

Ecuación 35. Longitud de la chaveta por esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{F}{b * L}$$

Fuente: MOTT,Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edicion Prentice Hall, Mexico 1992.

Dónde:

b = ancho de la chaveta
L = longitud de la chaveta
F = fuerza transmitida
 τ = esfuerzo normal

$$L = \frac{F}{b * \tau}$$

Figura 124. Catálogo de chavetas

b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100																	
h	2	3	4	3	4	6	5	7	6	8	6	8	6	9	7	10	7	11	8	12	9	14	9	14	10	16	11	18	12	20	22	25	28	32	36	40	45	50					
d1	>	6	8	10	12	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58	65	65	75	75	85	85	95	95	110	110	130	130	150	170	200	230	260	290	330	380	440		
	≤	8	10	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58	65	65	75	75	85	85	95	95	110	110	130	130	150	170	200	230	260	290	330	380	440	500			
Chavetero del eje	asiento fijo P9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20	22	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100		
	asiento ligero N9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20	22	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100		
	con juego en el lomo o aprieto	1,2	1,8	2,5	1,9	3	2,5	3,5	3,1	4	3,7	5	3,9	5	4	5,5	4,7	6	4,8	7	5,4	7,5	6	9	6,2	9	6,9	10	7,6	11	8,3	12	13	15	17	20	20	22	25	28	31		
	dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	
Chavetero del cubo	asiento fijo P9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20	22	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100		
	asiento ligero JS9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20	22	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100		
	con juego en el lomo	1	1,4	1,8	1,2	2,3	1,6	2,8	2	3,3	2,4	3,3	2,2	3,3	2,1	3,8	2,4	4,3	2,3	4,4	2,7	4,9	3,1	5,4	2,9	5,4	3,2	6,4	3,5	7,4	3,8	8,4	9,4	10,4	11,4	12,4	14,4	15,4	17,4	19,5			
	dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2
con aprieto	0,5	0,9	1,2	0,8	1,7	1,1	2,2	1,4	2,4	1,8	2,4	1,6	2,4	1,4	2,9	1,7	3,4	1,6	3,4	2	3,9	2,4	4,4	2,2	4,4	2,4	5,4	2,7	6,4	3,0	7,1	8,1	9,1	10,1	11,1	11,1	13,1	14,1	16,1	18,1			
dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2
a	-	-	-	-	-	-	-	3	-	3	-	3	-	3,5	-	4	-	4,5	-	5	-	5,5	-	5,5	-	6,5	-	7	-	8	9	10	11	13	13	14	16	18	20				
d2 min.	d1 +	2,5	3,5	4	3	5	4	6	5	8	6	8	6	8	6	9	7	11	7	11	8	12	9	14	9	14	10	16	11	18	11,5	21	23	26	28	32	32	36	40	45	50		
r1	min.	0,16	0,16	0,16	0,20	0,25	0,40	0,25	0,40	0,25	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60		
	max.	0,25	0,25	0,25	0,30	0,40	0,50	0,40	0,50	0,60	0,70	0,60	0,70	0,60	0,70	0,60	0,70	0,60	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80
r2	min.	0,16	0,16	0,16	0,20	0,25	0,40	0,25	0,40	0,25	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	
	max.	0,08	0,08	0,08	0,10	0,16	0,20	0,16	0,20	0,16	0,20	0,25	0,30	0,25	0,30	0,25	0,30	0,25	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40

Fuente: OPAC COMPONENTS. Chavetas 6885 A. [En línea]. Disponible en: <https://www.opac.net/pdf/DIN%206885%20A.pdf>. [Consultado el 1 de Junio de 2020].

Con base en la figura 124 y conociendo los diámetros de los ejes, se procede a hacer el cálculo de las longitudes de las chavetas.

3.5.4.1 Implemento 1.

- POLEA EJE 1.

El diámetro interior de la polea es de 43mm y con la ecuación 25 se determina la fuerza.

$$F = \frac{1260 \text{ lb in}}{\frac{1,6929 \text{ in}}{2}}$$

$$F = 1488,56 \text{ lb}$$

Para las ecuaciones 34 y 35 se utilizan los siguientes datos tomados de la figura 124:

b = 12

h = 6

$$L = \frac{6621,44N}{\frac{6mm}{2} * 210MPa}$$

$$L = 10,5102cm$$

$$L = \frac{6621,44N}{12mm * 210MPa}$$

$$L = 2,6275cm$$

- POLEA EJE 2.

El diámetro es de 73 mm y con la ecuación 25 se determina la fuerza.

$$F = \frac{2520 lb in}{2,8740 in/2}$$

$$F = 1753,64 lb$$

Para las ecuaciones 34 y 35 se utilizan los siguientes datos tomados de la figura 124:

$$b = 20$$

$$h = 12$$

$$L = \frac{7800,58N}{\frac{12mm}{2} * 210MPa}$$

$$L = 6,1904cm$$

$$L = \frac{7800,58N}{20mm * 210MPa}$$

$$L = 1,8573cm$$

- MECANISMO VIELA MANIBELA.

El diámetro es de 60 mm y con la ecuación 25 se determina la fuerza.

$$F = \frac{2520 lb in}{2,3622 in/2}$$

$$F = 2133,6 \text{ lb}$$

Para las ecuaciones 34 y 35 se utilizan los siguientes datos tomados de la figura 124:

$$b = 18$$

$$h = 7$$

$$L = \frac{9490,73N}{\frac{7mm}{2} * 210MPa}$$

$$L = 12,9125cm$$

$$L = \frac{9490,73N}{18mm * 210MPa}$$

$$L = 2,5108cm$$

3.5.4.2 Implemento 2.

- ENGRANAJE CONICO EJE 1.

El diámetro es de 50,8 mm y con la ecuación 25 se determina la fuerza.

$$F = \frac{540 \text{ lb in}}{2 \text{ in}/2}$$

$$F = 540 \text{ lb}$$

Para las ecuaciones 34 y 35 se utilizan los siguientes datos tomados de la figura 124:

$$b = 16$$

$$h = 7$$

$$L = \frac{2402,04N}{\frac{7mm}{2} * 210MPa}$$

$$L = 3,2681cm$$

$$L = \frac{2402,04N}{16mm * 210MPa}$$

$$L = 0,7149cm$$

- ENGRANJE CONICO EJE 2.

El diámetro es de 50,8 mm y con la ecuación 25 se determina la fuerza.

$$F = \frac{540 lb in}{2 in/2}$$

$$F = 540 lb$$

Para las ecuaciones 34 y 35 se utilizan los siguientes datos tomados de la figura 124.

$$b = 16$$

$$h = 7$$

$$L = \frac{2402,04N}{\frac{7mm}{2} * 210MPa}$$

$$L = 3,2681cm$$

$$L = \frac{2402,04N}{16mm * 210MPa}$$

$$L = 0,7149cm$$

- POLEA EJE 2.

El diámetro es de 73 mm y con la ecuación 25 se determina la fuerza.

$$F = \frac{540 lb in}{2,8740 in/2}$$

$$F = 375,78 lb$$

Para las ecuaciones 34 y 35 se utilizan los siguientes datos tomados de la figura 124.

$$b = 20$$

$$h = 12$$

$$L = \frac{1671,55N}{\frac{12mm}{2} * 210MPa}$$

$$L = 1,3266cm$$

$$L = \frac{1671,55N}{20mm * 210MPa}$$

$$L = 0,3880cm$$

- POLEA EJE 3.

El diámetro es de 42,9 mm y con la ecuación 25 se determina la fuerza

$$F = \frac{1620 lb in}{1,6890 in/2}$$

$$F = 1918,32 lb$$

Para las ecuaciones 34 y 35 se utilizan los siguientes datos tomados de la figura 124.

$$b = 12$$

$$h = 8$$

$$L = \frac{8533,11N}{\frac{8mm}{2} * 210MPa}$$

$$L = 10,1584cm$$

$$L = \frac{8533,11N}{12mm * 210MPa}$$

$$L = 3,3861cm$$

3.5.5 Ángulo de deflexión. Para determinar el ángulo de deflexión se utilizan las ecuaciones 36 y 37.

Ecuación 36. Deflexión con dos apoyos

$$\theta = \frac{P * L^2}{16 * E * I}$$

Fuente: UNIVERSIDAD DE SANTIAGO DE CHILE. Curso de resistencia de materiales, [En línea]. Disponible en: https://mecanica-usach.mine.nu/media/uploads/9_-_Defl_en_vigas.pdf . [Consultado el 5 de Junio de 2020].

Dónde:

P = Carga

L = Longitud

E = Modulo de elasticidad

I = Modulo de inercia

Ecuación 37. Deflexión con un apoyo

$$\theta = \frac{P * L^2}{2 * E * I}$$

Fuente: UNIVERSIDAD DE SANTIAGO DE CHILE. Curso de resistencia de materiales, [En línea]. Disponible en: https://mecanica-usach.mine.nu/media/uploads/9_-_Defl_en_vigas.pdf . [Consultado el 5 de Junio de 2020].

Dónde:

P = Carga

L = Longitud

E = Modulo de elasticidad

I = Modulo de inercia

Con la ecuación 38 se determina el módulo de inercia.

Ecuación 38. Módulo de inercia

$$I = \frac{\pi * D^4}{64}$$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edición Prentice Hall, Mexico 1992.

Dónde:

D = Diámetro

3.5.5.1 Eje #1 implemento #1. Para el cálculo de en ángulo de deflexión sobre este eje se utiliza la ecuación 36.

$$\theta = \frac{2849,8772 \text{ N} * (0,05 \text{ m})^2}{16 * 205 \text{ GPa} * \left(\frac{\pi * 0,0429^4}{64}\right) m^4}$$

$$\theta = 1,07 \times 10^{-5}$$

3.5.5.2 Eje #2 implemento #1. Para el cálculo de en ángulo de deflexión sobre este eje se utiliza la ecuación 37.

$$\theta = \frac{3559,0292 \text{ N} * (0,03 \text{ m})^2}{2 * 205 \text{ GPa} * \left(\frac{\pi * 0,03^4}{64}\right) m^4}$$

$$\theta = 0,0016$$

3.5.5.3 Eje #1 implemento #2. Para el cálculo de en ángulo de deflexión sobre este eje se utiliza la ecuación 36.

$$\theta = \frac{14558,032 \text{ N} * (0,1 \text{ m})^2}{16 * 205 \text{ GPa} * \left(\frac{\pi * 0,0508^4}{64}\right) m^4}$$

$$\theta = 0,0001113$$

3.5.5.4 Eje #2 implemento #2. Para el cálculo de en ángulo de deflexión sobre este eje se utiliza la ecuación 37.

$$\theta = \frac{14558,032 * (0,13 \text{ m})^2}{2 * 205 \text{ GPa} * \left(\frac{\pi * 0,0508^4}{64}\right) \text{ m}^4}$$

$$\theta = 0,001505$$

3.5.5.5 Eje #3 implemento #2. Para el cálculo de en ángulo de deflexión sobre este eje se utiliza la ecuación 37.

$$\theta = \frac{9476,7124 \text{ N} * (0,131 \text{ m})^2}{2 * 205 \text{ GPa} * \left(\frac{\pi * 0,0429^4}{64}\right) \text{ m}^4}$$

$$\theta = 0,001956$$

3.5.6 Sistema de picado. El sistema de picado se encarga de destruir en partículas pequeñas los residuos del tallo y de las raíces que no son eliminados por la segadora.

Esto se hace por medio de 20 cuchillas diseñadas con acero inoxidable forjado para dar una gran resistencia, a causa de que en el suelo puede haber elementos que puedan dañar el sistema como rocas.

Las cuchillas funcionan por medio de la inercia y el torque ejercido por el eje 3 entregado por medio de las porta cuchillas. El filo de su hoja a ambos extremos es importante, para reducir la fuerza necesaria para eliminar los tallos y raíces de la planta de coca.

El diseño de las cuchillas se hace mediante el caso más crítico, es decir que a la cuchilla se presente una carga de 1250N, equivalentes a más del peso de una planta de coca.

Las cuchillas a mayor velocidad tendrán que ejercer menor fuerza para desraizar los cultivos de planta de coca.

3.6 ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS

3.6.1 Implemento 1.

3.6.1.1 Estructura. En la segadora frontal se tienen los diferentes componentes que generaran una masa, que se debe analizar para evitar cualquier tipo de daño.

Al tener la masa de cada uno de los componentes, se hace el análisis por medio de elementos finitos, para descartar cualquier tipo de fractura.

Hay que tener en cuenta que al hacer este análisis se desarrolló tomando en cuenta el caso más crítico, que es tomando la totalidad de la masa, sabiendo que esta masa se va a repartir en las 2 placas laterales la mayoría del tiempo.

Tornillos inferiores:

Se toma la carga de las 2 cuchillas la masa de las cuchillas se encuentra en la tabla 24, equivalentes a 634,48 Kg, al multiplicarlo por la gravedad 9,81 m/s² se tiene un resultado de 6224,25 N repartidos en los 2 tornillos de cada placa.

Tabla 24. Masa de las cuchillas

	Masa (gramos)	Cantidad	Total (gramos)
Cuchilla superior	259191,92	1	259191,92
Cuchilla inferior	375286,05	1	375286,05

Fuente: elaboración propia

La placa transversal frontal soporta el eje 1, que se tomara en cuenta para el análisis según la tabla 25, el cual haciendo la sumatoria arroja un resultado de 132,42 Kg equivalente a 1299,1 N.

Tabla 25. Cargas muertas sobre la estructura implemento #1

	Masa (gramos)	Cantidad	Total (gramos)
Placa transversal 1	46963,17	1	46963,17
Base rodamiento conductor	3751,48	2	7502,96
Buje adaptador conductor	365,69	1	365,69
Polea conductora	5258,01	1	5258,01
Chaveta conductora	26,16	1	26,16
Manivela	595,03	1	595,03
Biela	2287,93	1	2287,93
Base rodamientos conducido	1939,25	1	1939,25
Polea conducida	15066,98	1	15066,98
Buje adaptador conducido	1392,8	1	1392,8
Eje conducido 2	7199,58	1	7199,58
Chaveta conducida 1	84,69	1	84,69
Chaveta conducida 2	19,91	1	19,91
Rodamientos eje 2	384	2	767,742

Fuente: elaboración propia

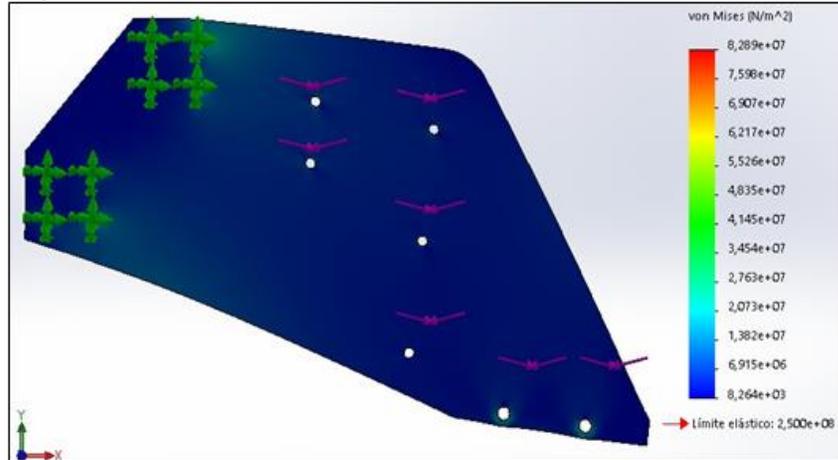
La placa transversal posterior soporta el eje 1 y el eje 2, que se tomarán en cuenta para el análisis la tabla 26, el cual haciendo la sumatoria arroja un resultado de 85,33Kg equivalente a 837,13 N.

Tabla 26. Cargas muertas sobre la estructura implemento #1

	Masa (gramos)	Cantidad	Total (gramos)
Placa transversal 2	126458,99	1	126458,99
Base rodamiento conductor	3751,48	2	7502,96
Eje conductor 1	2025,52	1	2025,52
Rodamientos eje 1	190	2	379,806

Fuente: elaboración propia

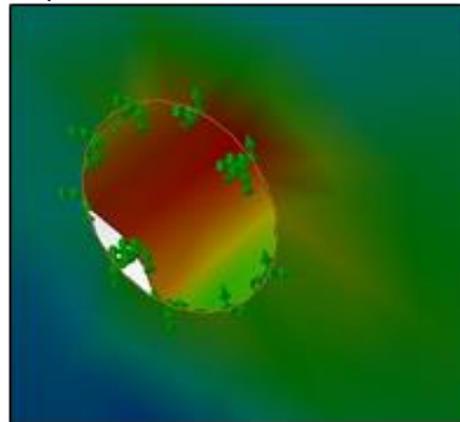
Figura 125. Resultados esfuerzo de Von Mises estructura implemento #1



Fuente: elaboración propia

En la figura 125 y 126, el resultado del análisis muestra que el rango en el que se encuentra el sistema está entre los $8,264 \times 10^3 \text{ N/m}^2$ y los $8,289 \times 10^8 \text{ N/m}^2$. Teniendo en cuenta que el material tiene un límite elástico de $2,5 \times 10^8 \text{ N/m}^2$, se sabe que el material no va a fallar.

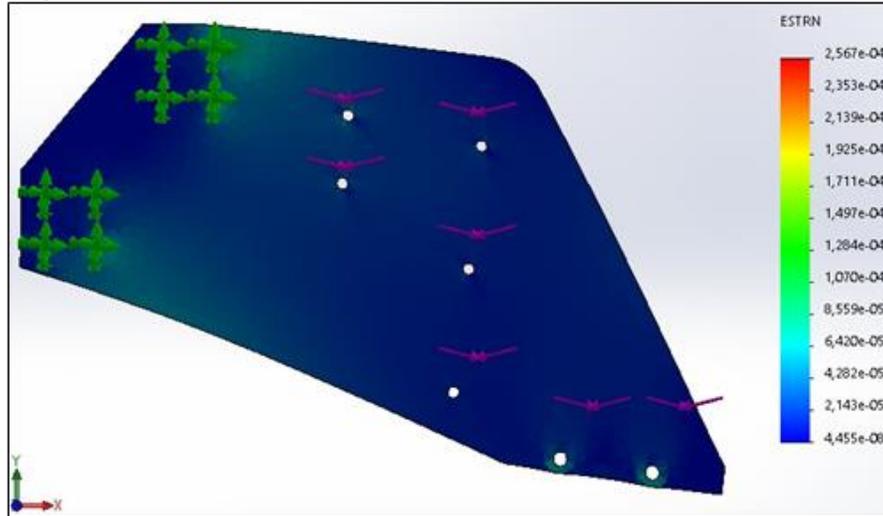
Figura 126. Esfuerzo Von Mises en el punto crítico en el implemento #1



Fuente: elaboración propia

El punto más crítico en el que se encuentra el sistema es en la parte de la tornillería de la viga superior. Esto se debe a que es la viga que más cargas soporta. Tal como se muestra en la figura 127.

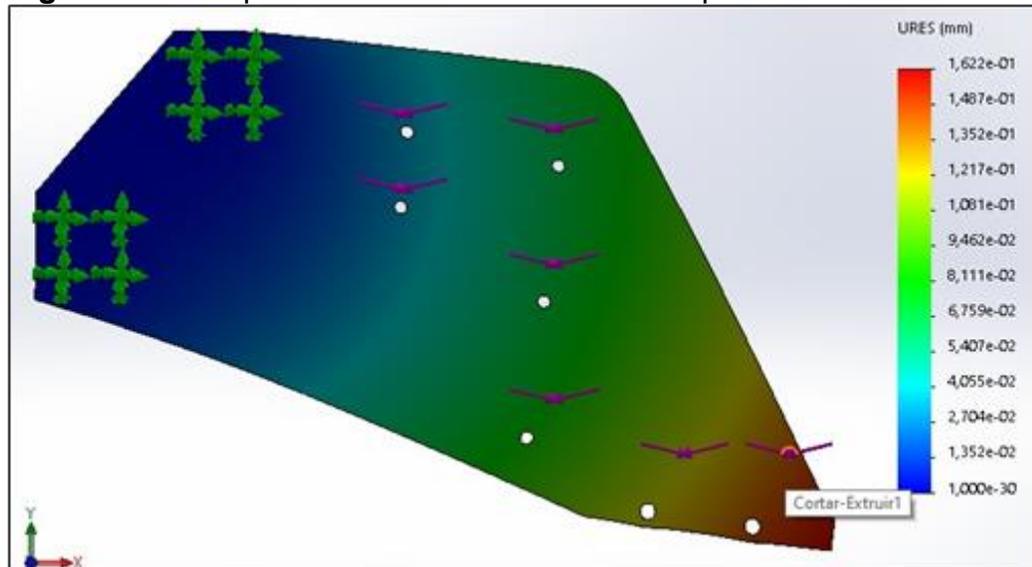
Figura 127. Deformaciones unitarias en la estructura implemento #1



Fuente: elaboración propia

En la figura 128, se evidencia que las deformaciones unitarias están directamente ligadas con los esfuerzos de von mises. Se puede ver que el comportamiento de las deformaciones de los nodos es uniforme, y el área de mayores deformaciones unitarias es la de las vigas de soporte y las cuchillas, a causa que son puntos donde hay concentraciones de esfuerzos.

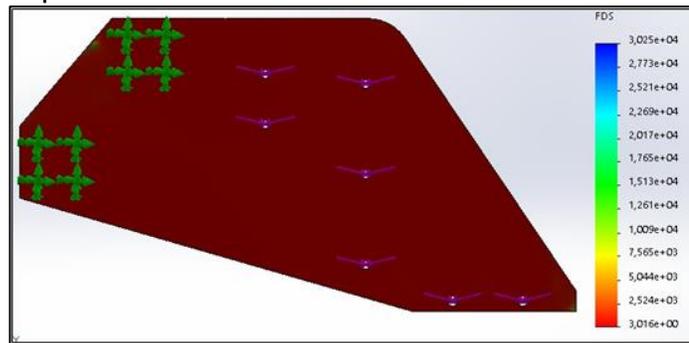
Figura 128. Desplazamientos en la estructura implemento #1



Fuente: elaboración propia

Los desplazamientos que se tienen del sistema de placas son mínimos, ya que la zona con mayor desplazamiento es la de las cuchillas como se muestra en la figura, pero solo llega hasta los 0,1622mm, que no es un valor representativo que pueda afectar al sistema.

Figura 129. Factor de seguridad de la estructura implemento #1



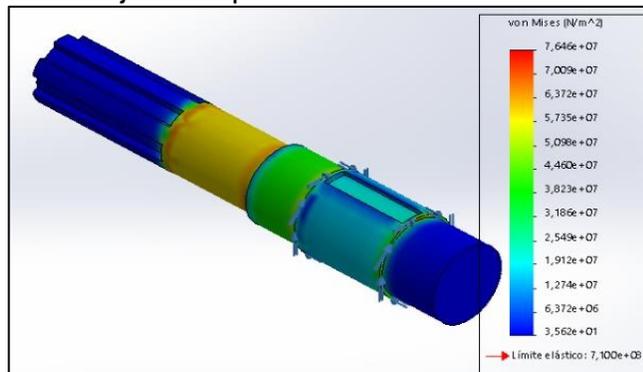
Fuente: elaboración propia

Se puede ver en la figura 129 que el sistema es uniforme, a causa de que en la mayor parte de la placa el factor de seguridad apropiado es aproximadamente de 3.

3.6.1.2 Eje #1 (conexión junta cardan con polea motriz). Para el análisis del eje #1, se simula bajo parámetros de operación, por lo tanto, se aplica un torque en el eje de 1260 lb*in.

Una vez simulado el eje bajo las cargas y restricciones presentes en este, se obtuvieron los siguientes resultados. Los resultados de los esfuerzos, se obtiene un valor máximo de tensión igual a 76,46 MPa. Según la figura 130.

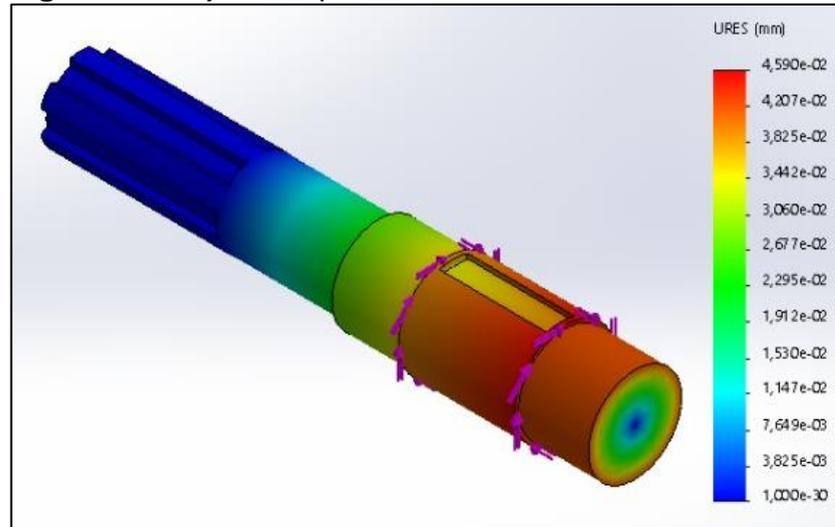
Figura 130. Resultados de esfuerzo Von Mises eje #1 implemento #1



Fuente: elaboración propia

Los resultados de desplazamiento. En el eje #1 bajo condiciones críticas se presenta un desplazamiento máximo de 0,0459 mm, el desplazamiento se observa en la siguiente figura 131.

Figura 131. Eje #1 implemento #1



Fuente: elaboración propia

La ecuación 39, sirve para determinar el factor de seguridad.

Ecuación 39. Factor de seguridad

$$F.S = \frac{S_y}{Von\ Mises}$$

Fuente: MOTT,Robert. Diseño de elementos de maquinas, P.E. 2. Edicion Prentice Hall, Mexico 1992.

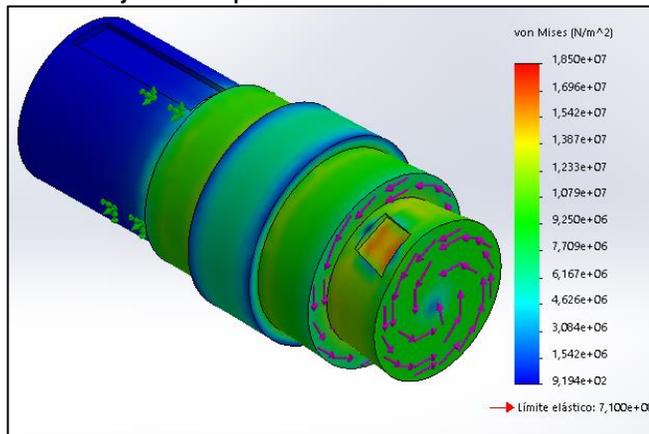
$$F.S = \frac{710\ MPa}{76,46\ MPa} = 9,2859$$

El factor de seguridad obtenido es mayor a 2 lo que garantiza que el material seleccionado y las dimensiones calculadas para el eje soportaran las cargas a las que va a estar sometido.

3.6.1.3 Eje #2 (conexión polea conducida mecanismo biela manivela). Para el análisis del eje #2, se simula bajo parámetros de operación, por lo tanto, se aplica un torque en el eje de 2520 lb*in.

Una vez simulado el eje bajo las cargas y restricciones presentes en este, se obtuvieron los siguientes resultados. Los resultados de los esfuerzos, se obtiene un valor máximo de tensión igual a 18,50 MPa. Según la figura 132.

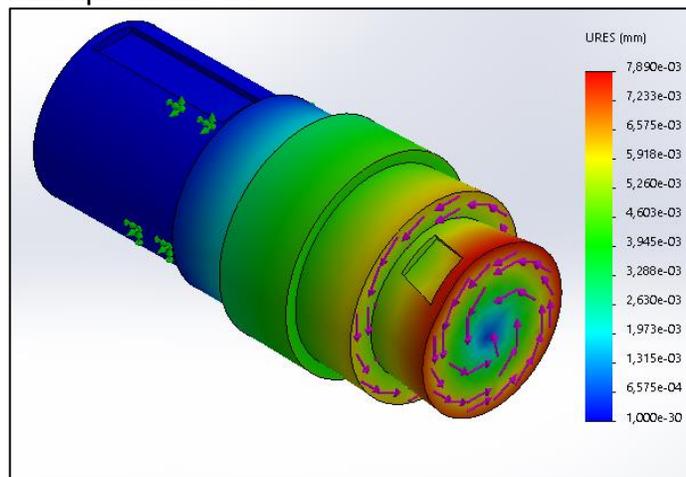
Figura 132. Resultados de esfuerzo Von Mises eje #2 implemento #1



Fuente: elaboración propia

Los resultados de desplazamiento. En el eje #2 bajo condiciones críticas se presenta un desplazamiento máximo de 0,00789 mm, el desplazamiento se observa en la siguiente figura 133.

Figura 133. Resultados del desplazamiento Eje #2 implemento #1



Fuente: elaboración propia

El resultado del factor de seguridad para el eje. Se determina el factor de seguridad por cortante en el punto más crítico del eje relacionado con el máximo esfuerzo Von Mises y la resistencia a la fluencia del material. Para ello se utiliza el esfuerzo de 18,5 MPa en la ecuación 39.

$$F.S = \frac{710 \text{ MPa}}{18,5 \text{ MPa}} = 38,3793$$

El factor de seguridad obtenido es mayor a 2 lo que garantiza que el material seleccionado y las dimensiones calculadas para el eje soportaran las cargas a las que va a estar sometido

3.6.2 Implemento 2.

3.6.2.1 Estructura. En la desbrozadora posterior se tienen los diferentes componentes que generaran una masa, que se debe analizar para evitar cualquier tipo de daño. Al tener la masa de cada uno de los componentes, se hace el análisis por medio de elementos finitos, para descartar cualquier tipo de fractura.

Hay que tener en cuenta que al hacer este análisis se desarrolló tomando en cuenta el caso más crítico, que es tomando la totalidad de la masa, sabiendo que esta masa se va a repartir en las 2 placas laterales la mayoría del tiempo. La placa analizada por medio de elementos finitos fue la numero 2, a causa que en esta placa hay mayor cantidad de fuerzas a la cual se está sometida.

Eje de corte

Se toma la masa de cada uno de los componentes del eje de corte expuestos en la tabla 27, que tienen un resultado de 222,65 Kg equivalentes a 2184,21N.

Tabla 27. Carga muerta sobre el sistema implemento #2

	Masa (gramos)	Cantidad	Total (gramos)
Base rodamientos corte	4735,53	2	
Polea conducida	4650,48	1	4650,48
Rodamientos corte	3.780	2	
Tapa eje	418,33	1	418,33
Eje corte 3	117999,7	1	117999,7
Cuchillas	1694,01	20	35137,6
Base cuchillas	1756,88	20	35137,6
Pasadores cuchillas	614,61	20	12292,2
Separadores cuchillas	62,05	20	1241

Fuente: elaboración propia

Las vigas posteriores de la desbrozadora están encaradas de brindar estructura al sistema, pero estas vigas generan cargas a las placas laterales. Las vigas a analizar tienen una masa de 51,50Kg que generan un peso de 505,27 N, como se muestra en la tabla 28.

Tabla 28. Carga muerta sobre el sistema implemento #2

	Masa (gramos)	Cantidad	Total (gramos)
Vigas	24653,66	4	98614,64
Soporte vigas	549,5	8	4396

Fuente: elaboración propia

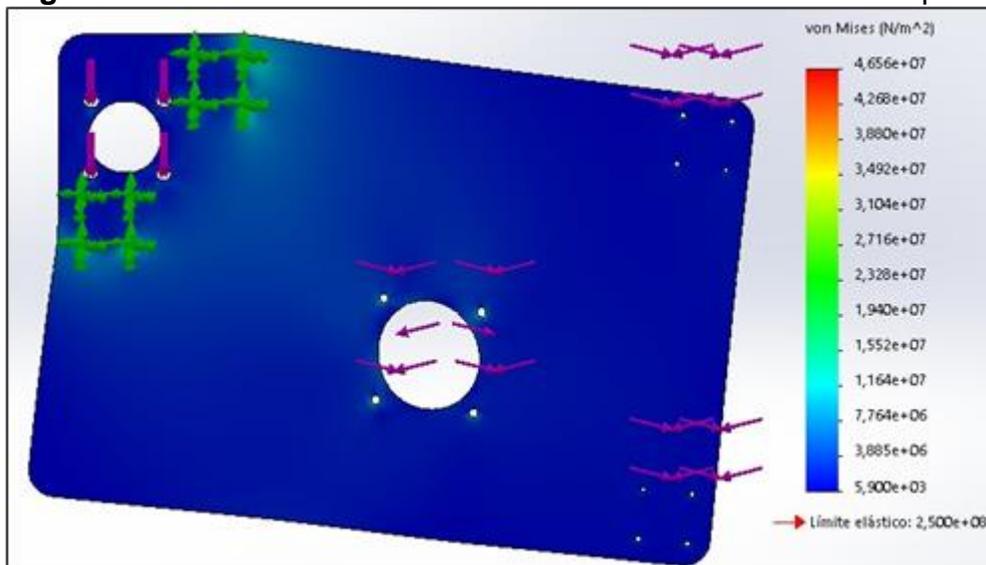
El eje 2 genera cierta cantidad de fuerza sobre la placa lateral 2, a pesar de que esta está repartida en una de las vigas. La masa que se tomara de la tabla 29 que es de 74,97Kg que generan 735,46 N de fuerza.

Tabla 29. Carga muerta implemento #2

	Masa (gramos)	Cantidad	Total (gramos)
Polea conductora	19902,14	1	19902,14
Buje polea	1389,17	1	1389,17
Chaveta polea	84,69	1	84,69
Base rodamiento eje 2	5206,43	1	5206,43

Fuente: elaboración propia

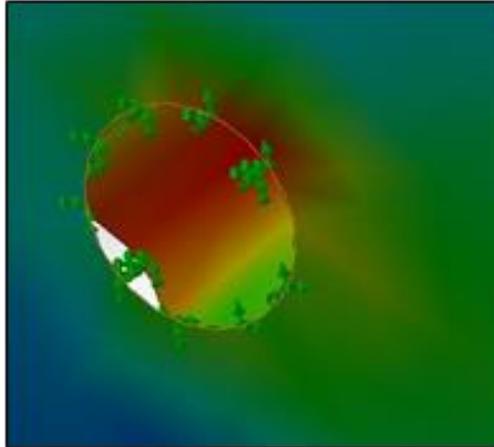
Figura 134. Esfuerzos von mises de la estructura desbrozadora posterior



Fuente: elaboración propia

En la figura 134 y 135 se encuentran los esfuerzos de von Mises sobre la placa de la estructura implemento 2. El rango en el que se encuentra el sistema está entre los $5,9 \times 10^3 \text{ N/m}^2$ y los $4,656 \times 10^7 \text{ N/m}^2$. Teniendo en cuenta que el material tiene un límite elástico de $2,5 \times 10^8 \text{ N/m}^2$, se sabe que el material no va a fallar.

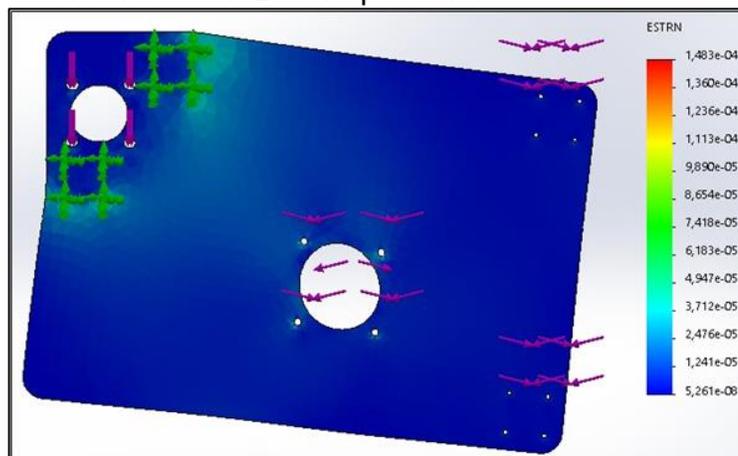
Figura 135: Esfuerzo Von Mises en el punto crítico en el implemento #2



Fuente: elaboración propia

El punto más crítico en el que se encuentra el sistema es en la parte de la tornillería de la viga superior. Esto se debe a que es la viga que más cargas soporta.

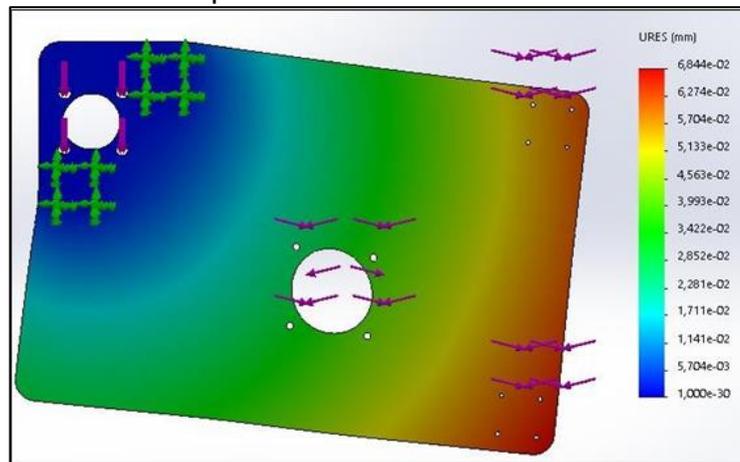
Figura 136. Deformaciones unitarias de la estructura desbrozadora posterior



Fuente: elaboración propia

Sabemos que las deformaciones unitarias mostradas en la figura 136 están directamente ligadas con los esfuerzos de von mises. Se puede ver que el comportamiento de las deformaciones de los nodos es uniforme, y el área de mayores deformaciones unitarias es la de las vigas de soporte y las del eje de corte, a causa que son puntos donde hay concentraciones de esfuerzos.

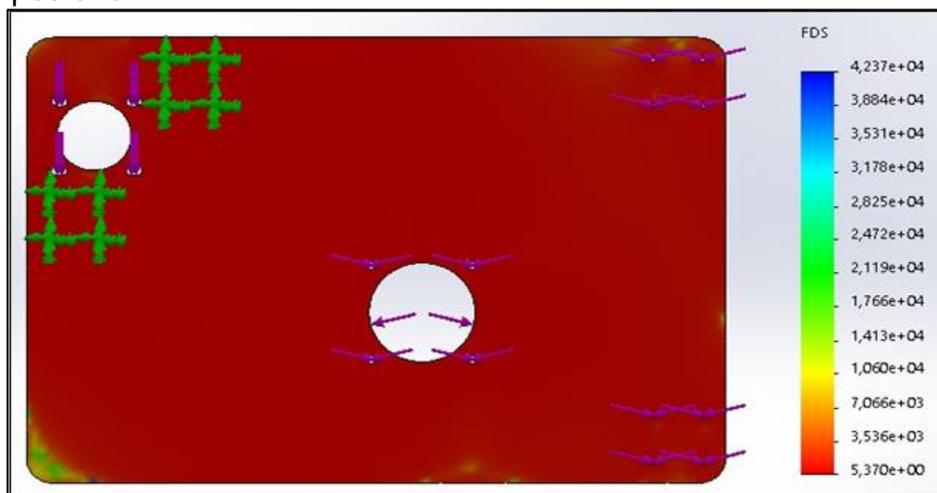
Figura 137. Desplazamientos de la estructura desbrozadora posterior



Fuente: elaboración propia

Los desplazamientos de la figura 137 que se tienen del sistema de placas son mínimos, ya que la zona con mayor desplazamiento es la más lejana del anclaje donde está posicionada una viga de estructura, pero solo llega hasta los 0,06844mm, que no es un valor representativo que pueda afectar al sistema.

Figura 138. Factor de seguridad de la estructura desbrozadora posterior



Fuente: elaboración propia

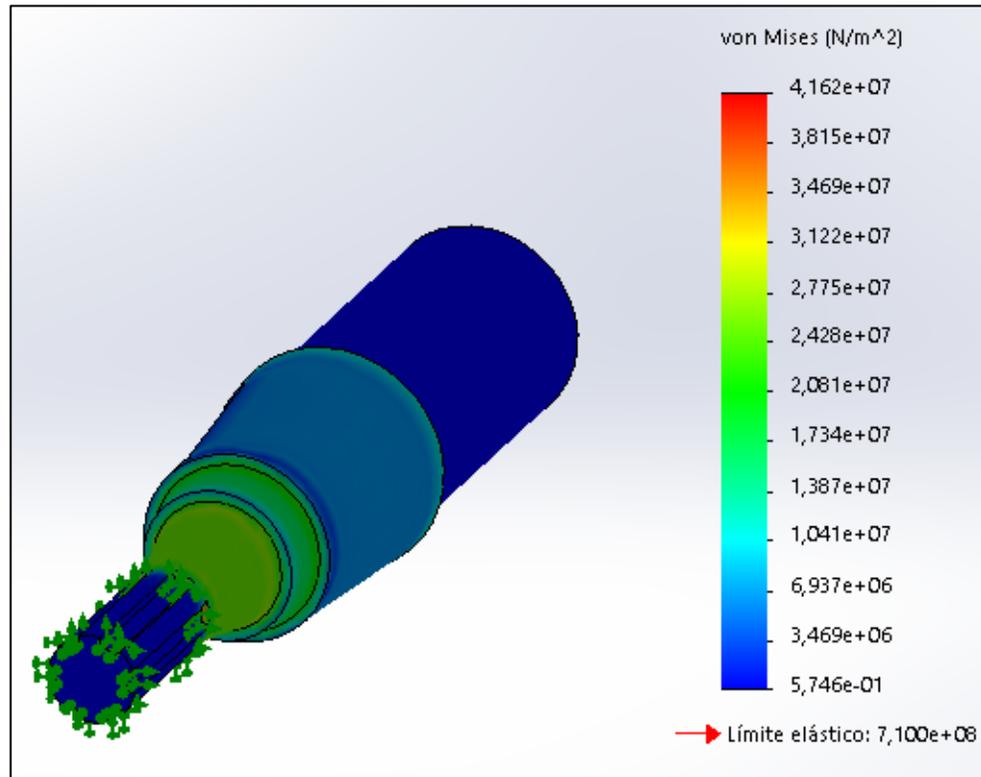
Se puede ver en la figura 138 que el sistema es uniforme, a causa de que en la mayor parte de la placa el factor de seguridad apropiado es aproximadamente de 5.

3.6.2.2 Eje #1 (conexión junta cardan con caja de engranajes).

Para el análisis del eje #1, se simula bajo parámetros de operación, por lo tanto, se aplica un torque en el eje de 9800 lb*in.

Una vez simulado el eje bajo las cargas y restricciones presentes en este, se obtuvieron los siguientes resultados. Los resultados de los esfuerzos, se obtiene un valor máximo de tensión igual a 41,62 MPa. Según la figura 139.

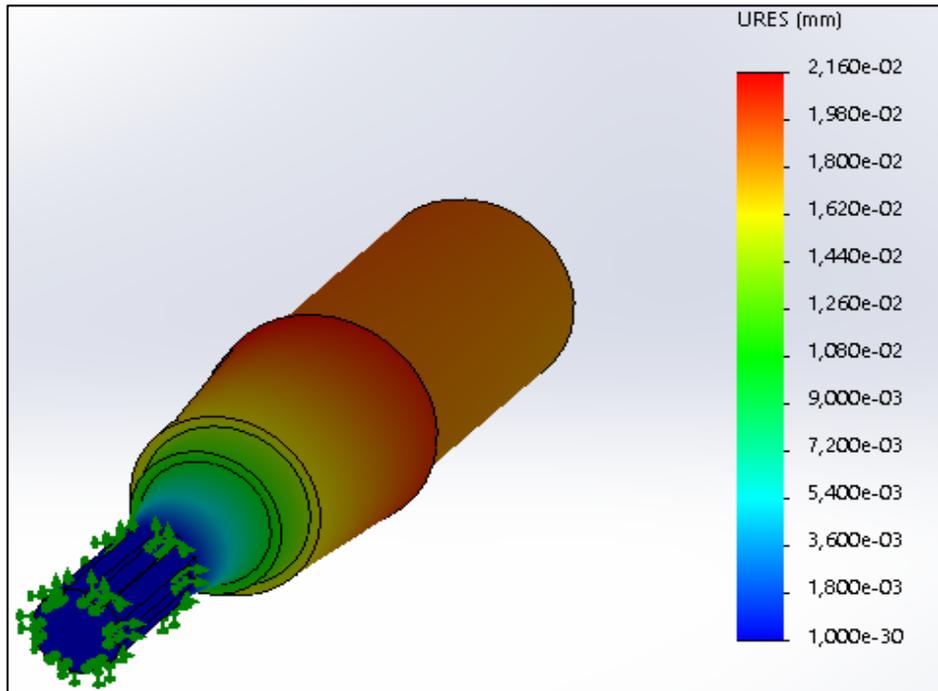
Figura 139. Resultados de esfuerzo Von Mises eje #1 implemento #2



Fuente: elaboración propia

Los resultados de desplazamiento. En el eje #2 bajo condiciones críticas se presenta un desplazamiento máximo de 0,0216 mm, el desplazamiento se observa en la siguiente figura 140.

Figura 140. Resultados del desplazamiento Eje #1 implemento #2



Fuente: elaboración propia

El resultado del factor de seguridad para el eje. Se determina el factor de seguridad por cortante en el punto más crítico del eje relacionado con el máximo esfuerzo Von Mises y la resistencia a la fluencia del material. Para ello se utiliza el esfuerzo de 41,62 MPa en la ecuación 39.

$$F.S = \frac{710 \text{ MPa}}{41,62 \text{ MPa}} = 17,0591$$

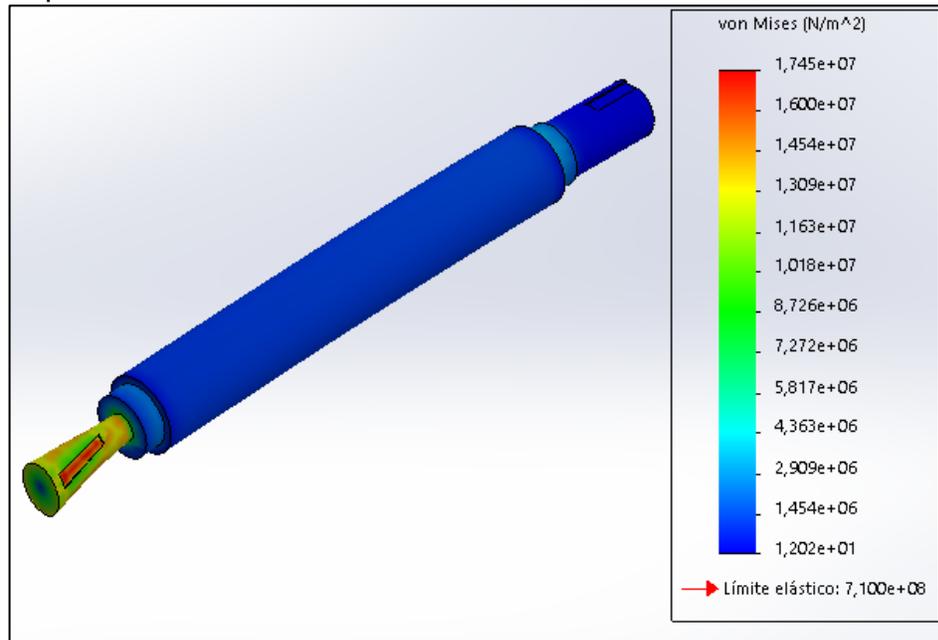
El factor de seguridad obtenido es mayor a 2 lo que garantiza que el material seleccionado y las dimensiones calculadas para el eje soportaran las cargas a las que va a estar sometido

3.6.2.3 Eje #2 (conexión caja de engranajes con polea motriz).

Para el análisis del eje #1, se simula bajo parámetros de operación, por lo tanto, se aplica un torque en el eje de 9800 lb*in.

Una vez simulado el eje bajo las cargas y restricciones presentes en este, se obtuvieron los siguientes resultados. Los resultados de los esfuerzos, se obtiene un valor máximo de tensión igual a 17,45 MPa. Según la figura 141.

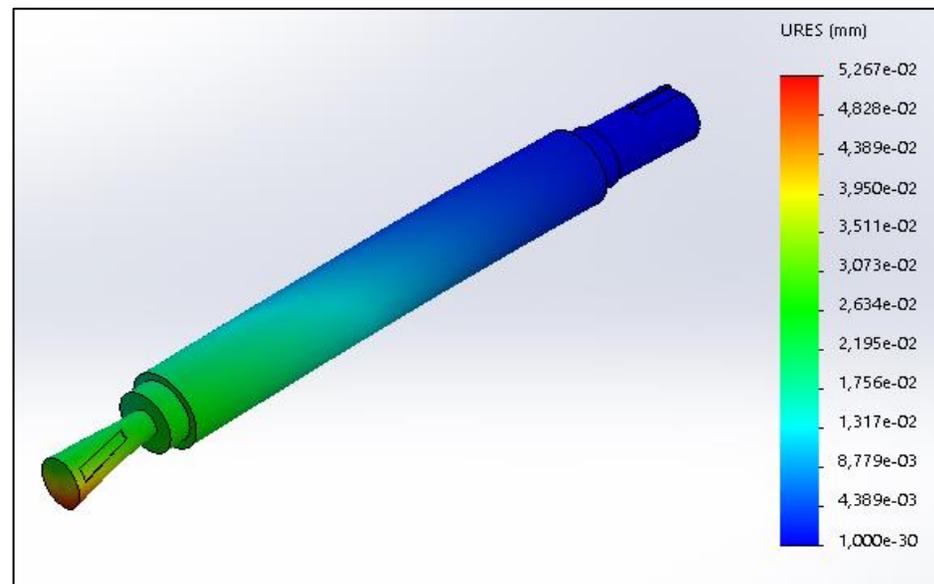
Figura 141. Resultados de esfuerzo Von Mises eje #2 implemento #2



Fuente: elaboración propia

Los resultados de desplazamiento. En el eje #2 bajo condiciones críticas se presenta un desplazamiento máximo de 0,05267 mm, el desplazamiento se observa en la siguiente figura 142.

Figura 142. Resultados del desplazamiento Eje #2 implemento #2



Fuente: elaboración propia

El resultado del factor de seguridad para el eje. Se determina el factor de seguridad por cortante en el punto más crítico del eje relacionado con el máximo esfuerzo Von Mises y la resistencia a la fluencia del material. Para ello se utiliza el esfuerzo de 17,45 MPa en la ecuación 36.

$$F.S = \frac{710 \text{ MPa}}{17,45 \text{ MPa}} = 40,6876$$

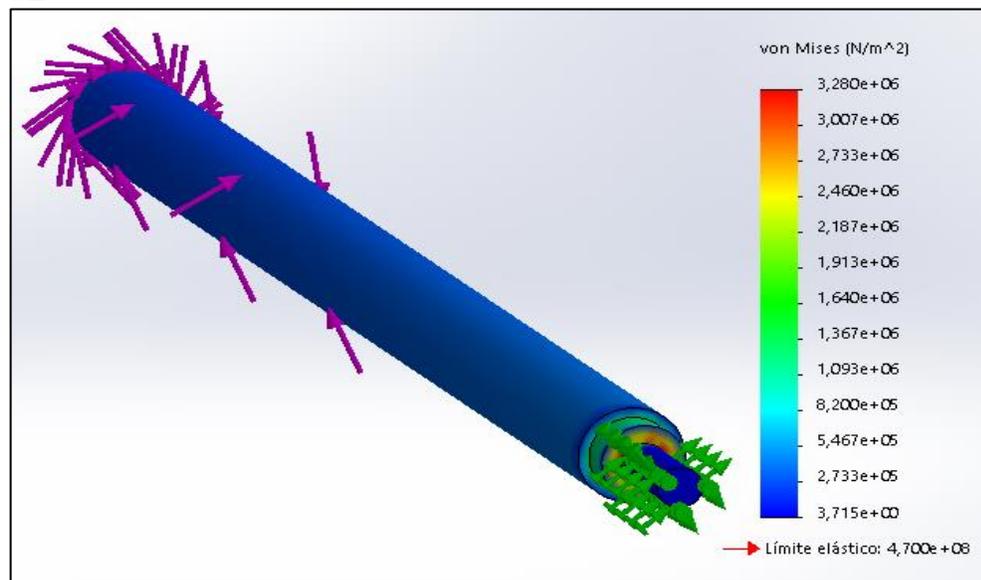
El factor de seguridad obtenido es mayor a 2 lo que garantiza que el material seleccionado y las dimensiones calculadas para el eje soportaran las cargas a las que va a estar sometido

3.6.2.4 Eje #3 (conexión polea conducida a las cuchillas).

Para el análisis del eje #1, se simula bajo parámetros de operación, por lo tanto, se aplica un torque en el eje de 3266,6666 lb*in.

Una vez simulado el eje bajo las cargas y restricciones presentes en este, se obtuvieron los siguientes resultados. Los resultados de los esfuerzos, se obtiene un valor máximo de tensión igual a 3,28 MPa. Según la figura 143.

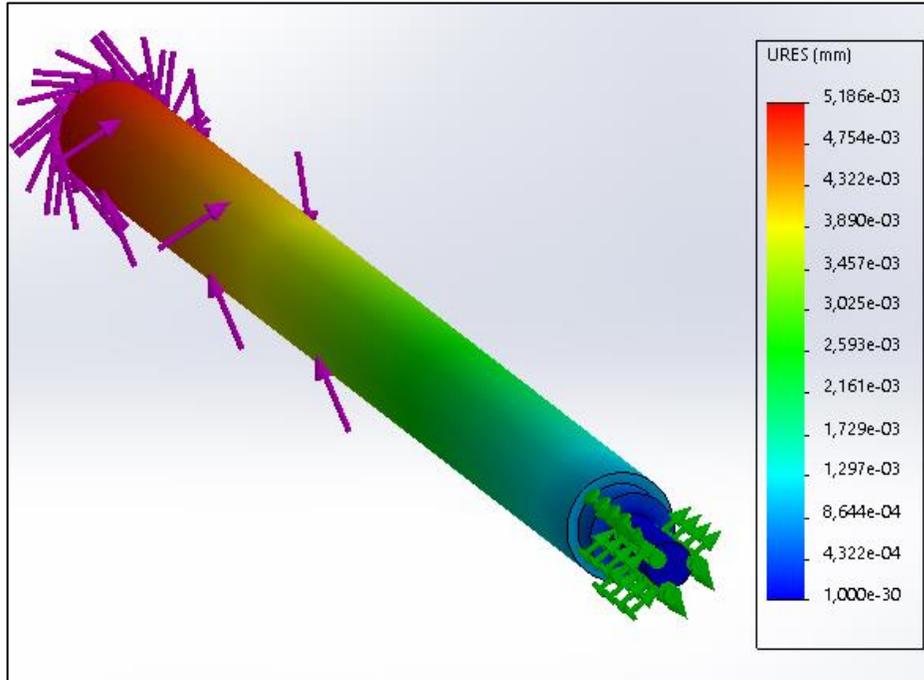
Figura 143. Resultados de esfuerzo Von Mises eje #3 implemento #2



Fuente: elaboración propia

Los resultados de desplazamiento. En el eje #2 bajo condiciones críticas se presenta un desplazamiento máximo de 0,0216 mm, el desplazamiento se observa en la siguiente figura 144.

Figura 144. Resultados del desplazamiento Eje #3 implemento #2



Fuente: elaboración propia

El resultado del factor de seguridad para el eje. Se determina el factor de seguridad por cortante en el punto más crítico del eje relacionado con el máximo esfuerzo Von Mises y la resistencia a la fluencia del material. Para ello se utiliza el esfuerzo de 3,28 MPa en la ecuación 39.

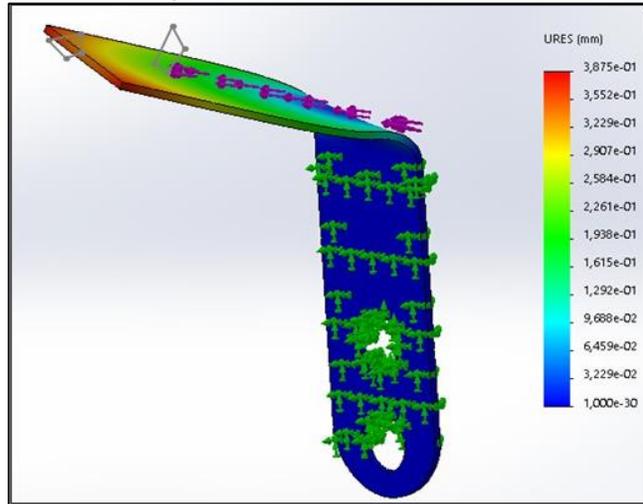
$$F.S = \frac{710 \text{ MPa}}{3,28 \text{ MPa}} = 216,4634$$

El factor de seguridad obtenido es mayor a 2 lo que garantiza que el material seleccionado y las dimensiones calculadas para el eje soportaran las cargas a las que va a estar sometido

3.6.2.5 Sistema de corte.

En esta parte del análisis se van determinar si las cuchillas diseñadas cumplen con los parámetros evaluados mediante el uso de elementos finitos, el primero de ellos son los esfuerzos de Von Mises que se muestran en la figura 145.

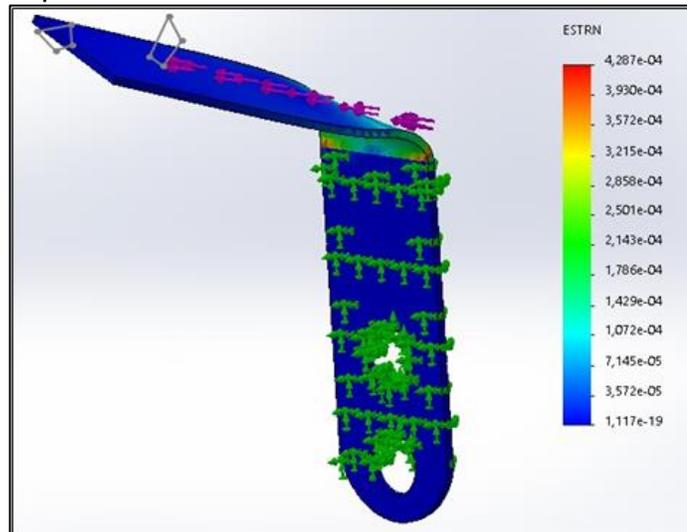
Figura 145. Esfuerzos de von mises cuchillas implemento #2



Fuente: elaboración propia

Al ejecutarse la carga en el caso más extremo, el limite elástico del material se encuentra bastante cerca de la gráfica del sistema, ya que en su punto más crítico el elemento está sometido a $1,933 \times 10^8 \text{ N/M}^2$, teniendo en cuenta que el limite elástico del material es de $2,68 \times 10^8 \text{ N/M}^2$. A pesar de que el sistema está sometido a una gran carga, este no va a fallar.

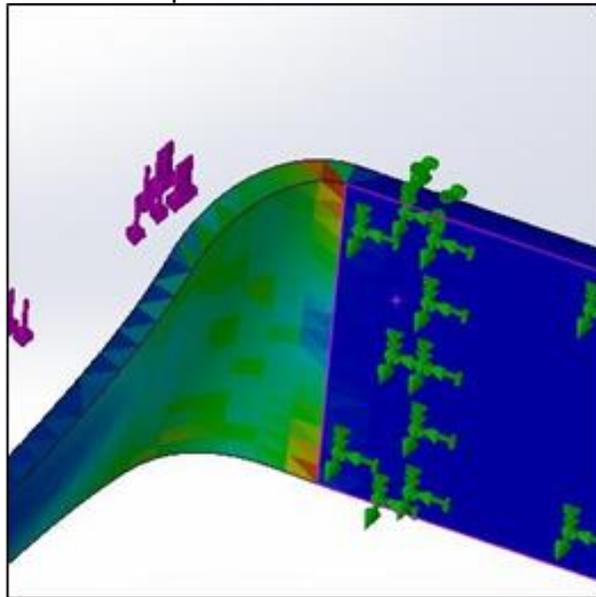
Figura 146. Deformaciones unitarias cuchillas implemento #2



Fuente: elaboración propia

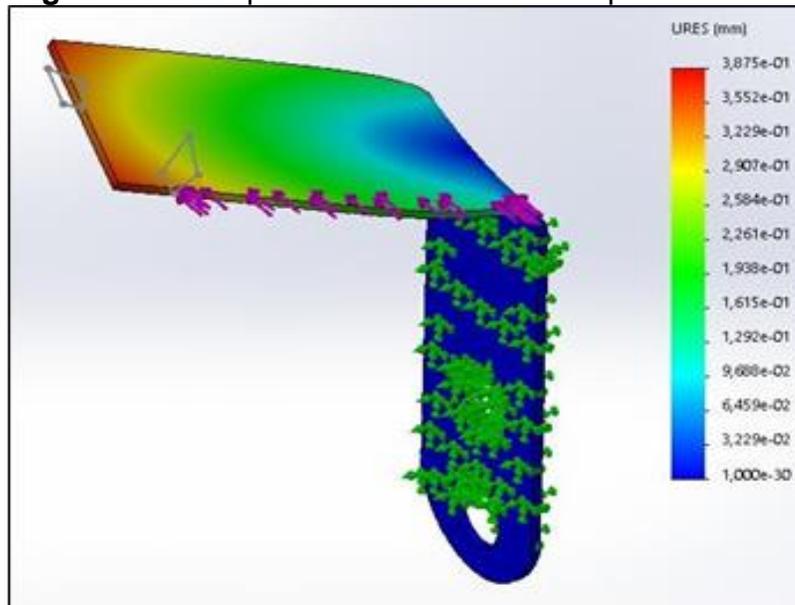
Como se evidencia en las figuras 146 y 147, los mayores concentradores de esfuerzos en el elemento se encuentran en el extremo, que es el punto donde mayor probabilidad hay de contacto con algún elemento del ecosistema y en el pliegue de la cuchilla.

Figura 147. Deformaciones unitarias cuchillas implemento #2



Fuente: elaboración propia

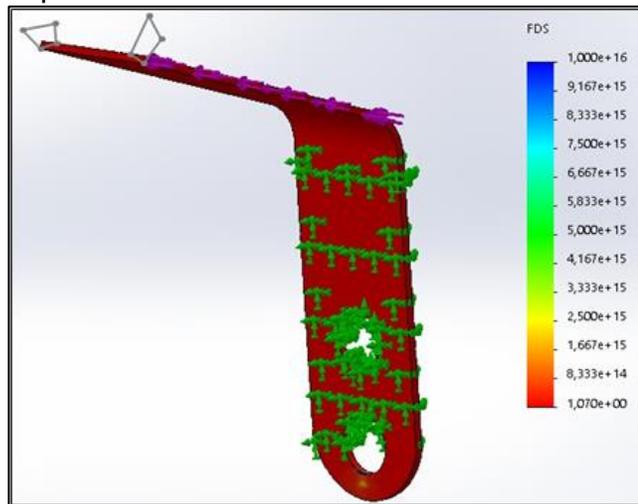
Figura 148. Desplazamientos cuchillas implemento #2



Fuente: elaboración propia

Según la figura 148, los puntos donde mayor desplazamiento hay es en los extremos superiores, a causa de que se encuentran en los puntos más lejanos del anclaje, sin embargo estas deformaciones son despreciables ya que son de aproximadamente 0,3875mm.

Figura 149. Factor de seguridad cuchillas implemento #2



Fuente: elaboración propia

El factor de seguridad descrito en la figura 149, bajo un estudio en condiciones críticas a las cuales muy pocas ocasiones el sistema va a estar expuesto, el factor de seguridad es de 1, sin embargo al ser superior a 1 tenemos la certeza de que es muy poco probable que exista alguna deformación permanente de las cuchillas.

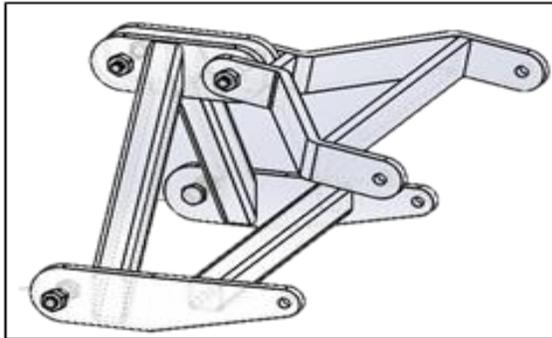
4. MANUALES

4.1 MANUAL DE ENSAMBLAJE

4.1.1 Implemento 1 segadora frontal.

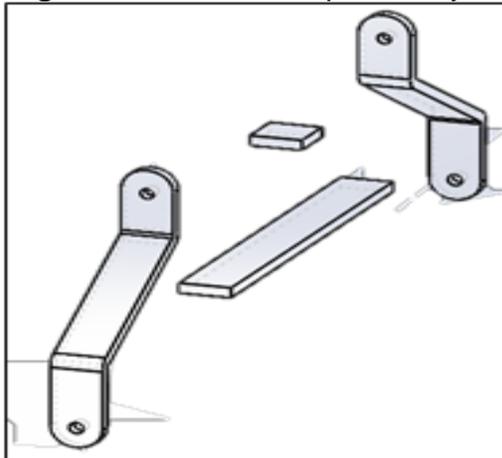
4.1.1.1 Anclaje. La figura 150 es la culminación del proceso del ensamble del anclaje el donde su proceso comienza en la figura 151.

Figura 150. Anclaje



Fuente: elaboración propia

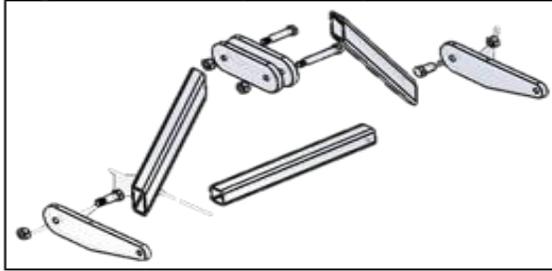
Figura 151. Brazos superiores y separadores



Fuente: elaboración propia

Unir el brazo superior del anclaje, es necesario hacerlo por medio de un cordón de soldadura (soldadura 6010). El cordón de soldadura debe estar en las posiciones del plano, posicionando los separadores en la posición apropiada.

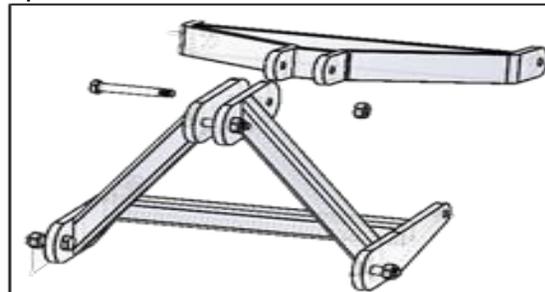
Figura 152. Acople del apero



Fuente: elaboración propia

Unir el brazo inferior del anclaje como se muestra en la figura 152, lo primero que se debe hacer es soldar los perfiles HSS 3x3x ¼ a las bases inferiores y superiores respectivamente (soldadura 6010). Posteriormente posicionar los pernos (DIN 7999 M24x140s en el agujero superior y DIN M27x95s), con sus respectivas tuercas con un torque de 500 lb ft

Figura 153. Acople brazos con el apero

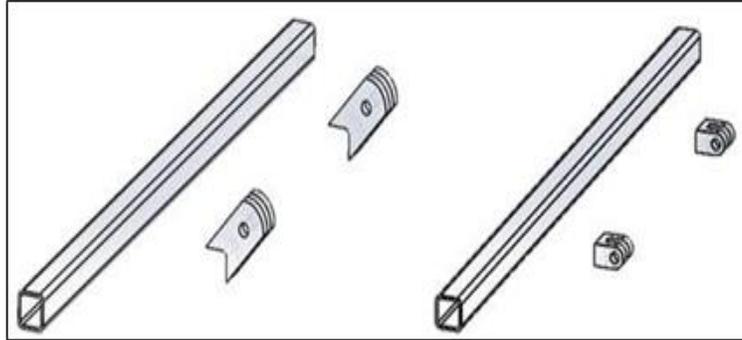


Fuente: elaboración propia

Se debe acoplar el brazo inferior y el brazo superior del anclaje. Mediante el perno DIN 7999 M24 x190s y su respectiva tuerca que son mostrados en la figura 153.

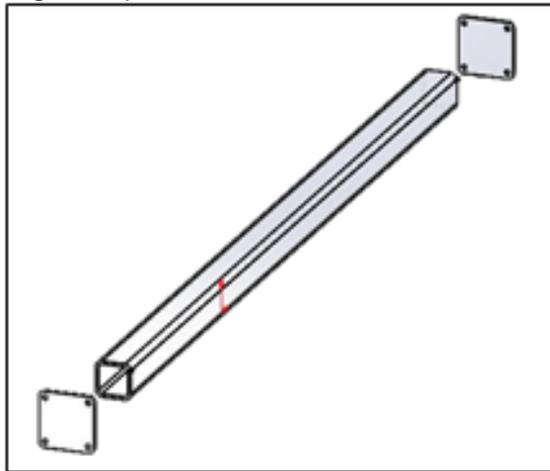
4.1.1.2 Preparación de las vigas. Las bases de las vigas de la figura 154 deben ser posicionadas de manera centrada teniendo en cuenta las dimensiones del anclaje, posteriormente se debe hacer un cordón de soldadura (soldadura 6010).

Figura 154. Soldadura vigas críticas implemento #1



Fuente: elaboración propia

Figura 155. Soldadura bases de las vigas implemento #1

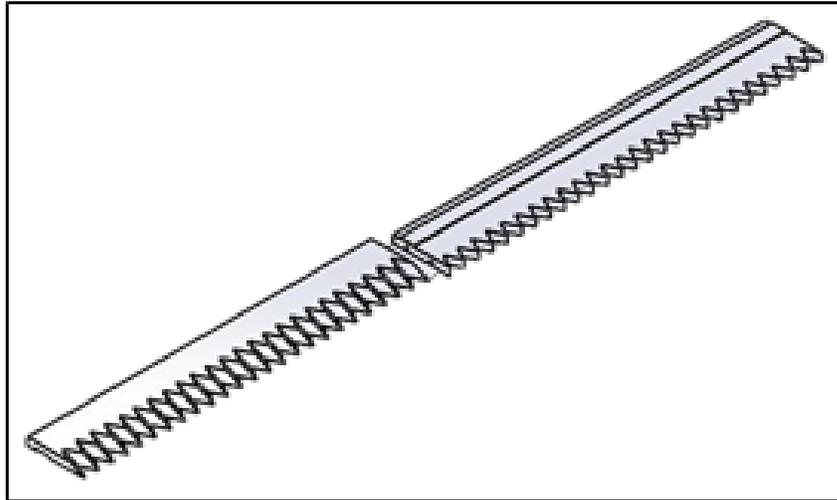


Fuente: elaboración propia

Para tener los travesaños se debe acoplar sus respectivas placas de sujeción véase la figura 155, debe acoplarse por medio de soldadura 6010.

4.1.1.3 Sistema de corte. En la figura 156 se acoplan las placas de cuchillas. Se debe lubricar la placa inferior y posteriormente deslizar la placa superior desde un lateral, para posicionarla en su posición de trabajo.

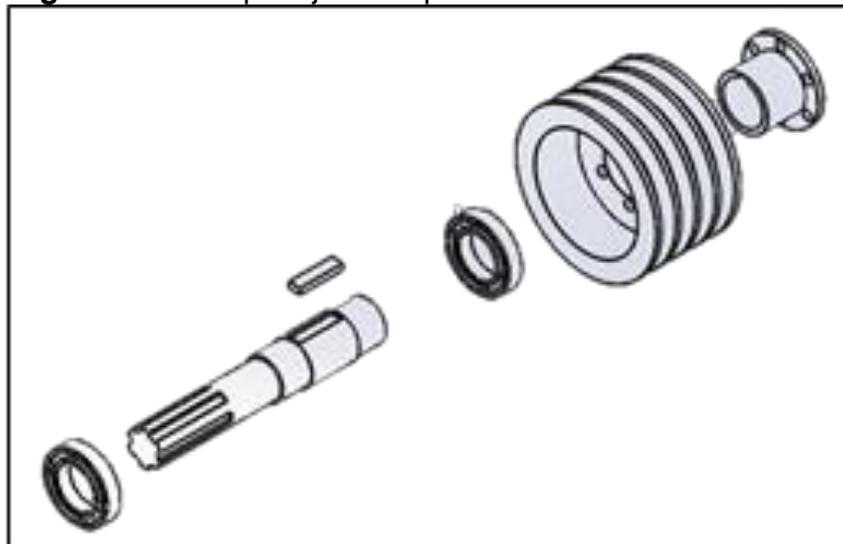
Figura 156. Acople cuchilla inferior y superior implemento #1



Fuente: elaboración propia

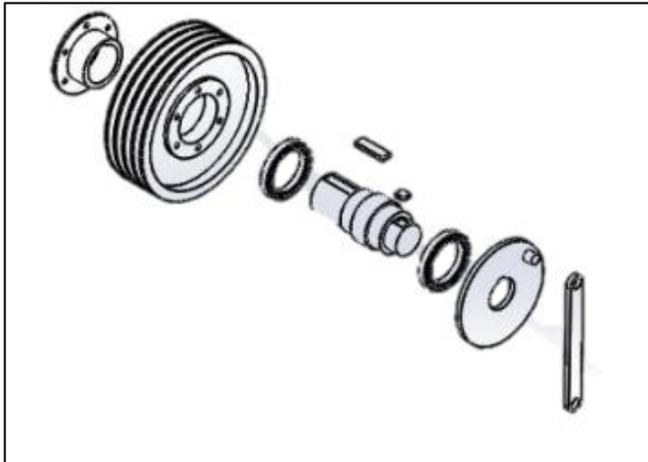
4.1.1.4 Sistema de transmisión de potencia. Para el acople del eje 1 de la figura 157, la chaveta debe ser posicionada para acoplar la polea con el uso de su respectivo buje. Por último, se deben posicionar los rodamientos.

Figura 157. Acople eje #1 implemento #1



Fuente: elaboración propia

Figura 158. Acople eje #2 implemento #1

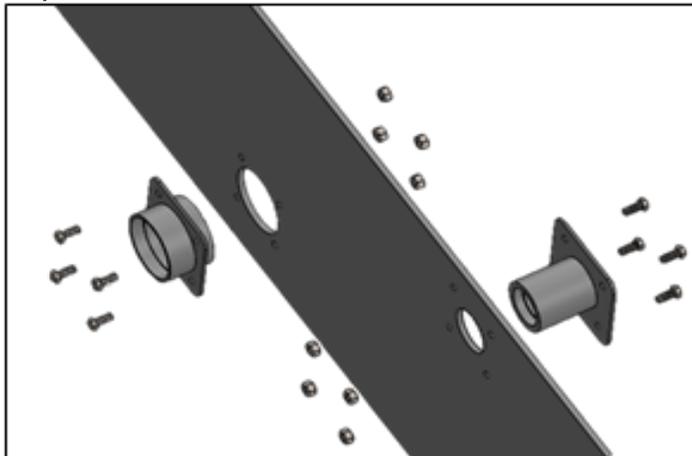


Fuente: elaboración propia

Para el acople del eje 2 de la figura 158, la chaveta debe ser posicionada para acoplar la polea con el uso de su respectivo buje. Se deben posicionar los rodamientos, y por último se debe posicionar el mecanismo biela manivela en el extremo del eje.

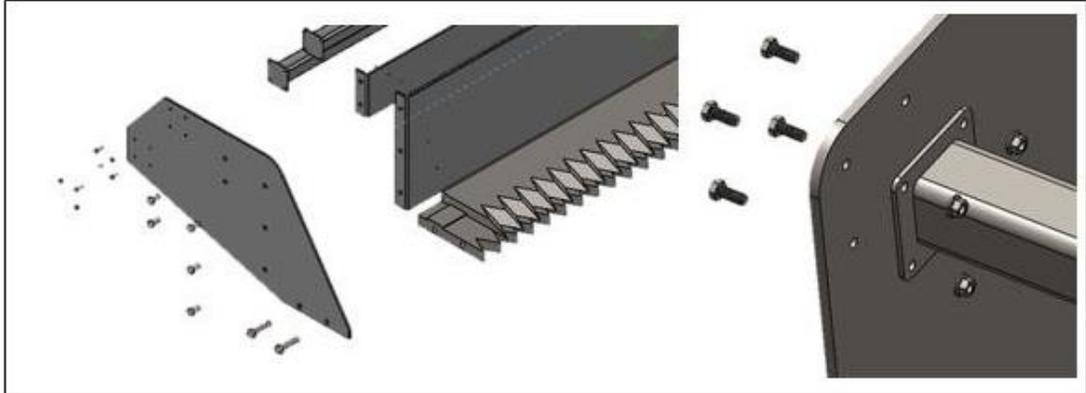
4.1.1.5 Sistema estructural. Las bases de los rodamientos de los ejes 1 y 2 se deben posicionar haciendo uso de grasa lubricante para facilitar el proceso, posteriormente se deben posicionar los pernos correspondientes M12x1, 75x30 con sus respectivas tuercas, aplicando un torque de 800lb ft en forma de cruz como se muestra en la figura 159.

Figura 159. Acople de soporte de rodamientos implemento #1



Fuente: elaboración propia

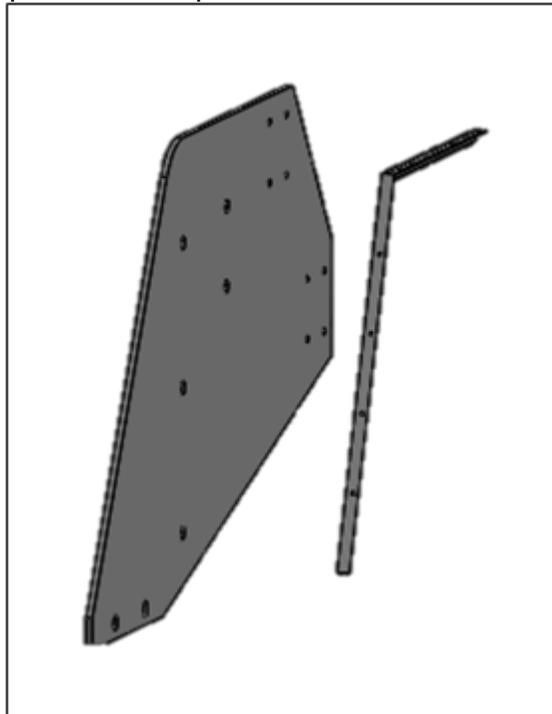
Figura 160. Acoples vigas a placas implemento #1



Fuente: elaboración propia

Los 2 travesaños deben ser ubicados y asegurados por medio de tornillos M10x1.5x30 y sus respectivas tuercas. Se debe aplicar un torque de 300 lb ft. Las placas transversales se acoplan por medio de tornillos M20x2, 5x40 y sus respectivas tuercas. Se les debe aplicar un torque de 400 Lb ft. Este montaje se muestra en la figura 160.

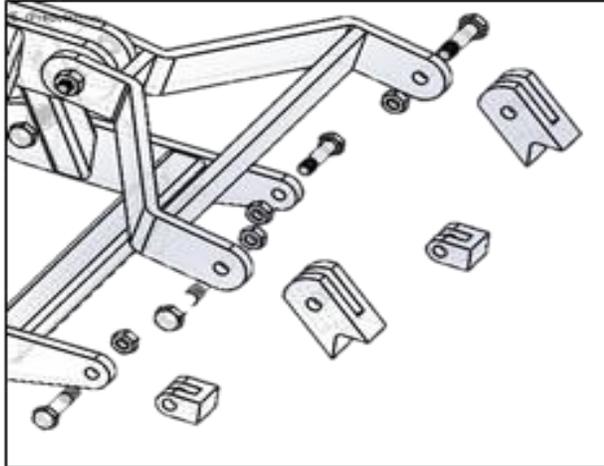
Figura 161. Soldadura base de la tapa protectora implemento #1



Fuente: elaboración propia

Las bases de las placas de protección de la figura 161 deben ser acopladas por medio de 12 puntos de soldadura (6 por cada lado), teniendo en cuenta las posiciones mostradas en los planos.

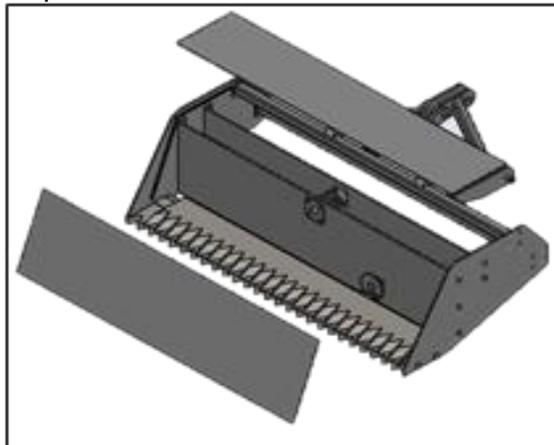
Figura 162. Acople del sistema de anclaje a la estructura implemento #1



Fuente: elaboración propia

Para acoplar el sistema de anclaje con la estructura de la figura 162, se debe hacer por medio de 4 pernos, DIN7999 M27x115s en la parte superior y DIN7999 M24x110s en la parte inferior con sus respectivas tuercas.

Figura 163. Ensamble de las tapas implemento #1



Fuente: elaboración propia

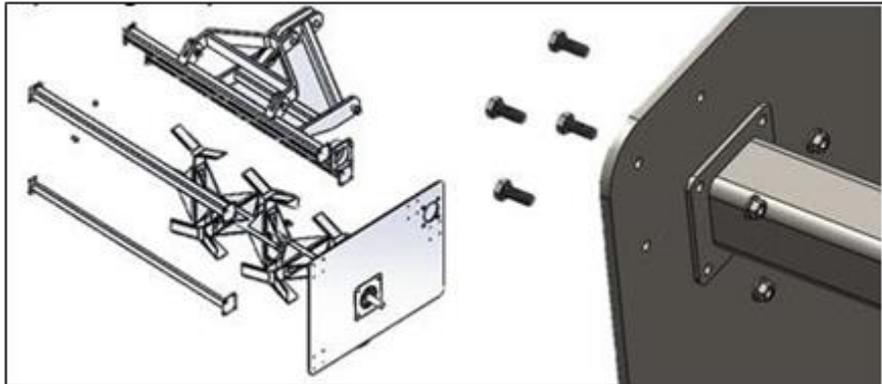
Las 2 tapas de seguridad de la figura 163, deben ser ubicadas y fijadas por medio de los 10 tornillos 6x1x10. Se les debe aplicar un torque de 50 lb ft.

4.1.2 Desbrozadora posterior.

4.1.2.1 Anclaje. El sistema de anclaje de la parte posterior es igual lo único que cambia son las dimensiones de los pasadores, por los tanto se deben seguir la misma secuencia mostrada en las figuras del 150 al 153.

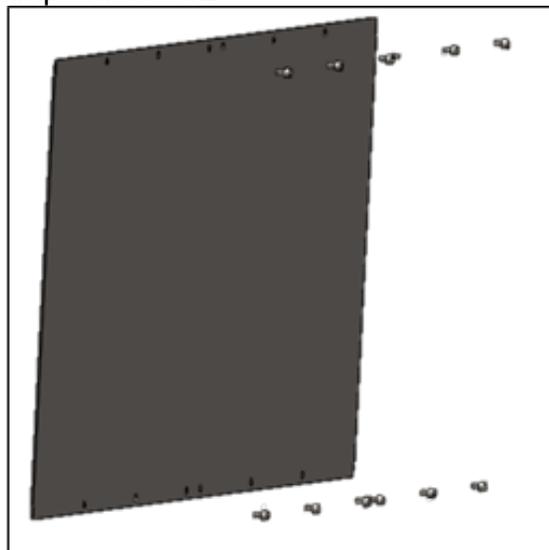
4.1.2.2 Preparación de vigas. Los 4 travesaños de la figura 164, deben ser ubicados y asegurados por medio de tornillos M10x1.5x25 y sus respectivas tuercas. Se debe aplicar un torque de 300 lb ft.

Figura 164. Acoples vigas a placas laterales implemento #2



Fuente: elaboración propia

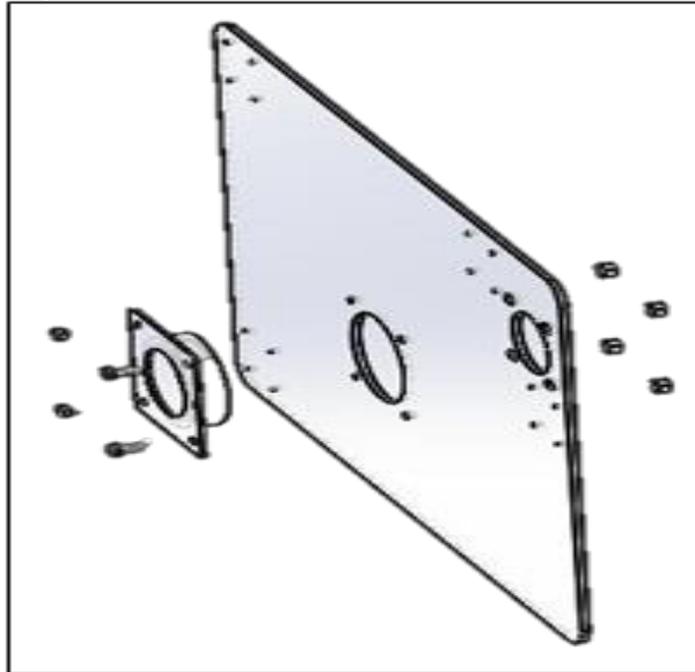
Figura 165. Acople de tapas implemento #2



Fuente: elaboración propia

Las 3 tapas de seguridad de la figura 165, deben ser ubicadas y fijadas por medio de los 12 tornillos 8x1, 25x12 por cada una. Se les debe aplicar un torque de 50 lb ft.

Figura 166. Acople soportes rodamientos implemento #2

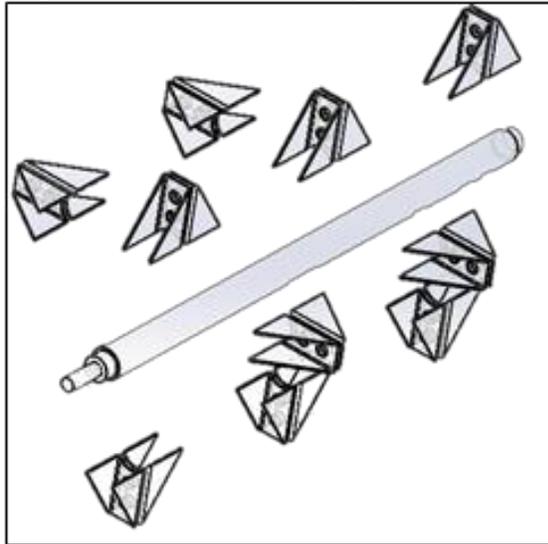


Fuente: elaboración propia

Las bases de los rodamientos de los ejes 2 y 3 que se localizan en la figura 166, se deben posicionar haciendo uso de grasa lubricante para facilitar el proceso, posteriormente se deben posicionar los pernos correspondientes M16x2.0x35 para el eje 3 y M20x2.0x35 para el eje 2 con sus respectivas tuercas, aplicando un torque de 800lb ft en forma de cruz.

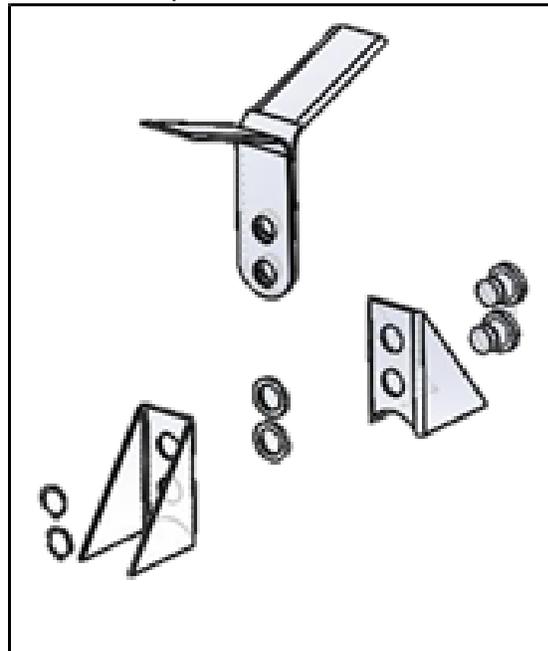
4.1.2.3 Sistema de corte. La figura 167 muestra las bases de las cuchillas se debe acoplar al eje 3 por medio de cordón de soldadura 6010. Se posicionan en 4 filas, 2 de 3 bases de cuchillas y 2 de 2 bases de cuchillas. Cada fila debe estar a 90° de las demás y deben estar intercaladas según el número de bases. Deben tener distancias iguales entre base y base para evitar cualquier tipo de desbalanceo.

Figura 167. Cuchillas implemento #2



Fuente: elaboración propia

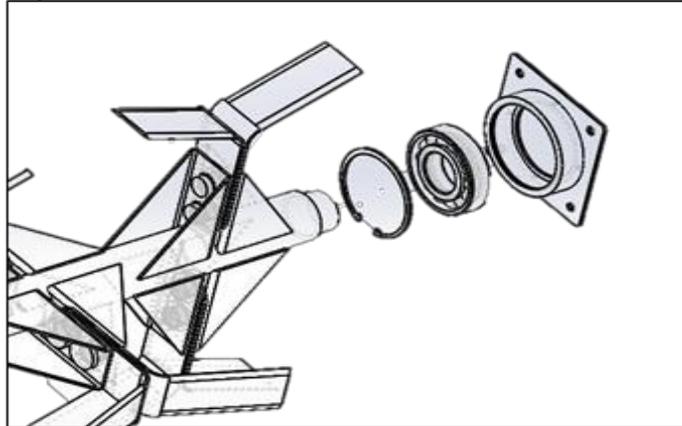
Figura 168. Acople cuchillas a porta cuchillas implemento #2



Fuente: elaboración propia

Las cuchillas se acoplan a sus bases por medio de un pasador como se evidencia en la figura 168. Se deben posicionar las cuchillas y sus separadores, para posteriormente asegurarlos por medio de los pasadores. El pasador debe estar fijo con el uso de los anillos seeger.

Figura 169. Acople rodamientos al eje implemento #2

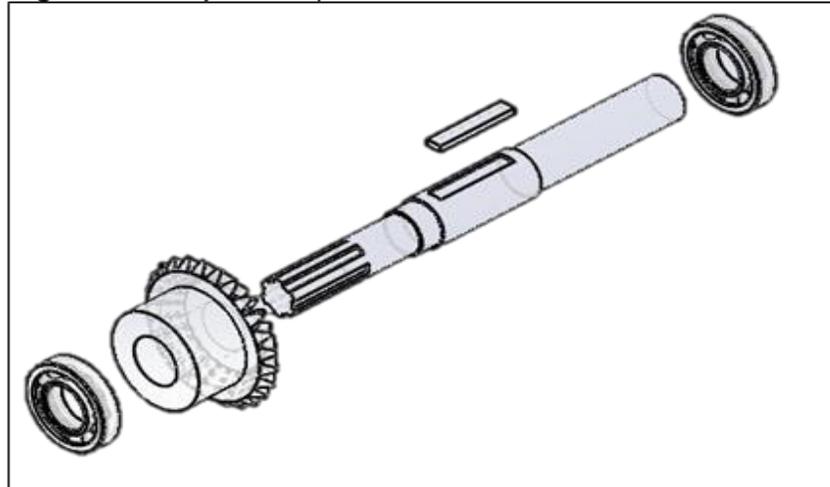


Fuente: elaboración propia

El eje 3 de la figura 169, esta soportado sobre 2 rodamientos. Estos rodamientos debe ser posicionados con el uso de calor para dilatar los materiales, después de estar acoplados al eje deben posicionarse en sus bases y fijarlos con los anillos seeger. Hay que tener en cuenta que primero deben acoplarse las bases de los rodamientos a las placas laterales de la estructura.

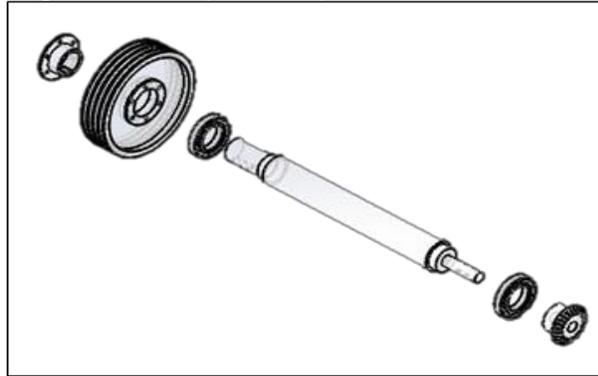
4.1.2.4 Sistema de transmisión de potencia. Para el acople del eje 1 de la figura 170, primero se debe posicionar la claveta, posteriormente ubicar el engranaje cónico para finalmente posicionar los rodamientos. Para facilitar el proceso se deben calentar los rodamientos y el engranaje para producir una dilatación térmica.

Figura 170. Eje #1 implemento #2



Fuente: elaboración propia

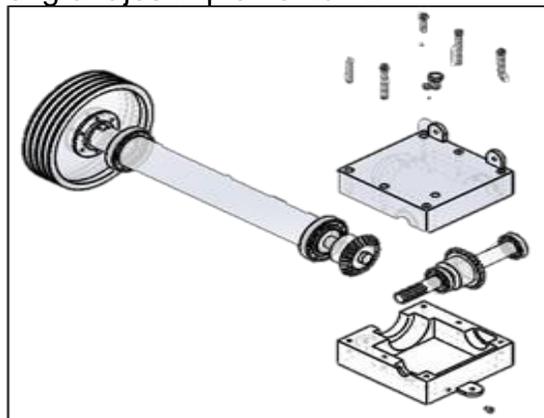
Figura 171. Eje #2 implemento #2



Fuente: elaboración propia

Para el acople del eje de la figura 171 primero se debe posicionar los rodamientos, posteriormente posicionar el engranaje cónico y finalmente la polea conductora por medio del buje de acople. Para facilitar el proceso se deben calentar los rodamientos y el engranaje para producir una dilatación térmica.

Figura 172. Acople caja de engranajes implemento #2

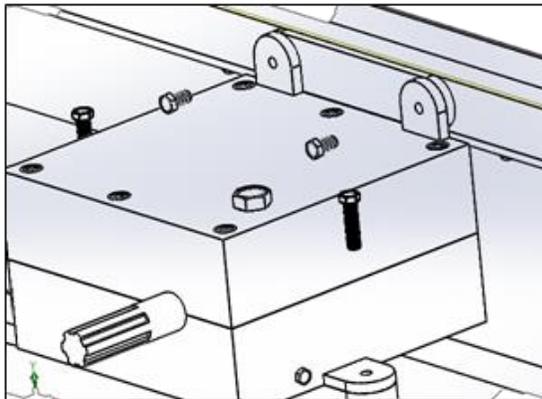


Fuente: elaboración propia

La caja de engranajes de la figura 172 es la encargada de acoplar los ejes 1 y 2 por medio de los engranajes cónicos. Se debe soportar los ejes 1 y 2 por medio de los rodamientos en la tapa inferior de la caja, posteriormente se debe posicionar la tapa superior y fijar los 6 tornillos 10x1.5x110 se debe aplicar un torque de 400lb ft. Se debe ubicar el tapón de drenado, llenar la caja de aceite y finalmente colocar el tapón de llenado.

4.1.2.5 Acople caja de engranajes y estructura. En las figuras 173 y 174, se encuentra como están acoplados en el implemento 2.

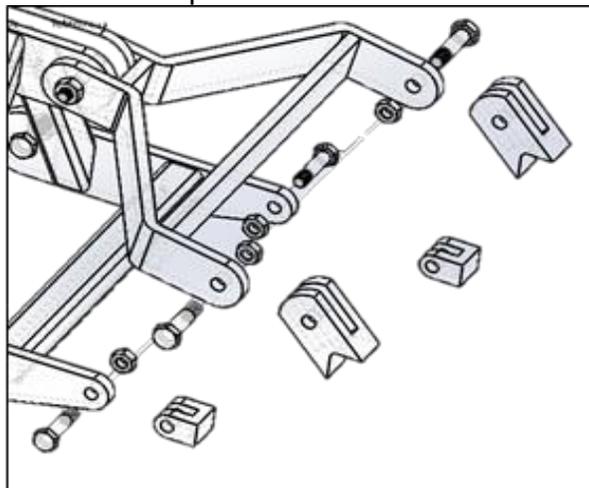
Figura 173. Acople de caja de engranajes a estructura implemento #2



Fuente: elaboración propia

La fijación de la caja de engranajes se debe hacer por medio de 4 tornillos M10x1.5x20 para la parte superior y M10x1.5x45 en la parte inferior. Deben ser acoplados con un torque de 600 lb ft.

Figura 174. Sistema de anclaje a la estructura implemento #2



Fuente: elaboración propia

Para acoplar el sistema de anclaje con la estructura se debe hacer por medio de 4 pernos, DIN7999 M27x115s en la parte superior y DIN7999 M24x110s en la parte inferior con sus respectivas tuercas.

4.2 MANUAL DE FUNCIONAMIENTO Y OPERACIÓN

El correcto funcionamiento del equipo depende de la correcta lectura y entendimiento del siguiente manual, también antes de leer este manual, es necesario tener en cuenta que el manual de ensamble es fundamental para la correcta operación del sistema.

Teniendo en cuenta que el equipo se encuentra debidamente ensamblado en el área de trabajo se debe seguir el procedimiento presentado a continuación.

4.2.1 Tareas a realizar antes de iniciar operación.

- Verificar las condiciones de los equipos (tractor y equipo de desraizado).
- Es importante verificar la lubricación de los rodamientos usados en el equipo de desraizado.
- Controlar la profundidad de trabajo del equipo de desraizado dependiendo de las condiciones de trabajo requeridas.
- Verificar que las protecciones y señales se encuentren en su lugar para evitar cualquier tipo de accidente.

4.2.2 Uso. La velocidad a la cual se desea trabajar debe ser constante, por lo tanto, es necesario seleccionar la velocidad del tractor adecuada para obtener un trabajo sin contratiempos. Es necesaria la regulación de la profundidad de trabajo mediante el sistema hidráulico del tractor.

Al tener el cardan conectado y la altura deseada de desraizado, es necesario acelerar el tractor a sus revoluciones de trabajo escogidas mediante el acelerador de mano. Posteriormente debe arrancar el tractor a la velocidad adecuada escogida (entre los 5 y 8 km/h). Para arrancar el equipo de tracción es necesario que el equipo de desraizado se encuentre a una altura prudente respecto al suelo, si se pone en marcha el tractor con el equipo de desraizado tocando el suelo puede requerir una potencia mayor y puede generar daños en las cuchillas.

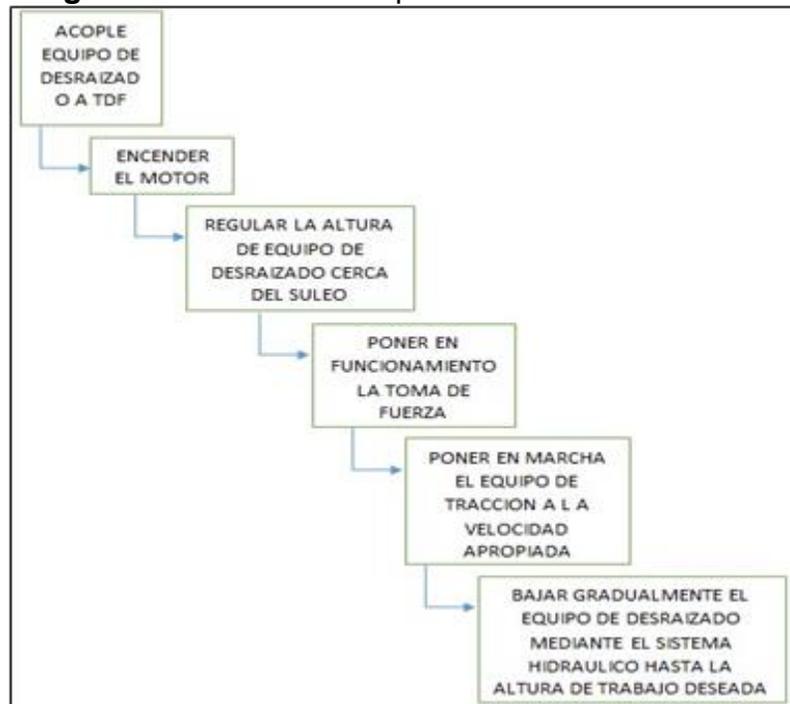
Luego de que el equipo de tracción se encuentre en marcha debe bajar el sistema de desraizado mediante el sistema hidráulico del motor. Esta operación se debe hacer gradualmente, respetando la altura preestablecida.

El trabajo debe realizarse de manera constante. Es recomendable trabajar en línea recta por secciones. Si hacer un giro o cambiar de sección es necesario, lo

recomendable es desacoplar la toma de fuerza del equipo de tracción y levantar el equipo de desraizado con el sistema hidráulico

4.2.3 Diagrama de flujo del uso. El diagrama 7 muestra el correcto uso en la operación de los implemento para el desraizado de cultivos de planta de coca.

Diagrama 7. Uso de los implementos



Fuente: elaboración propia

4.2.4 Recomendaciones y aclaraciones.

- La calidad del picado de la planta de coca depende de la velocidad a la cual se encuentra operando el tractor, a causa de que el equipo de desraizado 196 no cuenta con una caja de velocidades. A mayor velocidad el picado de la planta de coca va a ser más fino.
- Las cuchillas del equipo de desraizado están conectadas a la toma de fuerza mediante un eje cardan, las revoluciones por minuto de esta toma de fuerza son de 540 r.p.m., es decir con las que cuenta el tractor John Deere 6110M. la velocidad de corte de las cuchillas puede variar con las dadas por la toma de fuerza, mas no por las velocidades del tractor.

- Las velocidades recomendadas para el uso correcto del equipo de desraizado están entre los 5 km/h y los 8 km/h.
- Para que la toma de fuerza tenga unas revoluciones por minuto constantes, es necesario que así mismo la velocidad del motor del tractor tenga una velocidad de giro contante. Es recomendado utilizar el acelerador de mano más no el acelerador de pie.
- Para el correcto funcionamiento del equipo de desraizado el eje cardan no debe superar un Angulo mayor a 40° con respecto a la horizontal.
- La máquina debe estar muy bien centrada y no debe tener inclinación hacia ningún costado, esto puede generar daños graves y puede generar desgastes prematuros e irregulares en algunos componentes.
- Se debe tener en cuenta la altura de la máquina, esta se debe controlar dependiendo del terreno y la profundidad a la cual se va a desraizar el cultivo.
- Para la correcta manipulación de las funciones del equipo de tracción, es necesario hacer una lectura de los manuales de funcionamiento para tener claro cómo realizar las funciones mencionadas en este manual.

4.3 MANUAL DE MANTENIMIENTO

El sistema mecánico de desraizado no tiene un mantenimiento laborioso, es uno de los puntos que se tuvieron en cuenta en el diseño. Se realiza un mantenimiento preventivo para alargar la vida útil de los implementos. Los tiempos de mantenimiento descritos en este manual son meramente informativos y están propuestos bajo los parámetros de un funcionamiento normal.

4.3.1 Plan de mantenimiento preventivo. Como recomendaciones para el primer uso de los implementos de corte y desraizado se debe tener en cuenta, que en las primeras horas de uso se debe verificar que los pernos estén correctamente ajustados y que la tensión en la correa sea la adecuada, además del estado general del mismo.

Como consecuencia de esto antes de cada uso se recomienda que los implementos estén lubricados y engrasados, la tensión en las correas, estado de las cuchillas y el ajuste de los tornillos sea el adecuado, una vez realizada esta actividad se debe repetir este proceso cada 8 horas de trabajo.

Al finalizar las labores diarias tome en cuenta las siguientes consideraciones:

- Verificar que no hallan cuerpos extraños al interior del sistema.
- Revisar el estado de las cuchillas.
- Verificar las correas y el estado general del implemento.
- Realizar la limpieza del elemento.

Durante un periodo prolongado de descanso se deben efectuar las siguientes actividades para el cuidado de los implementos:

- Una cuidadosa limpieza y adecuado engrase de la máquina.
- Verificando el cierre de todos sus componentes.
- Se aconseja cubrir la máquina y colocarla en un lugar seco.

Si en las inspecciones realizadas se encuentran piezas que requieran cambio, se recomienda reemplazarlas. Tomando en cuenta que para realizar todas las operaciones de mantenimiento es recomendable efectuarlas con los implementos desacoplados del tractor y apoyados sobre el suelo firme, en caso contrario solicitar servicio técnico especializado.

4.3.2 Correa de transmisión. Se debe hacer un seguimiento en las 2 primeras horas de trabajo y después cada 8 horas, asimismo cada vez que se note un patinaje excesivo el cual se manifiesta con la salida de humo en la ubicación de la polea.

En caso de deterioro o de cumplimiento de 25000 horas de una o varias correas es recomendable la sustitución de todas para garantizar una tensión uniforme.

4.3.3 Rodamientos. Como la máquina va a operar 10 horas diarias en terrenos blandos, donde hay tierra y polvo, las correas y los rodamientos se verán afectados por dichos agentes, por lo tanto, para alargar la vida útil de estos elementos.

Los rodamientos usados en los ejes, según el catálogo de NSK, el tiempo de vida útil de rodamientos de uso agrícola es de hasta 30000 horas de servicio, por lo tanto se recomienda el cambio una vez cumplido este tiempo.

4.3.4 Cuchillas. Para la sustitución de las cuchillas, la máquina debe alzarse con los dispositivos de levante específicos si no se dispone de ellos se recomienda realizar la intervención de un taller equipado.

Es caso de sustitución total o parcial o de rompimiento en alguna cuchilla, resulta indispensable realizar el balanceo del eje de cuchillas.

4.3.5 Lubricación. El cuadro 4, se presenta una recomendación para realizar la lubricación de los elementos móviles de ambos implementos.

Cuadro 4. Lubricación de elementos móviles

	Periodo de lubricación	Referencia	Tipo de lubricación
Caja de engranajes	En las primeras 50 horas de uso y luego de cada 500 horas	Shell SPIRAX 85w140 AIP GL5	Baño de aceite
Elementos móviles	Cada vez que haga falta	Shell GADUS S2 V220 2	Por grasera

Fuente: elaboración propia

4.3.6 Problemas y soluciones. En el cuadro 5, se presentan algunas fallas a las que puede estar expuesto el sistema e desraizado con su respectiva causa y la solución a dichas fallas en cualquiera de los implementos.

Cuadro 5. Problemas, causas y solución de fallas

DEFECTO	CAUSA	SOLUCIÓN
Excesivas vibraciones	Rupturas o excesivo desgaste de las cuchillas Bloqueo de las cuchillas en el eje Horquillas desgastadas o rotas Alambre enrollado en el eje de cuchillas Desbalanceo de las cuchillas Desgaste o daños soporte rotor Desgaste en los rodamiento en el eje de cuchillas	Sustitución Limpieza orejuelas de las cuchillas Sustituir Limpiar Controlar Sustituir Trate de mover el eje vertical y horizontalmente, si se presentan movimientos es necesario cambiar los rodamientos
Trabajo imperfecto	Desgaste de cuchillas Régimen TDF demasiado bajo Excesiva velocidad de avance Inexacta tensión de las correas Desgaste de correas Implemento mal nivelado	Sustituir Aumentar régimen Reducir la velocidad de avance Regular la tensión Sustituir Revisión de los mecanismos de levante del tractor
Sobrecalentamiento correas	Inexacta tensión de las correas Deslizamiento poleas de transmisión Posición de trabajo demasiado baja	Regular Controlar Regular altura
Sobrecalentamiento Carter reductor	Nivel de aceite Aceite agotado	Llenar Sustituir
Excesivo desgaste de las correas	Inexacta tensión correas Des alineamiento poleas de transmisión	Regular Controlar
Rápido desgaste de las cuchillas	Posición de trabajo demasiado baja Cuchillas no originales	Regular altura Sustituir

Fuente: elaboración propia

4.4 MANUAL DE SEGURIDAD

Este manual establece todas las normas básicas para evitar cualquier tipo de accidente o daño al operario que va a hacer uso del sistema de desraizado de planta de coca.

El proceso de desraizado de cultivos de planta de coca debe estar enfocado en todo momento a la seguridad del operario y todas las personas dedicadas en la operación, estas personas van a estar expuestas a distintos factores que pueden generar daños a la salud e integridad.

Este manual para evitar daños a terceros busca establecer la señalización adecuada ya sea en el área de trabajo o en los equipos usados para el proceso de desraizado de cultivos de planta de coca.

4.4.1 Factores a los cuales se va a estar expuesto.

- **Vibraciones:** A causa que el tractor y el equipo de desraizado están sometidos a altas revoluciones por minuto, se generan vibraciones en la cabina y sus alrededores, esto puede conllevar a problemas físicos y psicológicos en operarios expuestos a largas jornadas de trabajo.
- **Sonido:** Los mecanismos usados para el desraizado de cultivos de planta de coca generan altas frecuencias de ruido, que pueden generar daños en la salud como la sordera. El operario debe ceñirse en su totalidad a los protocolos para prevenir cualquier tipo de daño 201.
- **Riesgo mecánico:** Los equipos de tracción y de desraizado funcionan bajo condiciones mecánicas como la rotación de elementos. Esto puede generar cualquier tipo de daño físico en las personas. Para evitar todo tipo de accidente es necesario leer y seguir al pie de la letra las indicaciones de uso, respetando las señales preventivas.
- **Riesgo biológico:** Los cultivos de planta de coca a los cuales está enfocado este equipo están situados en locaciones adversas, es necesario el uso de elementos protectores y tener todas las precauciones posibles para evitar daños en la salud.
- **Riesgo eléctrico:** Para el funcionamiento del tractor, existen varios elementos eléctricos a los cuales el operario está expuesto, por lo tanto se recomienda tener una distancia prudente con estos elementos, y evitar cualquier tipo de contacto que pueda generar un corto.

- **Riesgo ergonómico:** A pesar de que los elementos de la cabina del tractor están diseñados para que el operario tenga la mejor ergonomía, las largas jornadas a los cuales puede estar expuesto pueden generar fatigas y daños físicos. Se recomienda tomar pausas activas periódicamente.
- **Riesgo al clima:** El entorno en el cual se encuentran los cultivos de planta de coca no puede ser controlado climáticamente, a causa de su ubicación al aire libre, además que los equipos de tracción y de desraizado de coca generan altas temperaturas, esto genera que el operario este expuesto a micro cambios climáticos. Se recomienda una fuente cercana de hidratación, realizar pausas activas y usar las protecciones corporales como cremas de protección solar y evitar estar expuesto a los rayos del sol.

4.4.2 Advertencias.

- Este equipo requiere una previa lectura del manual de funcionamiento para su correcta operación, y comprender todas las instrucciones de seguridad contenidas en este manual.
- El mantenimiento del equipo debe realizarse con las debidas medidas presentadas a continuación:
 - El mecanismo del equipo debe estar totalmente detenido.
 - El tractor debe estar apagado en su totalidad. 202.
 - La llave de inicio NO debe estar en el interruptor.
 - Desanclar el equipo del tractor y dejarlo bien apoyado en suelo plano y firme.
- Los equipos (tractor y equipo de desraizado) están diseñados para que su operación sea por una sola persona, por lo tanto, solo debe estar el operario en la cabina del tractor.
- Controle la velocidad del tractor teniendo las condiciones del terreno, no exceder límites de velocidad en la operación.
- Al transportar los equipos (tractor y equipo de desraizado) deben tener en cuenta todas las normas viales.

4.4.3 Reglas y riesgos de uso.

- Riesgo de arrollamiento.
- Respetar los distanciamientos de seguridad de los equipos (tractor y equipo de desraizado).
- Riesgo de corte.
- Riesgo de caída.
- Usar SIEMPRE los implementos de seguridad (casco, protector de oídos, guantes, botas de seguridad, gafas de seguridad y overol).
- No tocar ninguno de los mecanismos del equipo de desraizado mientras este se encuentre en funcionamiento.
- Cualquier tipo de mantenimiento o ajuste de los equipos (tractor y equipo de desraizado) deben hacerse con el motor del tractor apagado y bloqueado.
- NO transportar nada (animales, personas, objetos, etc.) sobre el equipo de desraizado.
- El tractor debe ser operado por una persona con la capacitación adecuada, NUNCA por una persona inexperta.
- El tractor debe ser operado por una persona con buen estado de salud, sin estar bajo los efectos de sustancias embriagantes o alucinógenas.
- El sistema está diseñado para tener los comportamientos adecuados en sistemas irregulares, por ende, es recomendable no hacer ningún ajuste de estructura (contrapesos) para así prevenir cualquier tipo de daño o accidente de los equipos.
- Antes de iniciar la operación de los equipos (tractor y equipo de desraizado), el operario debe realizar una inspección adecuada a los equipos de seguridad.
- Antes de iniciar la operación de los equipos (tractor y equipo de desraizado), el operario debe tener claro todas las funciones de los instrumentos.
- Antes de iniciar la operación de los equipos (tractor y equipo de desraizado), debe realizarse una inspección rápida del buen estado de los componentes mecánicos, hidráulicos, neumáticos, estructurales, etc.

- NUNCA iniciar la operación de los equipos (tractor y equipo de desraizado) con alguna falla detectada en los componentes mecánicos, hidráulicos, neumáticos, estructurales, etc.
- El operario debe usar prendas apropiadas para el trabajo, evite utilizar prendas holgadas, pueden engancharse en partes de la máquina que generen rotación.
- Si el equipo de tracción va a ser usado en otro tractor, cerciorarse que la potencia y factores de estabilidad son adecuados (no es recomendado que el sistema de desraizado sea usado con otro tractor o equipo de tracción, debido a que el diseño se fundamenta en el tractor planteado en este documento).
- Realizar el proceso de enganche y desenganche (tractor y equipo de desraizado) con todas las medidas de seguridad.
- Al enganchar o desenganchar el sistema SIEMPRE se debe poner en posición de bloqueo la palanca de mando elevador.
- Si el operario debe abandonar la cabina del tractor, asegurarse que se encuentre bloqueado, preferiblemente apagado.
- PRECAUCION, la estabilidad del tractor puede variar si está o no enganchado el equipo de desraizado.
- El área de operación de los equipos (tractor y equipo de desraizado) debe estar debidamente señalizada. Está prohibido que cualquier persona ingrese al área demarcada.
- Todos los pasadores y tornillos usados deben ser los especificados en este documento, NO hacer uso de tronillos ni pasadores no certificados.
- Al iniciar labores verificar el cambio más adecuado para el tipo de terreno, verificando el rango de velocidades del motor.
- NO tocar los componentes mecánicos de los equipos (tractor y equipo de desraizado), estos pueden alcanzar altas temperaturas que generen quemaduras.
- Verificar periódicamente el ajuste en tornillos y tuercas, verificar el buen estado de los pasadores.
- Si se van a realizar trabajos de mantenimiento con el equipo de desraizado, hacer uso de soportes de seguridad.

- Hacer uso de grasas y lubricantes adecuados en los equipos (tractor y equipo de desraizado).
- Hacer uso de repuestos originales, si se hace uso de algún tipo de repuesto genérico puede causar daños en los equipos.
- No desechar ninguno de los manuales de este documento, pueden ser requeridos en cualquier momento.

4.4.4 Señales.

Cuadro 6. Señales de advertencia de uso de los implementos

Señal	Representación
	Área de trabajo, verificar periódicamente que no hay presencia de personas, animales u objetos que representen un riesgo en la operación.
	Leer atentamente los manuales de operación, seguridad, mantenimiento y de montaje antes de iniciar cualquier tipo de operación o manipulación.
	Usar la ropa de trabajo adecuada (overol), usar siempre los protectores auditivos y todos los implementos de seguridad.

Fuente: elaboración propia

Cuadro 7. Señales de advertencia de operación en los implementos

	<p>Elemento rotante, riesgo de ser halado y lastimado por elemento rotante.</p>
	<p>Riesgo de resbalarse. Riesgo de caída.</p>
	<p>Riesgo de corte o aprisionamiento en extremidades superiores.</p>
	<p>Riesgo de ser impactado por objetos contundentes lanzados por la maquina a altas velocidades, mantener la distancia.</p>
	<p>Riesgo de corte o aprisionamiento, correas o cadenas girando a alta velocidad.</p>
	<p>Riesgo de corte o aprisionamiento en extremidades inferiores.</p>

Fuente: elaboración propia

5. ANÁLISIS DE COSTOS E IMPACTO AMBIENTAL

En este capítulo se realiza una evaluación del valor monetario de la máquina.

Según el sitio web del Espectador, el salario promedio mensual de un trabajador para la erradicación forzada de coca es de 1'800.000 pesos colombianos, por lo que se puede afirmar que un día de trabajo vale aproximadamente 60.000 pesos.

El sistema mecánico para el desraizado de cultivos de planta de coca requiere un operario y un vehículo para su funcionamiento.

Una vez obtenidos los puntos anteriores, se recurre a analizar el costo monetario del proyecto, teniendo en cuenta la fabricación de la máquina y los costos de la investigación. Los datos se encuentran en la tabla 30.

Tabla 30. Costos de materiales

	Costos de materiales	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Valor total
1	Biela	Unidad	1	12.000	12.000
2	Bujes QD	Unidad	4	35.000	140.000
3	Chavetas	Unidad	7	5.000	35.000
4	Correas 5V	Unidad	8	130.000	1.040.000
5	Cuchillas desbrozadora	Unidad	20	11.000	220.000
6	Cuchillas segadora	Unidad	30	5.000	150.000
7	Disco	Kg	1	20.000	20.000
8	Engranajes cónicos	Unidad	2	150.000	300.000
9	Junta cardán	Unidad	2	400.000	800.000
10	Poleas	Unidad	4	50.000	200.000
11	Soporte para rodamientos	Unidad	10	119.000	1.190.000
12	Todos los ejes	Kg	457	6.000	2.742.000
13	Laminas	Kg	279	5.700	1.590.300
14	Vigas HSS 3x3x1/4	Metro	13	160.000	2.080.000
					10.519.300

Fuente: elaboración propia

Posteriormente se procede a determinar los costos de fabricación estos costos se encuentran en la tabla 31:

Tabla 31. Costos de fabricación

	Costos de fabricación	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Valor total
1	Fresado	Horas	5	80.000	400.000
2	Mano de obra	Horas	170	40.000	6.800.000
3	Rectificado	Horas	3	100.000	300.000
4	Soldadura	Horas	8	20.000	160.000
5	Taladrado	Horas	3	60.000	180.000
6	Torneado	Horas	7	70.000	490.000
					8.330.000

Fuente: elaboración propia

Posteriormente se procede a determinar los costos de investigación ingenieril, estos costos se encuentran en la tabla 32:

Tabla 32. Costo de ingeniería

	Costos de ingeniería	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Valor total
1	Talento humano	Horas	550	7.800	4.290.000
2	Software	Meses	3	4.163.385	4.163.385
3	Documentación	Unidad	1	600.000	600.000
					9.053.385

Fuente: elaboración propia

Por último, se determina el valor total del proyecto, el cual se encuentra en la tabla 33:

Tabla 33. Costos totales

Costo total del proyecto	Costos totales
Costo de ingeniería	9.053.385
Costo de materiales	10.519.300
Costo de fabricación	8.330.000
	27.902.685

Fuente: elaboración propia

5.1 ANÁLISIS AMBIENTAL

En la actualidad hay un factor determinante para realizar o no un proyecto, el impacto medioambiental, debido a que el mundo está en proceso de cambio, para favorecer todos los ecosistemas que conlleva a la salud de las personas, animales y plantas.

Para nadie es un secreto que cualquier actividad industrial genera un daño al medio ambiente, es por esto, que se decide analizar los posibles impactos de este proyecto y sus posibles mitigaciones.

5.1.1 Impacto ambiental. El sistema de desraizado sin tener en cuenta el proceso de fabricación tiene muy poco impacto ambiental, solo los generados por los desperdicios usados en los mantenimientos, como material para limpieza, residuos de grasa, agua, etc., debido a que no tiene ningún tipo de combustión ni usa ningún tipo de electricidad, pero este sistema de desraizado si va conectado al tractor que si genera un impacto medioambiental elevado.

El tractor seleccionado fue un John deere 6110D que cuenta con un motor John deere 4045T. Este motor, es un motor de 4 cilindros de 4.5L de cilindrada Diésel. Los consumibles que tiene el tractor a corto y mediano plazo son los siguientes:

- 156L de combustible.
- 16,5L sistema de enfriamiento tiene una capacidad.
- 58L sistema hidráulico y de transmisión.

Según la figura 175 se muestra las regulaciones más recientes para tractores para el control de emisiones dañinas para el medio ambiente.

Figura 175. Control de emisiones

Categoría de tractor	Potencia motor kW	Monóxido de carbono (CO) g/kWh	Hidrocarburos (HC) g/kWh	Óxidos de nitrógeno (NO _x) g/kWh	Partículas (PT) g/kWh
Q	130 a 560	3,5	0,19	0,4	0,025
R	56 a 130	5,0	0,19	0,4	0,025

Fuente: FIMA. Requisitos de emisiones en los motores de los tractores agrícolas. [En línea]. Disponible en:

<http://lamagri.unizar.es/fotosbd/090520171046467233.pdf>. [Consultado el 10 de Junio de 2020].

Lo que nos indica que el tractor seleccionado para el proyecto, a pesar de que cumple con todas las regulaciones y normativas ambientales genera una cantidad considerable de desechos al medioambiente.

Sabiendo que la potencia del tractor es de 79 KW la máxima cantidad de emisiones que puede tener el tractor son los siguientes, mostrados en la tabla 34.

Tabla 34. Cantidad de emisiones de los tractores

CONTAMINANTE	CALCULO	RESULTADO
Monóxido de carbono	$5 \frac{g}{KW h} \cdot 79 KW$	$395 \frac{g}{h}$
Hidrocarburos	$0,19 \frac{g}{KW h} \cdot 79 KW$	$15,01 \frac{g}{h}$
Óxidos de nitrógeno	$0,4 \frac{g}{KW h} \cdot 79 KW$	$31,6 \frac{g}{h}$
Partículas	$0,025 \frac{g}{KW h} \cdot 79 KW$	$1,975 \frac{g}{h}$

Fuente: elaboración propia con base en FIMA. Requisitos de emisiones en los motores de los tractores agrícolas. [En línea]. Disponible en: <http://lamagri.unizar.es/fotosbd/090520171046467233.pdf>. [Consultado el 10 de Junio de 2020].

5.1.2 Evaluación impacto ambiental. En la tabla 35 se recopilan los datos sobre el impacto ambiental generado en la fabricación y el uso de los implementos para el desraizado de cultivos de planta de coca.

Calificación del impacto:

3 Alto impacto ambiental

2 Medio impacto ambiental

1 Bajo impacto ambiental

Tabla 35. Impacto ambiental

IMPACTO AMBIENTAL	PROCESO	
	FABRICACION	USO
Desperdicios	1	1
Vertimientos	1	1
Residuos	2	3
Instalación	no aplica	1
Derrames	1	1
Soldaduras	2	no aplica
Corte	1	no aplica
Contaminación auditiva	2	2

Fuente: elaboración propia

5.1.3 Procesos alternos. Los principales mecanismos para la erradicación de cultivos de planta de coca en Tumaco Nariño son 2, la erradicación forzada y la aspersión de químicos como el glifosato.

- **Erradicación manual:** La erradicación manual o forzada es un mecanismo en un comienzo bastante amigable con el medio ambiente, debido a que no hay ningún tipo de energía externa, solo hay uso de fuerza humana con el uso de herramientas rudimentales, sin embargo, el problema viene cuando se va a procesar la planta de coca. El principal mecanismo para eliminar la planta de coca es por medio de quemaduras, que generan efectos globales al incorporar CO₂ al ambiente en gran cantidad, que ayuda al efecto invernadero.
- **Aspersión de químicos:** El principal químico usado para la erradicación de cultivos de coca es el glifosato, este químico en la actualidad es materia de estudio, pero es muy probable que genere daños severos al suelo, y hace que quede infértil para poder cultivar otro tipo de planta.

5.1.4 Mitigación planteada. La planta de coca es un elemento ilícito en el país, por lo tanto, esta se debe eliminar según la normativa, lo que impide hacer uso de la planta, No es algo ideal, debido a que esta planta tiene muchos beneficios, que pueden ser usados en diversos sectores. Los principales que planteamos nosotros son los siguientes:

- Utilizar la planta para fabricar fertilizantes: La planta tiene varias características positivas para el ambiente, los que suponemos es que esta planta puede ser usada para fabricar fertilizantes.
- Biomasa: La biomasa es una de las formas más modernas para producir energía eléctrica principalmente.
- Usos medicinales: A pesar de que en Colombia esta planta es usada para fines negativos (drogas), la hoja de planta de coca tiene grandes beneficios que pueden ser usados en algunos medicamentos.

6. CONCLUSIONES

- La planta de coca en Colombia, tiene bastante densidad de cultivos. Una de las zonas con mayor cantidad de cultivos de planta de coca es Tumaco, Nariño. Existen diferentes métodos para la erradicación, sin embargo, tienen gran cantidad de desventajas para el medio ambiente y para la salud humana, por lo tanto, se diseña un mecanismo que es capaz de erradicar la planta de coca teniendo en cuenta sus propiedades físicas, parámetros de diseño, parámetros funcionales y parámetros de operación.
- Para la erradicación de cultivos de coca en Tumaco Nariño por medio de un sistema mecánico, las alternativas planteadas requieren un equipo de tracción, donde decidimos seleccionar el tractor John Deere 6110M gracias a sus características, como el enganche tripuntal y la toma de fuerza frontal y posterior. Se decide plantear 3 alternativas, una trasplantadora de árboles, una desbrozadora y un rotovator, las tres ubicadas en la parte posterior del tractor y acompañadas con una segadora en la parte frontal. Por medio del método Scoring se seleccionó la desbrozadora frontal gracias a que cuenta con una gran velocidad de picado de planta, su mantenimiento es sencillo, es de fácil operación para el personal, tiene un peso apropiado teniendo en cuenta las capacidades del tractor, y su precio es equilibrado.
- El diseño de los equipos se realizó dividiendo cada uno de ellos en subsistemas, donde cada subsistema cumple una función crucial. La segadora frontal cuenta con un sistema estructural, un sistema de corte, un sistema de transmisión de potencia y el sistema de anclaje mientras que la desbrozadora posterior cuenta con sistema estructural, transmisión de potencia, sistema de picado y el sistema de anclaje. La desbrozadora posterior tiene un ancho de 1880 mm, teniendo en cuenta que el tractor va a tener una velocidad promedio de 7km/h, los implementos erradicaran 1,316 hectáreas por hora de trabajo.
- Los manuales de operación, ensamblaje, seguridad y mantenimiento son cruciales para el buen funcionamiento de los equipos. El manual de operación explica cada una de los procedimientos a realizar para el correcto funcionamiento de los 2 implementos. El manual de ensamblaje es determinante para la instalación apropiada de cada una de las partes. El manual de seguridad más que por regulaciones es fundamental para el cuidado de la vida humana y el manual de mantenimiento hace que la maquina dure un tiempo prolongado y sea bien cuidada.
- Todo sistema mecánico genera un impacto en el ambiente, sin embargo, es necesario estipular si este impacto afecta de manera sustancial el ecosistema. En este caso el proyecto más que un impacto negativo tiene un impacto social fundamental para el desarrollo del país y está en los mismos niveles de los

mecanismos usados para la erradicación de cultivos de coca como la aspersión por glifosato. Los costos del proyecto son cruciales para verificar la viabilidad de cada proyecto, según el análisis realizado los sistemas tienen un costo muy competitivo con la oferta de equipos por el estilo.

7. RECOMENDACIONES

- Para el funcionamiento de los implementos, el operario a cargo debe saber manejar correctamente el tractor, teniendo en cuenta el terreno y las disposiciones de seguridad adoptadas.
- Debe tener en cuenta que el manejo de los implementos implica algún riesgo físico si no tienen en cuenta las recomendaciones para la operación de dichos implementos, se recomienda el uso obligatorio de todos los elementos de protección.
- Se recomienda una vez ensamblada realizar pruebas de corte con las cuchillas para ajustar del corte y comprobar que los parámetros de operación sean los adecuados.
- Se recomienda considerar una adaptación para la salida de los residuos por medio de un cuello de cisne para hacer más simple la recolección de la planta desraizada.
- Por último, se recomienda considerar la unificación de ambos implementos con el fin de obtener el mismo resultado, ya que es probable que ese diseño sea novedoso y brinde una mejor relación entre sus componentes.

BIBLIOGRAFÍA

AISC Manual of Steel Construction, Load and Resistance Factor Design, Volume I: Structural Members, Specifications and Codes, 2nd ed.; Volume II: Connections, 2nd ed.; Chicago, IL: American Institute of Steel Construction, 1994.

AISC Manual of Steel Construction, Load and Resistance Factor Design, Third Edition: American Institute of Steel Construction, 2001

ASCE (2010), Minimum Design Loads for Buildings and Other Structures, ASCE/SEI 7-10, American Society of Civil Engineers, Reston, VA

BUDYNAS, R. G. (2019). Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. McGraw Hill Education. BUTLER B. R. (2002). Architectural Engineering Design: Mechanical Systems. McGraw Hill Education.

DIRECCIÓN DE ANTINARCÓTICOS. (2014). Deforestación, Contaminación y pobreza.
<http://www.odc.gov.co/Portals/1/publicaciones/pdf/oferta/estudios/OF5022014-coca-deforestacion-contaminacion-pobreza.pdf>

EUGENE A. AVALLONE Y THEODORE BAUMEISTER III, editores, Marks Standard Handbook for Mechanical Engineers ,9ª edition. Nueva York: McGraw-Hill, 1986

ICONTEC. Compendio de dibujo técnico. ICONTEC. [En línea]. Colombia. 2002. Disponible en:
https://www.academia.edu/14955997/NTC_Compendio_de_Dibujo_Tecnico.

ICONTEC. Norma técnica colombiana 6166. ICONTEC. [En línea]. Colombia. 2016. [Consultado Agosto, 2020].

ICONTEC. Norma técnica colombiana 1486. ICONTEC. [En línea]. Colombia. 2019. Disponible en:
http://www.unipamplona.edu.co/unipamplona/portallG/home_15/recursos/01_general/09062014/n_icontec.pdf.

ITO YOSHIMI. (2008). Modular Design for Machine Tools. McGraw Hill Education.

JOHN DEERE. (2016). Manual del usuario para tractores 6403 6603. Edición para México.

LINGAIAH K. (2003). Machine Design Databook, Second Edition. McGraw Hill Education.

MAQUINARIA MONTANA LTDA (2018). Desbrozadora manual de funcionamiento.

MAQUINARIA MONTANA LTDA (2018). Desbrozadora manual de operación

MOTT. (2006). Diseño de Elementos de Máquinas. Prentice Hall.

NORTON, R. L. (s.f.). Diseño de maquinaria. McGraw-Hill

NSK, Rodamiento de bolas de ranura profunda una sola hilera. Disponible en: https://www.jp.nsk.com/app02/NSKOnlineCatalog/en/bearing/detail.jsp?Prod_Type1=DGBB&Prod_Type2=DGBB_SR&Prod_Type3=DGBB_SR_OT&yobi=6008#

OBSERVATORIO DE DROGAS DE COLOMBIA. (2003). Plan de manejo ambiental.

<http://www.odc.gov.co/Portals/1/Docs/pecig/PlanManejoAmbientalPECIG.pdf>

RINCON-RUIZ, Alexander, CORREA, Hyarold L y LEÓN, Daniel O. (2016). Coca cultivation and crop eradication in Colombia: The challenges of integrating rural reality into effective anti-drug policy.

RIVERA, Adriana P, CARBONO MURGAS, Rafael E, MELO RIOS, Aslenis E y MERINI, Luciano J. (2019). Efecto del glifosato sobre la microbiología, calidad del suelo y cultivo de frijol biofortificado en el departamento de Cesar, Colombia.

UNODC (2017). Monitoreo de territorios afectados por cultivos ilícitos 2017.UNODC.

UNODC (2018). Monitoreo de territorios afectados por cultivos ilícitos 2018. UNODC.

ANEXOS.

ANEXO A.

EQUIPO DE TRACCIÓN

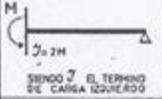
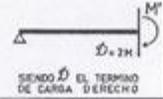
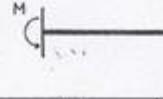
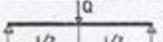
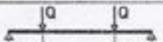
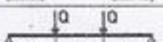
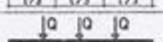
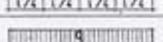
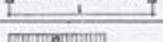
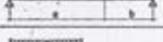
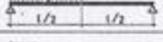
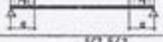
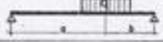
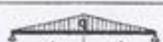
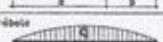
TRACTORES SERIE 6M



Fuente: JOHN DEERE. Tractor 6110M. [En línea]. Disponible en: <https://www.deere.com.mx/es/tractores/tractores-medianos/serie-6m/6110m/>.

ANEXO B.

MOMENTOS DE EMPOTRAMIENTO

MOMENTOS DE EMPOTRAMIENTO PARA PIEZAS DE I=CTE.				
	EMPOTRAMIENTO EN UN APOYO		EMPOTRAMIENTO EN AMBOS APOYOS	
				
CARGAS	M	M'	M	M'
	$\frac{Qab}{2l^2} (l+b)$	$\frac{Qab}{2l^2} (l+a)$	$\frac{Qab}{l^2} b$	$\frac{Qab}{l^2} a$
	$\frac{3}{16} Ql$	$\frac{3}{16} Ql$	$\frac{1}{8} Ql$	$\frac{1}{8} Ql$
	$\frac{3}{2} Qa (1-\frac{a}{l})$	$\frac{3}{2} Qa (1-\frac{a}{l})$	$Qa (1-\frac{a}{l})$	$Qa (1-\frac{a}{l})$
	$\frac{1}{3} Ql$	$\frac{1}{3} Ql$	$\frac{2}{9} Ql$	$\frac{2}{9} Ql$
	$\frac{15}{32} Ql$	$\frac{15}{32} Ql$	$\frac{5}{16} Ql$	$\frac{5}{16} Ql$
	$\frac{1}{8} ql^2$	$\frac{1}{8} ql^2$	$\frac{1}{12} ql^2$	$\frac{1}{12} ql^2$
	$\frac{qa^2}{8} (2-\frac{a}{l})^2$	$\frac{qa^2}{8} (2-\frac{a}{l})^2$	$\frac{qa^2}{12} (6-8\frac{a}{l}+3\frac{a^2}{l^2})$	$\frac{qa^2}{12} (4\frac{a}{l}-3\frac{a^2}{l^2})$
	$\frac{9}{128} ql^2$	$\frac{7}{128} ql^2$	$\frac{11}{192} ql^2$	$\frac{5}{192} ql^2$
	$\frac{qa^2}{4} (3-2\frac{a}{l})$	$\frac{qa^2}{4} (3-2\frac{a}{l})$	$\frac{qa^2}{6} (3-2\frac{a}{l})$	$\frac{qa^2}{6} (3-2\frac{a}{l})$
	$\frac{qabc}{2l^2} (l+b-\frac{1}{4}\frac{c^2}{a})$	$\frac{qabc}{2l^2} (l+a-\frac{1}{4}\frac{c^2}{b})$	$\frac{qc}{l^2} [ab^2+\frac{c^2}{12}(l-3b)]$	$\frac{qc}{l^2} [a^2b+\frac{c^2}{12}(l-3a)]$
	$\frac{qla}{16} (3-\frac{a}{l})^2$	$\frac{qla}{16} (3-\frac{a}{l})^2$	$\frac{qla}{24} (3-\frac{a}{l})^2$	$\frac{qla}{24} (3-\frac{a}{l})^2$
	$\frac{qa^2}{120} (40-45\frac{a}{l}+12\frac{a^2}{l^2})$	$\frac{qa^2}{60} (10-6\frac{a}{l})^2$	$\frac{qa^2}{30} (10-15\frac{a}{l}+6\frac{a^2}{l^2})$	$\frac{qa^2}{20} (5\frac{a}{l}-4\frac{a^2}{l^2})$
	$\frac{7}{120} ql^2$	$\frac{1}{15} ql^2$	$\frac{1}{30} ql^2$	$\frac{1}{20} ql^2$
	$\frac{5}{64} ql^2$	$\frac{5}{64} ql^2$	$\frac{5}{96} ql^2$	$\frac{5}{96} ql^2$
	$\frac{qa^2}{120} (20-15\frac{a}{l}+3\frac{a^2}{l^2})$	$\frac{qa^2}{120} (10-3\frac{a}{l})^2$	$\frac{qa^2}{60} (10-10\frac{a}{l}+3\frac{a^2}{l^2})$	$\frac{qa^2}{60} (5\frac{a}{l}-3\frac{a^2}{l^2})$
	$\frac{1}{10} ql^2$	$\frac{1}{10} ql^2$	$\frac{1}{15} ql^2$	$\frac{1}{15} ql^2$
	$\frac{ql}{64} (l+b)(5-\frac{b^2}{l^2})$	$\frac{ql}{64} (l+b)(5-\frac{b^2}{l^2})$	$\frac{ql}{96} (l+b)(5-\frac{b^2}{l^2})$	$\frac{ql}{96} (l+b)(5-\frac{b^2}{l^2})$
	$\frac{m}{2} (1-3\frac{b^2}{l^2})$	$\frac{m}{2} (1-3\frac{a^2}{l^2})$	$\frac{mb}{l} (2-3\frac{b}{l})$	$\frac{ma}{l} (2-3\frac{a}{l})$

Fuente: MOTT,Robert. Diseño de elementos de máquinas, P.E. 2. Edición Prentice Hall, Mexico 1992.

ANEXO C.

PLANOS CONSTRUCTIVOS

(Ver el archivo de planos)