

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO MECÁNICO PARA
DESARRAIGAR UNA PLANTA DE YUCA.**



**HERBERTH LUÍS GÓMEZ CORREA
MARCO ANTONIO OSORIO DÍAZ**

**UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
MONTERÍA, CÓRDOBA**

2016.

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO MECÁNICO PARA
DESARRAIGAR UNA PLANTA DE YUCA.**

**HERBERTH LUÍS GÓMEZ CORREA
MARCO ANTONIO OSORIO DÍAZ**

**Trabajo de grado presentada, en la modalidad de trabajo de investigación como
parte de los requisitos para optar al título de ingeniero mecánico.**

Director:

VALÉRY JOSÉ LANCHEROS SUÁREZ, M.Sc.

**UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
MONTERÍA, CÓRDOBA**

2016.

**La responsabilidad ética, legal y científica de las ideas, conceptos y resultados del
proyecto, serán responsabilidad de los autores.**

Artículo 61, acuerdo N° 093 del 26 de noviembre de 2002 del consejo superior.

Nota de aceptación

Firma del jurado

Firma del jurado

A Dios, por darme la fuerza y el impulso para no desfallecer.

Dedico este éxito a mis padres, Rocio Correa Montes y Jerben Gómez Olivares, ejes principales en esta experiencia de mi vida, por su apoyo durante todo este tiempo y por su inmensa confianza, fe, y quienes fundamentaron en mí los deseos de superación, gratitud y responsabilidad.

A mis hermanas, Sumara Gómez Correa, Cinthia Gómez Correa y Soraima Gómez Correa, quienes depositaron en mí su confianza, durante este largo camino.

A Xilenna López López, por ser tan especial y comprensiva, por tener siempre una sonrisa para mí en los momentos difíciles, tú fuiste mi apoyo en este logro que comparto contigo.

A mis amigos, Daniel Cogollo y Luis Moreno, quienes estuvieron ahí durante, estos largos años y quienes compartieron conmigo sus conocimientos, risas, tristezas y anécdotas, las cual llevo conmigo como experiencias únicas.

A todos los que me apoyaron para escribir y concluir este proyecto.

Para ellos es esta dedicatoria, pues son a quienes se las debo por su apoyo incondicional.

Herberth Luis Gómez Correa.

Agradecimiento especial a:

A mi padre celestial, guía de mi vida, y que para conmigo ha extendido sabiduría y discernimiento. Agradezco su bondad, su fuerza, su fidelidad y su disciplina hacia mí, para la alcanzar esta meta.

Agradecimientos:

Agradezco a cada uno de los hogares que me recibieron, me acobijaron y me hicieron sentir parte de su familia, y que inconscientemente aportaron su granito de arena para que cumpliera con este sueño, a la familia avilés y la familia Osorio, gracias por todo lo que hicieron por mí.

Agradezco a mi universidad, por hacerme parte de ella, por acogerme como mi segundo hogar, por formarme profesionalmente y aportarme conocimientos científicos que serán mi soporte para mi vida laboral.

Herberth Luis Gómez Correa.

A Dios padre celestial, por lo bueno y misericordioso que ha sido conmigo, por haberme dado una familia que siempre ha creído en mí.

A mis padres, César David Osorio López y Mauren Sofía Díaz Osorio, por darme su apoyo incondicional en toda mi formación, sus buenos consejos, por enseñarme que se necesita de humildad, sacrificio y mucha disciplina para alcanzar metas en la vida.

A mis abuelos Romelia Osorio Causil, Pedro Antonio Díaz Martínez y Yolanda López de Osorio, por ser una guía en mí caminar y compartir conmigo sus experiencias.

A mis hermanos Mauren Osorio Díaz, Marvin Osorio Pérez, Mauren Díaz Doria y César Osorio Martínez por ser un pilar fundamental en mi vida, por sus esfuerzos y ayuda en los momentos en los cuales los he necesitado.

A mi tía Maximiliana Osorio Causil (Q.E.P.D) quién fue como una madre para mí y siempre me apoyó en todos mis sueños.

Marco Antonio Osorio Díaz

Agradecimiento especial a:

Agradezco a Dios todo poderoso por la salud, la sabiduría y la fortaleza que me ha dado para poder cumplir este sueño bajo su bendición.

A mi padre y mi madre los cuales, más que unos buenos padres, han sido mis amigos, siempre han estado presentes y gracias a su ejemplo he llegado a ser lo que soy. Por creer siempre en mí y por todo el valioso sacrificio que han hecho para que lograra este sueño.

Agradecimientos:

A la universidad por permitirme un espacio propicio para mi formación académica y humana.

Al cuerpo de docentes que me brindaron la oportunidad de formarme como ingeniero mecánico.

Al director de mi proyecto, el ing. Valéry Lancheros Suárez, por toda su ayuda y colaboración en la realización de este trabajo.

A mis familiares, compañeros y amigos que me apoyaron durante mi carrera.

A todos muchas gracias.

Marco Antonio Osorio Díaz

TABLA DE CONTENIDO.

	Pág.
RESUMEN.....	xix
ABSTRACT	xx
INTRODUCCIÓN	21
1. GENERALIDADES.....	23
1.1. DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	24
1.2. JUSTIFICACIÓN	26
1.3. OBJETIVOS.....	27
1.3.1. Objetivo general	27
1.3.2. Objetivos específicos	27
1.4. MARCO TEÓRICO.....	28
1.5. ANTECEDENTES	31
1.6. ESTADO DEL ARTE	34
1.7. ALCANCES Y LIMITACIONES.....	38
2. DISEÑO DEL PROTOTIPO MECÁNICO DESARRAIGADOR	39
2.1. PARÁMETROS DE DISEÑO.....	40
2.2. MEDICIÓN DE LA FUERZA PARA DESARRAIGAR	44
2.3. DISEÑO PRELIMINAR DEL PROTOTIPO DESARRAIGADOR	45
2.4. PARÁMETROS GEOMÉTRICOS.....	48
2.5. ANÁLISIS ESTÁTICO	50
2.6. DISEÑO DEL CONJUNTO DE PALANCA PRINCIPAL (CE)	68
2.7. DISEÑO DE LAS BARRAS CONECTORA (AC) Y SEPARADORA (AB) 86	
2.7.1. Diseño de la barra conectora (AC)	86
2.7.2. Diseño de la barra separadora (AB).....	97
2.8. CONJUNTO DE LA BASE DEL PROTOTIPO DESARRAIGADOR	98
2.9. DISEÑO DEL PEDAL DE APOYO	110

2.10. PINZA DE SUJECIÓN DEL TALLO.....	114
3. CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL PROTOTIPO MECÁNICO DESARRAIGADOR.....	143
3.1. CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL CONJUNTO DE LA PINZA DE SUJECIÓN.....	144
3.2. CONJUNTO DE LA BASE	149
3.3. CONJUNTO DE LA PALANCA PRINCIPAL.....	155
3.4. CONJUNTO DE BARRAS SEPARADORAS.....	158
3.5. CONJUNTO DE PEDAL DE APOYO	161
3.6. ENSAMBLE DEL PROTOTIPO MECÁNICO DESARRAIGADOR....	164
4. EVALUACIÓN Y VALIDACIÓN	165
4.1. Pruebas	166
4.1.1. Zona 1.....	166
4.1.2. Zona 2.....	171
4.1.3. Zona 3.....	177
4.1.4. Zona 4.....	181
4.2. VALIDACIÓN.....	185
4.3. Instrucciones de manejo y mantenimiento del prototipo mecánico desarraigador.....	192
4.3.1. Instructivo de manejo para realizar la labor de extracción de la yuca. 192	
4.3.2. Instructivo de mantenimiento.....	193
4.4. Ficha técnica de prototipo y costos del proyecto	194
5. CONCLUSIONES	196
6. BIBLIOGRAFÍA	198
7. ANEXOS.....	202

LISTADO DE ANEXOS

	Pág.
Anexo 1. Mediciones de la fuerza para desarraigar.....	203
Anexo 2. Información de la malla utiliza en la simulación de los parales.....	205
Anexo 3. Posición del prototipo para transportarlo.	206
Anexo 4. Posición del prototipo en campo.	207
Anexo 5. Vistas del prototipo mecánico desarraigador (planos)	208
Anexo 6. Vistas de los brazos AB Y AC de la pinza (planos)	209
Anexo 7. Vistas de los brazos BDF Y CDE de la pinza (planos).....	210
Anexo 8. Vistas de las mordazas (planos)	211
Anexo 9. Vistas de la conexión de la pinza (planos)	212
Anexo 10. Vistas de la placa de unión (planos).....	213
Anexo 11. Vistas de la base (planos)	214
Anexo 12. Vistas delos parales y argolla del eje principal (planos)	215
Anexo 13. Vistas de argolla del pie de apoyo y pasadores (planos).....	216
Anexo 14. Vistas de la palanca principal y de la cabeza de palanca principal (planos)	217
Anexo 15. Vistas de la barra conectora AC y la barra separadora AB (planos).....	218
Anexo 16. Vistas de la base de pedal, agarre inferior y la argolla de articulación (planos)	219
Anexo 17. Vistas de la articulación de la bisagra (planos).....	220

LISTADO DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Medición de la fuerza para desarraigar.	44
Tabla 2. Resumen del análisis estático de la palanca principal (CE).....	58
Tabla 3. Resumen del análisis estático del pedal de apoyo.....	63
Tabla 4. Materiales para la construcción del prototipo	66
Tabla 5. Propiedades mecánicas del acero ASTM A653 SS 230.....	71
Tabla 6. Resumen del diseño de la palanca principal.	78
Tabla 7. Propiedades mecánicas del acero ASTM A36.	83
Tabla 8. Resumen del diseño de la soldadura de la cabeza de palanca.....	85
Tabla 9. Propiedades mecánicas del acero AISI 1008.	88
Tabla 10. Propiedades mecánicas del perno de acero SAE grado 1.	90
Tabla 11. Resumen del diseño de la barra conectora (AC).....	97
Tabla 12. Resultados de la simulación del paral.	101
Tabla 13. Propiedades mecánicas del acero AISI 1020.	102
Tabla 14. Numero de ciclos vs Resistencia a la fatiga del acero ASTM A36.	137
Tabla 15. Resultados en la zona 1.	168
Tabla 16. Resultados en la zona 2 con las mordazas de seis punzones.....	173
Tabla 17. Resultados en la zona 2 con las mordazas de ocho punzones.....	176
Tabla 18. Resultados en la zona 3.	179
Tabla 19. Resultados en la zona 4.	183
Tabla 20. Resultados con el prototipo.....	188
Tabla 21. Resultados con el método de palanca.....	189
Tabla 22. Resultados con arrancador.	189

LISTADO DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Partes principales de una planta de yuca	30
Figura 2. Componentes del sistema radical (izquierda) y diversas formas de raíces tuberosas de la yuca (derecha).	30
Figura 3. Modalidad de cosecha con la mano de la yuca.....	32
Figura 4. Modalidad de cosecha con palanca de la yuca.	33
Figura 5. Modalidad de cosecha con arrancador de la yuca.	34
Figura 6. Dispositivo CTCRI lever.	35
Figura 7. Diseño de un dispositivo desarraigador.....	36
Figura 8. Mecanismos utilizados para la extracción manual de la yuca, la figura (a) utiliza dos operarios y la figura (b) un solo operario para su uso.	37
Figura 9. Tipos de palancas.	40
Figura 10. Grados de movilidad en flexión e inclinación lateral en la columna vertebral.	42
Figura 11. Cortes y posición de la estaca para sembrarla.	43
Figura 12. Diseño del primer modelo	46
Figura 13. Diseño del segundo modelo.....	47
Figura 14. Partes de la propuesta final del prototipo.	48
Figura 15. Modelo de la propuesta final del prototipo.....	49
Figura 16. Parámetros preestablecidos del prototipo. Medidas en metros.....	51
Figura 17. Ángulo de inclinación y distancias proyectadas del tramo DE, de la palanca principal. Medidas en metros.	52
Figura 18. Configuración del modelo en el punto A.	53
Figura 19. Diagrama de cuerpo libre de la placa de unión.	53

Figura 20. Diagrama de cuerpo libre del punto A.	54
Figura 21. Diagrama de cuerpo libre del de la barra AC.	54
Figura 22. Diagrama de cuerpo libre de la palanca principal (CE). Medidas en metros.	55
Figura 23. Longitud y dirección de la barra AC.	56
Figura 24. Diagrama de cuerpo libre de la barra AB. Medidas en metros.....	59
Figura 25. Diagrama de cuerpo libre del modelo. Medidas en metros.	60
Figura 26. Longitud y dirección del tramo QR. Medidas en metros.	61
Figura 27. Diagrama de cuerpo libre del pedal de apoyo. Medidas en metros.	62
Figura 28. Desplazamiento de la palanca principal hasta su posición horizontal (descompactación).....	65
Figura 29. Desplazamiento de la palanca principal hasta el final de la extracción.....	65
Figura 30. Disposición de la palanca principal (CE) desensamblada.	69
Figura 31. Disposición de la palanca principal (CE) ensamblada. Medidas en metros.	69
Figura 32. Diagrama de cuerpo libre de la palanca principal. Medidas en metros.	70
Figura 33. Sección transversal de la palanca principal.	71
Figura 34. Ubicación de la carga sobre la placa de apoyo inferior. Medidas en milímetros.	79
Figura 35. Diagrama de cuerpo libre de la palanca principal, analizando las reacciones de las placas de apoyo. Medidas en metros.....	79
Figura 36. Diagrama de cuerpo libre de la placa de apoyo inferior. Medidas en milímetros.	81
Figura 37. Perfil de la garganta de la soldadura. Medidas en milímetros.....	82
Figura 38. Diseño de la barra AC	86
Figura 39. Diseño de la conexión en el pivote C de la barra conectora (AC).....	87
Figura 40. Diseño de la conexión en el pivote A de la barra conectora (AC).	87

Figura 41. Área transversal del tubo cuadrado	88
Figura 42. Diagrama de cuerpo libre del pasador en el punto A.	89
Figura 43. Área del tubo afectada por el buje separador. Medidas en milímetros.....	91
Figura 44. Configuración de los pernos en el extremo A de la barra conectora. Medidas en milímetro.	95
Figura 45. Configuración de la barra separadora (AB).....	98
Figura 46. Partes del conjunto base.	99
Figura 47. Diagrama del cuerpo de un paral. Medidas en mm.	100
Figura 48. Resultados de los esfuerzos de Von Mises en el paral.	101
Figura 49. Diagrama del cuerpo libre del pasador de la palanca principal.	102
Figura 50. Diagrama del cuerpo libre de una sección de la argolla principal.....	104
Figura 51. Diagrama de cuerpo libre del pasador del pie de apoyo.....	106
Figura 52. Diagrama del cuerpo libre de una sección de la argolla del pedal.	107
Figura 53. Diagrama del cuerpo libre del pasador de la bisagra.	108
Figura 54. Configuración del pedal de apoyo.....	110
Figura 55. Diagrama de cuerpo libre del tramo RP de la base del pedal de apoyo. Medidas en metros.	111
Figura 56. Sección transversal de la base de pedal. Medidas en milímetros.	112
Figura 57. Sección transversal y configuración del cable tensor.....	114
Figura 58. Conjunto de la pinza.....	115
Figura 59. Modelo del cuerpo de la pinza de sujeción.....	116
Figura 60. Parámetros prestablecidos del cuerpo de la pinza de sujeción. Medidas en milímetros.	117
Figura 61. Ángulo en el punto ED	118
Figura 62. Tramo DC.....	118
Figura 63. Tramo CA.....	119

Figura 64. Fuerzas que actúan en el punto A.....	120
Figura 65. Diagrama de cuerpo libre de la pinza.	121
Figura 66. Diagrama de cuerpo libre de la barra BDH, medidas en mm.....	122
Figura 67. Diagrama de cuerpo libre de la barra AB.....	124
Figura 68. Diagrama del cuerpo libre del pasador en el punto B.....	126
Figura 69. Diagrama de cuerpo libre de la barra BD y su sección transversal.	128
Figura 70. Diagrama del cuerpo libre del pasador en el punto D	132
Figura 71. Diagrama del cuerpo libre del pasador en el punto F.....	133
Figura 72. Diagrama S-N para la barra BDH.....	138
Figura 73. Diagrama de cuerpo libre la conexión de la pinza.....	141
Figura 74. Representación esquemática del prototipo mecánico desarraigador.	144
Figura 75. Brazos AB y AC.....	145
Figura 76. Brazos BDF.	146
Figura 77. Brazos CDE.	146
Figura 78. Mordazas.	147
Figura 79. Conexión de la pinza.	148
Figura 80. Placa de unión.....	148
Figura 81. Pinza de sujeción	149
Figura 82. Base.	150
Figura 83. Paral.....	151
Figura 84. Argolla del eje principal	152
Figura 85. Argolla del pedal de apoyo.....	152
Figura 86. Pasador AB	153
Figura 87. Pasador del pedal de apoyo	153

Figura 88. Pasador del eje principal.....	154
Figura 89. Pasador de la bisagra	154
Figura 90. Ensamble del conjunto base	155
Figura 91. Cabeza de palanca	156
Figura 92. Palanca principal.....	157
Figura 93. Ensamble del conjunto de la palanca principal	157
Figura 94. Vista frontal de la barra AB.....	158
Figura 95. Vista frontal de la barra AC.....	159
Figura 96. Argolla de articulación	160
Figura 97. Ensamble del conjunto de barras separadoras	160
Figura 98. Base de pedal.....	161
Figura 99. Refuerzo de la base de pedal	162
Figura 100. Articulación de la bisagra	163
Figura 101. Ensamble de pedal de apoyo	163
Figura 102. Ensamble del prototipo mecánico desarraigador.....	164
Figura 103. Montaje de la pinza sujetando el tallo de la yuca.....	167
Figura 104. Montaje en campo de la zona 1.	167
Figura 105. Mordaza con estrías.....	170
Figura 106. Mordaza con seis punzones	170
Figura 107. Medidas de los punzones.....	171
Figura 108. Montaje en campo de la zona 2.	172
Figura 109. Mordaza con seis punzones.....	174
Figura 110. Mordaza con ocho punzones.....	175
Figura 111. Montaje en campo de la zona 3.	178

Figura 112. Medidas de los nuevos punzones.	180
Figura 113. Mordaza con los nuevos punzones.	181
Figura 114. Montaje de la pinza sujetando el tallo en la zona 4.	182
Figura 115. Montaje en campo de la zona 4.	182
Figura 116. Metodo con palanca.....	185
Figura 117. Metodo con arrancador.....	186
Figura 118. Yucas arrancadas con el prototipo.....	190
Figura 119. Yucas extraídas con el arrancador.	190

RESUMEN

El presente proyecto de investigación tuvo como finalidad realizar, bajo criterios de diseño de máquina, el diseño y la construcción de un prototipo mecánico para desarraigar plantas de yuca, buscando con ello disminuir el esfuerzo físico, el tiempo de extracción y la cantidad de daño que sufre el tubérculo en el proceso.

Para cumplir con los objetivos planteados, se siguió una metodología en la que primero se analizaron los antecedentes para conocer los métodos tradicionales que se utilizan para esta labor, luego se hicieron pruebas para determinar la fuerza máxima que se necesita para arrancar matas de yuca en la zona estipulada y se determinaron los parámetros físicos del prototipo considerando el tipo de trabajo que se iba a realizar, teniendo estos parámetros se seleccionaron los materiales más adecuados para la construcción, y con la ayuda del software CAD SOLIDWORKS® 2015 se realizaron varios modelos y se seleccionó el que presentaba mejores características para la labor.

Siguiendo con lo anterior, se realizaron los cálculos de cada una de las piezas y por medio de una representación esquemática se procedió a la construcción y el ensamblaje de cada una de estas. Al terminar la construcción del prototipo se llevó a cabo la evaluación y validación de este, con el fin de observar el desempeño del dispositivo en los diferentes suelos, por último, se realizaron las conclusiones con base a los objetivos planteados.

Palabras clave: prototipo mecánico, desarraigar, parámetros de diseño, esfuerzo físico, daño en los tubérculos y tiempo de extracción.

ABSTRACT

The present project of investigation had as purpose realize, under criteria of design of machine, the design and the construction of a mechanical prototype to uproot cassava plants, searching with it to diminish the physical effort, the extraction time and the quantity of damage that suffers the tuber in the process.

To expire with the raised objectives, followed a methodology in which first the precedents were analyzed to know the traditional methods that are in use for this labor, then they tested to determine the maximum force that it is necessary to extract bushes of yucca in the stipulated zone and the physical parameters of the prototype decided considering the type of work that was going to be realized, having these parameters the materials most adapted for the construction were selected, And with the help of the software CAD SOLIDWORKS® 2015 several models were performed and there was selected the one that was presenting better characteristic for the labor.

Following the above, the calculations were realized of each one of the pieces and by means of a schematic representation one proceeded to the construction and the assembly of each of these. After the construction of the prototype was carried out the evaluation and validation of this, in order to observe the performance of the device in different soils, Finally the conclusions are made based on the objectives.

Keywords: mechanical prototype, uproot, design parameters, physical effort, damage tuber and extraction time.

INTRODUCCIÓN

La yuca (*Manihot esculenta* Crantz) es uno de los alimentos más consumido a nivel mundial debido a su gran aporte nutricional, además es una planta que se puede cultivar en terrenos que se consideran marginales y con largos periodo de sequía. Sin embargo, la labor de cosecha de esta planta es un ejercicio que demanda mucho esfuerzo físico para aquellas personas que se encargan de realizar este trabajo, puesto que al realizarlo de forma manual y debido a que sus productos son las raíces se dificulta la extracción, ya que estas se sujetan con mucha firmeza al suelo.

Una solución para ayudar aquellas personas que se encargan de realizar esta tarea, sería la implementación de una herramienta manual para facilitar la cosecha. Es por esto que el presente trabajo tiene como objetivo principal diseñar y construir un prototipo mecánico bajo criterios de diseño de máquinas, para desarraigar una planta de yuca, con la finalidad de reducir el esfuerzo físico que se produce al desarraigar la planta, así como también reducir el tiempo y la cantidad de daño que sufre el tubérculo cuando se realiza la extracción.

Se ha organizado la presentación de este trabajo en cinco capítulos los cuales se abordan los siguientes aspectos:

En el capítulo uno, generalidades, en el cual se presentan el planteamiento de la investigación, el problema, la justificación, los objetivos, el marco teórico, antecedentes, estado del arte y los alcances y limitaciones de la misma.

En el capítulo dos se abordan todos los aspectos relacionados con la parte de diseño, los parámetros físicos del prototipo, los materiales seleccionados, las propuestas preliminares,

la propuesta definitiva y todo lo concerniente a los cálculos de las piezas que lo conforman.

En el tercer capítulo se muestra lo relacionado con la construcción del prototipo como es: la materia prima que se utilizó para construir cada una de las piezas, los procesos seleccionados para elaborar cada una de estas y su posterior ensamble.

En el cuarto capítulo, evaluación y validación, se presentan todas las pruebas y modificaciones que se realizaron para garantizar un buen funcionamiento del prototipo, así como también se presenta el desempeño que tiene el prototipo en comparación con los métodos tradicionales de desarraigar plantas de yuca.

En el quinto y último capítulo se presentan las conclusiones, en relación con los objetivos planteados al inicio de nuestro trabajo.

1. GENERALIDADES

1.1. DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

La yuca (*Manihot esculenta* Crantz) es el cuarto alimento básico más importante en la dieta de más de mil millones de personas alrededor del mundo después del arroz, trigo y maíz, debido a su gran aporte en cuanto a la cantidad de calorías producidas, por lo que dentro de la alimentación humana es un importante recurso energético.¹

En cuanto a la producción mundial de yuca, Colombia se encuentra en el puesto No. 22 con un estimado de 2'264.460 de toneladas por año.² En el país, la región caribe es la que más producción contribuye, con una cantidad estimada del 50,4 % de la producción nacional, en donde los departamentos de Córdoba y Bolívar son los que más aportan a la producción total del país, con un 9,7 % y 15,5 % de la producción nacional respectivamente.³

Por otra parte, el uso del suelo en el departamento de Córdoba se distribuye de la siguiente manera: de 2'502.060 hectáreas, 209.400 (8,36%) son para uso agrícola, 1'580.600 (63,17%) producción pecuaria, 600.000 (23,98%) forestal y 112.060 (4,47%) otros usos dentro de los cuales están: ciénagas, humedales y ríos.⁴ De las 209.400 hectáreas destinadas para la agricultura se utilizan 7.982 hectáreas para la siembra de los cultivos de yuca, donde los municipios con mayor producción son: Ciénaga de Oro con una

¹ Ceballos, H. Morante, N. Calle, F. Lenis, J. Jaramillo, G. Pérez, J. (2002). Mejoramiento genético de la yuca. En: La yuca en el tercer milenio: Sistemas modernos de producción, procesamiento, utilización y comercialización. Publicación CIAT. Cali, Colombia, pp. 295-325.

² FAOSTAT. 2013. Rescatado de: https://www.finagro.com.co/sites/default/files/node/info.../yuca_0.docx. Pp. 3-4.

³ Aguilera. M, 2012. La yuca en el Caribe colombiano: De cultivo ancestral a agroindustrial. Documentos de Trabajo Sobre Economía Regional. 34p.

⁴ Gobernación de Córdoba. (consultado el 02 octubre 2015). Disponible en: <http://www.cordoba.gov.co/cordoba/geografia.html>

producción del 36%, San Andrés de Sotavento y Chinú, con una producción entre el 7% y el 10% de la producción del departamento cada uno, los tipos de yuca que más se encuentran en los cultivos son: la MTAI-8 y Venezolana.⁵

En la extracción de las raíces de las plantas de yuca, hay que tener en cuenta aspectos como: tamaño de la plantación, finalidad del cultivo y los recursos con los cuales cuente el agricultor, para utilizar el método de cosecha que más convenga, estos métodos son: de forma manual y mecanizada. Los costos de la cosecha representan el 15% de los costos de producción del cultivo, los cuales se utilizan para el personal que se encarga de esta labor, donde en una cosecha manual se utilizan de 25 a 30 jornaleros por hectárea los cuales recolectan entre 25 y 30 toneladas por hectáreas, mientras que al utilizar cosechas mecanizada pasa de los 25 jornaleros a solo 10 o 15 el cual implica una reducción de 10,7%, así el costo por tonelada de yuca pasaría de \$ 93.424 a \$ 83.430.⁶ En el departamento de Córdoba la producción de yuca, en la mayor parte, es llevada a cabo por campesinos con extensiones de terreno pequeñas (0,25 a 5 hectáreas) o medianas (5 a 10 hectáreas) donde al usar la cosecha mecanizada sería factible, sin embargo hay campos de cultivos de estos campesinos que se encuentran en sitios con vías de acceso inadecuadas para el paso de un tractor, por lo que se haría difícil la cosecha mecanizada de los cultivos de yuca, y se hace necesario una solución a partir de un equipo de cosecha portátil que sea eficiente y efectivo al momento de realizar la tarea.

⁵ Heredia, P. Del castillo, S. Bejarano, P. marcela Gordillo, M. (2007). Proyecto agrosalud-centro internacional de agricultura tropical. (CIAT). Información nutricional para tres regiones de Colombia: Costa Atlántica, Nariño, Cauca y Valle. Pp. 168-169.

⁶ Cadavid, L. 2006. Aspectos tecnológicos sobre la producción de la yuca. Publicación del Consorcio latinoamericano de apoyo a la investigación y de apoyo de la yuca (CLAYUCA). Pp. 24-27.

¿Es posible solucionar este problema diseñando un prototipo mecánico portátil de cómodo manejo que facilite la tarea de desarraigar una planta de yuca de forma manual?

1.2. JUSTIFICACIÓN

Dado que hay lugares en el departamento de Córdoba donde la cosecha de la yuca se tiene que hacer de forma manual, este es un ejercicio que demanda mucho esfuerzo por parte de la persona que se encarga de recolectar los tubérculos de dicha planta, debido a que esta da sus productos en la raíz de la misma y se fija al suelo con mucha firmeza, de ahí que al momento de extraer la yuca se implementa cualquier medio que incremente la fuerza para arrancarla y disminuir el esfuerzo físico que se sufre, pero de igual forma es algo que sigue siendo agotador y por tal razón se dificulta la recolección de los productos de esta planta. En la costa caribe colombiana, en promedio, un hombre cosechando de forma manual está extrayendo 500 kg de yuca al día⁷, por lo que es una actividad que tarda tiempo. Por otra parte, al realizar esta actividad se pueden generar, en la mayoría de los casos, dolencias y lesiones en la zona de la espalda dorsal y lumbar y en los brazos de la persona que se encarga de realizar la cosecha.⁸

Debido a esto, es necesario implementar una solución con el fin de facilitar la cosecha manual de la yuca, una solución que implique no realizar demasiado esfuerzo físico por parte del recolector, evitarle lesiones y agilizar la tarea, con el objetivo de tecnificar el proceso de recolección de yuca de forma manual.

⁷ Ospina, B. García, M. & Alcalde, C. 2002. Sistemas Mecanizados de Siembra y Cosecha para el Cultivo de la Yuca U. y. C. La Yuca en el Tercer Milenio: Sistemas Modernos de Producción Procesamiento. Cali, Colombia, CIAT.

⁸ Akinwonmi, A. & Andoh, F. 2013. Design of a Cassava Uprooting Device. Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology, 5(2), pp. 411-420.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. Objetivo general

Diseñar y construir un dispositivo mecánico bajo criterios de diseño de máquinas, para desarraigar una planta de yuca (*Manihot esculenta* Crantz).

1.3.2. Objetivos específicos

- Determinar los parámetros de diseño del prototipo a partir de: diseños anteriores, la fuerza necesaria para desarraigar una planta de yuca, las características del cultivo y las medidas antropométricas.
- Diseñar, seleccionar los materiales y calcular las partes del prototipo, haciendo uso de conocimientos y técnicas de ingeniería.
- Construir el prototipo mecánico desarraigador de yuca tomando como parámetro el diseño establecido en los pasos anteriores.
- Validar y Evaluar la funcionalidad del dispositivo considerando: el tiempo de cosecha y cantidad de daños en los tubérculos.

1.4. MARCO TEÓRICO

1.4.2. Características y propiedades de la yuca

La producción mundial de yuca se sitúa alrededor de 203 millones de toneladas de raíces frescas y un rendimiento promedio 10.9 toneladas por hectáreas. La mitad de las hectáreas por áreas dedicadas al cultivo de la yuca se encuentran en África, un 30 % en Asia y el 20 % restante en América Latina,⁹ donde Colombia se encuentra en el puesto No. 22 con un estimado de 2'264.460 de toneladas por año, esto es el 1% de la producción mundial y en América Latina ocupa el tercer lugar, donde las regiones del país que más cultivan yuca son la región caribe y la andina con porcentaje de cultivo sembrado de 50,4% y 23,3% respectivamente respecto a la producción nacional.

En la costa atlántica las variedades cultivadas son principalmente clones regionales como la Venezolana (MCol 2215), Mona Blanca y variedades mejoradas como: Chiroso (MCol 1505), ICA Negrita (CM 3306- 4), ICA Costeña (CG 1141-1), MTai 8, Corpoica Sucreña (CM 3355-6), Corpoica Caribeña (SGB 775-2). Se tienen sembradas 11.130 hectáreas de yuca industrial, representado en los departamentos de Córdoba (3600 has), Magdalena (2590 has), Atlántico (2440 has) y sucre (2500 has).¹⁰

El 80 % del volumen producido en esta zona es ofrecido a las plantas de alimentos balanceados.

⁹ Suárez, L. Mederos, V. (2011). Apuntes sobre el cultivo de la yuca (*Manihot esculenta* Crantz). Tendencias actuales. 29p.

¹⁰ Gil, J. Ospina, B. (2009). Evaluación y adaptación de sistemas de alimentación porcina con base en el cultivo de la yuca. 11p

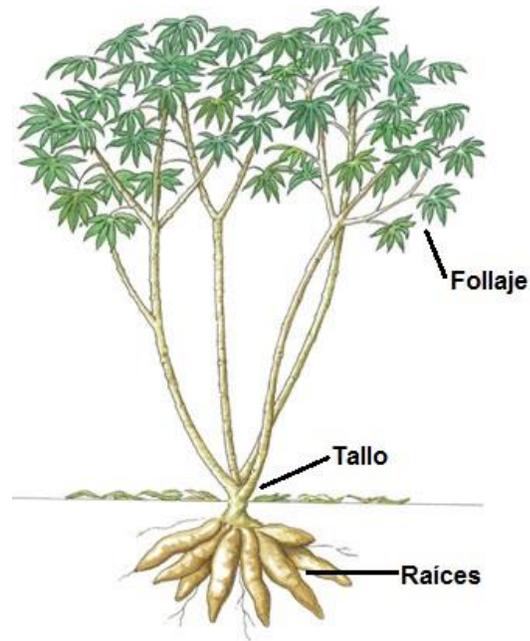
1.4.3. Descripción de la planta

La yuca (*Manihot esculenta Crantz*) es una planta perenne leñosa, su tallo es cilíndrico formado por nudos (punto en el que la hoja se une al tallo) y entrenudos (porción del tallo entre dos nudos). El diámetro del tallo oscila entre de 20 y 60 mm y la altura entre 1 y 3 metros, aproximadamente. En cuanto a la siembra, se puede multiplicar mejor en forma vegetativa, por lo tanto, los tallos son importantes cuando están maduros y se cortan en estacas de 70 a 300 mm de longitud con los cuales se propaga la planta. Las hojas son largas, gruesas, rígidas, ensiformes y las producidas en los primeros 3 a 4 meses de vida de la planta son más grandes. Sus flores son pequeñas y sencillas (no presentan ni cáliz ni corola), unisexuales (masculinas y femeninas en una misma planta) y la polinización cruzada es realizada por la acción de los insectos. La raíz es un tubérculo alargado, tiene una corteza externa que es parduzca de aspecto leñoso y una interna que es de color blanco o rosado; sufren un rápido deterioro fisiológico después de que son cosechadas. En la figura 1 se observan las partes principales que conforman una planta de yuca¹¹ y en la figura 2 se muestran las partes de la zona de las raíces y las diversas formas de raíces tuberosas de la yuca.¹²

¹¹ Aguilera, M. (2012). La yuca en el Caribe colombiano: De cultivo ancestral a agroindustrial. 8p.

¹² Ceballos, H. De la Cruz, G. (2002). Taxonomía y morfología de la yuca. La yuca en el tercer milenio: sistemas modernos de producción, procesamiento, utilización y comercialización, compilado, Cali, Centro de Internacional de Agricultura Tropical, CIAT.

Figura 1. Partes principales de una planta de yuca



Fuente: FAO

Figura 2. Componentes del sistema radical (izquierda) y diversas formas de raíces tuberosas de la yuca (derecha).



Fuente: Tomado de Ceballos y de la Cruz. (2002). 25p.

1.5. ANTECEDENTES

La cosecha de la yuca se puede realizar de forma mecanizada o manual. El prototipo mecánico desarraigador que la unidad investigativa está desarrollando pertenece a la forma de cosecha manual, es por esto que solo nos enfocaremos en esa forma de cosecha de la yuca.¹³

Siguiendo con lo tratado, la cosecha manual de la yuca se ejecuta en las siguientes etapas:

- La primera comprende el corte del tallo el cual se deja de 200 a 400 mm de longitud adherido a las raíces para que estas puedan extraerse del suelo más fácilmente.
- La segunda comprende la extracción de las raíces y va acompañada de la recolección, la limpieza y el empaque de las mismas.

La tarea de cosechar yuca de forma manual es un ejercicio muy agotador que acarrea lesiones en la zona lumbar y en los brazos de los campesinos encargados de dicha labor, entre otras dolencias, además que se generan pérdidas del tubérculo y de tiempo durante la extracción. Por tanto, al momento de cosechar la yuca de forma manual, los campesinos buscan estrategias para facilitar la extracción de las raíces de dicha planta. Debido a lo anterior se dio paso a este proyecto para poner en marcha una herramienta que permitiera desarraigar una planta de yuca con el mínimo esfuerzo físico, disminuyendo el riesgo de lesiones, de igual forma que disminuyera la cantidad de tubérculos partidos y el tiempo de cosecha.

A continuación, se presentan las diferentes formas de cosechar yuca de forma manual:

¹³ Ospina, B. García, M. & alcalde, C. (2002). Sistemas mecanizados para la siembra y cosecha para el cultivo de la yuca. La yuca en el tercer milenio. 326p.

1.5.1. Con la mano: En los suelos livianos o arenosos, las raíces se pueden arrancar fácilmente con la mano, sin la ayuda de ninguna herramienta, como se observa en la figura 3.¹⁴

Figura 3. Modalidad de cosecha con la mano de la yuca.



Fuente: Agraria. Pe redacción.

1.5.2. Con palanca. En los suelos cuyas textura va de franca a arcillosa y que presentan problemas de compactación, es necesario utilizar la siguiente técnica, que facilita la extracción: se amarra el tallo con cadenas o cuerdas a un palo o un tubo de acero que tenga de 2,5 a 3 m de largo y sea suficientemente recto y firme para que sirva de palanca contra el suelo, como se observa en la figura 4.¹⁵

¹⁴ *Ibíd.*, 334p.

¹⁵ Ospina, B. García, M. & alcalde, C. (2002). *Sistemas mecanizados para la siembra y cosecha para el cultivo de la yuca. La yuca en el tercer milenio.* 334p.

Figura 4. Modalidad de cosecha con palanca de la yuca.



Fuente: Sistemas mecanizados para la siembra y cosecha para el cultivo de la yuca. La yuca en el tercer milenio. Ospina, B. García, M. & alcalde, C. (2002). 334p.

1.5.3. Con arrancador. Esta técnica modifica la anterior. Se sujeta el tallo mediante un implemento de enganche a modo de tenaza que va unido a un palo o un tubo de acero de 2,5 m de largo o mayor (según la altura del operario); el enganche se sitúa a 300 mm del extremo del palo que se apoya en el suelo. Se engancha entonces el tallo por su parte inferior y se realiza una palanca hacia arriba como en la modalidad anterior, como se muestra en la figura 5.¹⁶

¹⁶ Ospina, B. García, M. & alcalde, C. (2002). Sistemas mecanizados para la siembra y cosecha para el cultivo de la yuca. La yuca en el tercer milenio. 335p.

Figura 5. Modalidad de cosecha con arrancador de la yuca.



Fuente: Sistemas mecanizados para la siembra y cosecha para el cultivo de la yuca. La yuca en el tercer milenio. Ospina, B. García, M. & alcalde, C. (2002). 335p.

1.6. ESTADO DEL ARTE

Se han realizado distintos trabajos relacionados con el diseño de dispositivos destinados a facilitar la cosecha manual de la yuca, entre los cuales se encuentran los siguientes:

Amponsah, Thajudhin, y Byju (2014)¹⁷ Evaluaron la eficiencia de las técnicas manuales de cosecha yuca y obtuvieron los mejores resultados para el prototipo de cosechadora CTCRI lever, el cual se aprecia en la Figura 6. Este dispositivo está basado en el principio de momento de una fuerza para maximizar la ventaja mecánica. Cuando se usó esta cosechadora, sin maleza en el cultivo, en el estudio, los valores de capacidad de campo, asumiendo 4 horas de trabajo por día, fueron mayores que con los demás dispositivos de cosecha. Mostrando para los dos tipos de cultivo evaluados: 43,5 Hombre-hora/ha en

¹⁷ Amponsah, S. Thajudhin, J. & Byju, G. (June de 2014). Comparative evaluation of manual cassava harvesting techniques in Kerala, India. Agric Eng Int: CIGR Journal, 41-52 p.

barranca y 42,62 Hombre-hora/ha en terreno plano. Por otra parte, para hallar la fuerza de desarraigo implementaron un dinamómetro conectado en la parte inferior a unas mordazas de trabajo a tensión que sujetan la planta por el tallo cerca a la raíz, y en la parte superior a un tubo de acero con un par de manubrios por donde se ejerce la carga hacia arriba.

Figura 6. Dispositivo CTCRI lever.

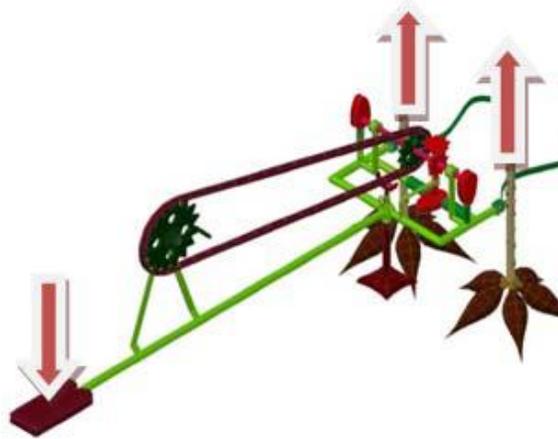


Fuente: Comparative evaluation of manual cassava harvesting techniques in Kerala, India (2014). 45p.

Por otra parte, Akinwonmi y Andoh (2013)¹⁸ diseñaron un prototipo para desarraigar plantas de yuca realizando el menor esfuerzo posible, el cual se muestra en la figura 7.

¹⁸ Akinwonmi, A. & Andoh, F. (2013). Design of a Cassava Uprooting Device. Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology, 5(2), 411-420 p.

Figura 7. Diseño de un dispositivo desarraigador



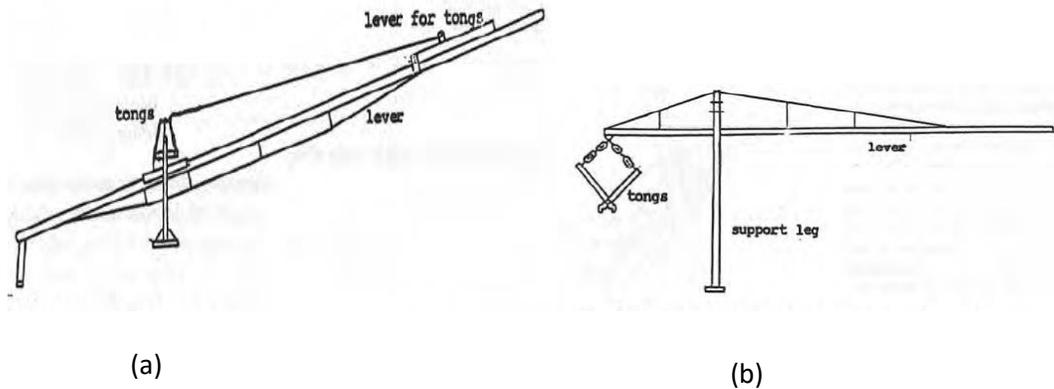
Fuente: Design of a Cassava Uprooting Device. Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology in Tarkwa, Ghana (2013). 417p.

Este dispositivo está basado en el principio de momento de una fuerza para maximizar la ventaja mecánica de tal manera que una pequeña cantidad de carga aplicada en un extremo de un punto de apoyo sea capaz de superar una carga mayor en el otro extremo, además cuenta con dos fases de movimiento para llevar a cabo la tarea, uno de descompactación de terreno cercano a la raíz y otra de elevación de la misma, este prototipo está diseñado para desarraigar dos plantas a la vez, por lo que es necesario que el cultivo cuente con una separación específica entre planta y planta para poder usar el dispositivo.

De igual forma Agbetoye (1999)¹⁹ propuso dos modelos, los cuales se muestran en la figura 8.

¹⁹ L.A.S. Agbetoye. (1999). Developments in Cassava Harvesting Mechanization. 13p.

Figura 8. Mecanismos utilizados para la extracción manual de la yuca, la figura (a) utiliza dos operarios y la figura (b) un solo operario para su uso.



Fuente: Developments in Cassava Harvesting Mechanization. Agbetoye. (1999). 13 p.

Donde el primer mecanismo es necesario trabajarlo por dos operarios (figura 8a) y el otro un solo operario puede hacer el trabajo (figura 8b). Estas arrancadoras han sido encontradas muy efectivas bajo condiciones ligeras o suaves del terreno, ya que no implican descompactación de suelo, utilizan unas pinzas de trabajo a tensión para agarrar el tallo de la yuca y el principio de palanca para ejercer una fuerza multiplicada para sacar los tubérculos.

1.7. ALCANCES Y LIMITACIONES

Este trabajo tiene como finalidad el diseño y construcción de un prototipo mecánico que se utilizará en el proceso de desarraigar una planta de yuca (*Manihot esculenta* Crantz), el cual se pretende que realice la extracción de este tubérculo con el menor esfuerzo posible, disminuyendo el tiempo de desarraigo y buscando que salga con el menor daño posible. Una vez construido el prototipo mecánico se someterá a pruebas en el campo y de este modo comprobar el efecto que genera esta herramienta agrícola en el proceso de desarraigar una planta de yuca.

Debido a la gran variedad de plantas de yuca que se encuentran en la región y los diferentes tipos de suelo que tiene el departamento de Córdoba, la unidad investigativa limita el proyecto en la variedad de yuca, la edad de las mismas y las características del suelo en que esta se encuentra, es por esto que en este proyecto se trabajara con los tres tipos de yuca que más se siembran (Venezolana, Mona-Blanca y Chiroso), con edades de 7 a 12 meses y las pruebas se realizarán en el municipio de San Pelayo, el cual pertenece a la planicie fluvial – lacustre, y al igual que todos los municipios que la conforman (Cereté, San Pelayo, Ciénaga de Oro, Lorica, San Carlos y Cotorra), tiene gran variedad de suelos, encontrándose físicamente muy arcillosos, pesados, muy pegajosos, oscuros y agrietados al secarse²⁰. Debido a lo anterior, se probará el prototipo en diferentes zonas del municipio mencionado ya que producirá diferentes resultados y el prototipo se verá expuesto desde la mínima hasta la más alta resistencia al desarraigo de una planta de yuca.

²⁰ Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural - MADR. (2006). Desarrollo de la fruticultura en Córdoba. 14 p.

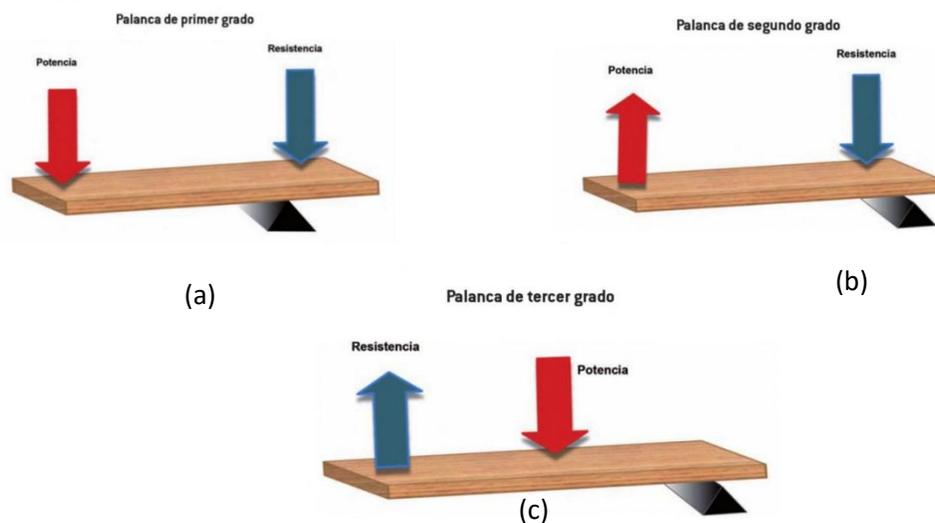
2. DISEÑO DEL PROTOTIPO MECÁNICO DESARRAIGADOR

2.1. PARÁMETROS DE DISEÑO

Según lo expuesto en los antecedentes, se puede decir que los métodos implementados más eficientes son los conformados por el principio de palanca, donde la carga es hecha hacia arriba repetitivamente para disminuir la resistencia de la raíz gradualmente, con el fin de extraerlas con el menor daño posible. Debido a que las condiciones y posturas para el levantamiento de la carga no son adecuadas, por las características del montaje y del campo, es probable que se sufran lesiones en espalda y brazos al realizar la actividad.

Por otro lado, existen tres tipos de palancas que están clasificadas de acuerdo al punto de apoyo (fulcro), punto de resistencia y punto de aplicación de la potencia. Estas palancas son la de primer grado, la de segundo grado y la de tercer grado, las cuales se pueden ver en la figura 9.

Figura 9. Tipos de palancas.



Fuente: Manipulación de cargas con carretillas elevadoras, Escudero, M. (2013). 187-188pp.

La palanca de primer grado tiene el punto de apoyo entre el punto de aplicación de la potencia y el de la resistencia, se caracteriza por poder tener la potencia aplicada menor

que la resistencia y dado a que el brazo de la potencia es más largo que el de la resistencia, la velocidad transmitida a ésta última y la distancia recorrida por la misma disminuyen. A igual que la palanca de primer grado, la palanca de segundo grado tiene las mismas características a excepción de la configuración, dado que tiene el punto de resistencia ubicado entre el punto de apoyo y el punto de aplicación de potencia. Por último, la palanca de tercer grado tiene ubicado el punto de aplicación de la potencia entre el punto de apoyo y el punto de resistencia y a diferencia de las dos anteriores se usa para transmitir velocidad y distancia recorrida y no para transmitir potencia.²¹

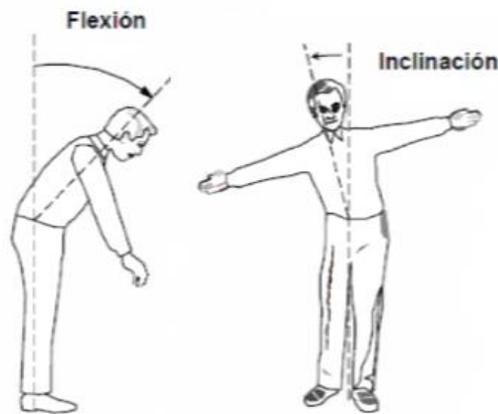
De acuerdo a lo anterior, el montaje más eficiente usado por los campesinos en el campo para facilitar la tarea de la extracción de las raíces de la yuca es una palanca de segundo grado, si bien es un mecanismo de multiplicación de fuerza, no resulta seguro considerando los efectos negativos que este montaje puede ocasionar a la persona que realiza el trabajo. Al contrario, al usar un montaje de palanca de primer grado en la tarea de extracción de las raíces, donde la potencia se tiene que realizar hacia abajo, sería de mayor beneficio para las personas encargadas de dicha tarea ya que se aprovecha el peso del cuerpo para empujar la palanca.

Siguiendo con lo tratado, se diseñará una herramienta con el fin de facilitar esta tarea de extracción de las raíces. Antes de proceder con el diseño se consideran en primera instancia las medidas antropométricas para obtener la mayor ergonomía posible en dicho diseño. Se sabe que la actividad de cosecha en cuestión se realiza de pie, por lo cual hay

²¹ Escudero, M. (2013). Manipulación de cargas con carretillas elevadoras, 187-188 pp.

que tener en cuenta la estatura promedio de los hombres (en Colombia es 1,72 m)²² para determinar la altura de la palanca de acción de la herramienta y el operario no tenga que flexionar su columna vertebral a más de 105° ni someterla a una inclinación lateral de más de 75°,²³ como se observa en la figura 10.

Figura 10. Grados de movilidad en flexión e inclinación lateral en la columna vertebral.



Fuente: ANATOMÍA Y BIOMECÁNICA DE LA COLUMNA VERTEBRAL.

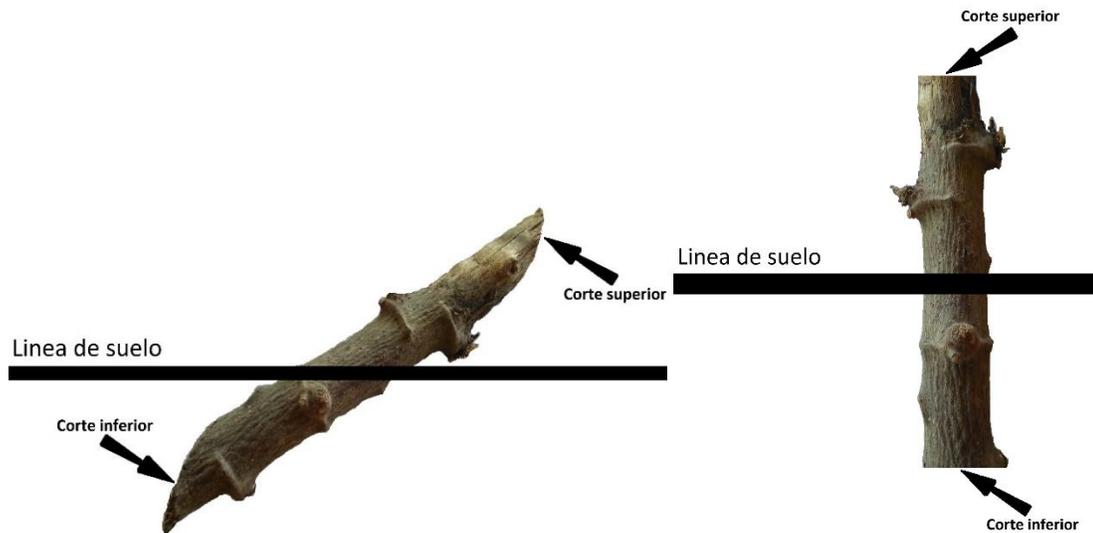
Por otra parte, para garantizar un agarre ergonómico en la palanca, ésta debe ser circular con diámetros comprendidos entre 35 y 54 mm y tener recubrimiento antideslizante en el punto de accionamiento.²⁴

²² El Tiempo. (consultado el 18 de febrero 2016). Disponible en: <http://www.eltiempo.com/archivo/documento/CMS-13128617>

²³ ANATOMÍA Y BIOMECÁNICA DE LA COLUMNA VERTEBRAL. (consultado el 18 de febrero 2016). Disponible en: <http://ocw.um.es/gat/contenidos/palopez/contenidos/616e61746f6dc3ad615f706564726f5f616e67656c.pdf>

²⁴ Baron, S. Estill, C. (2002) SOLUCIONES SIMPLES: ERGONOMÍA PARA TRABAJADORES AGRÍCOLAS. 6 p.

En cuanto a la distribución de las raíces, estas se expanden, en su mayoría, en una sola dirección si la estaca es sembrada en posición inclinada con las caras de los cortes en la posición que se muestra en la figura 11a.



a) Posición inclinada.

b) posición vertical.

Figura 11. Cortes y posición de la estaca para sembrarla.

A diferencia de la forma anterior, las estacas que se siembran verticales, como en la figura 11b, sus raíces abarcan un área considerable alrededor del tallo de planta con longitudes proyectadas en la superficie del suelo entre 0,4 m y 0,5 m desde la base del tallo, aproximadamente, por lo cual se tendrá en cuenta esta distancia para separar la base del prototipo de la base del tallo para disminuir la interferencia con las raíces al momento de extraerlas.

Por otro lado, la distancia de separación entre los surcos de un cultivo de yuca es de 1,2 m y la distancia de separación entre plantas es de 1 m, lo cual se tendrá en cuenta para conocer la disposición del espacio que debe tener el prototipo en el campo.

2.2. MEDICIÓN DE LA FUERZA PARA DESARRAIGAR

Para la medición de la fuerza necesaria para desarraigar una planta de yuca, se realizaron varias mediciones a los tres tipos de yuca en diferentes suelos de los municipios de San Pelayo, Cereté y San Antero, con la finalidad de poder saber cuál es la carga máxima requerida en el proceso.

El montaje utilizado para medir la fuerza de desarraigo se muestra en el anexo 1. A continuación se muestra una tabla donde están recopilados todos los datos medidos.

Tabla 1. Medición de la fuerza para desarraigar.

Tipo de yuca	Venezolana				Mona-Blanca				Chirosa			
Pruebas	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Fuerza para desarraigar en (kN)	1,15	1,24	1,31	1,47	1,50	1,33	1,18	1,37	1,28	1,17	1,32	1,43

Para diseñar el prototipo desarraigador, se tomó una fuerza mayor a la carga máxima que se midió, así de la tabla anterior se tiene que la fuerza máxima medida fue de 1,5 kN, y se escogió un factor de seguridad de 1,2 para que las piezas no trabajen al límite de sus

propiedades mecánicas, por esto la fuerza para desarraigar que se utilizará en el diseño del prototipo será de 1,8 kN.

2.3. DISEÑO PRELIMINAR DEL PROTOTIPO DESARRAIGADOR

Partiendo de diseños de prototipos anteriores y de la dinámica implementada por los métodos tradicionales utilizados para la labor de desarraigar plantas de yucas de forma manual, se realizaron varias propuestas preliminares, en el software CAD SOLIDWORKS® 2015, de las posibles disposiciones del prototipo mecánico desarraigador.

A continuación, se presenta una descripción de cada una de ellas.

2.3.1. Modelo inicial

En la figura 12, se muestra un modelo, que consistía en un mecanismo de palanca cuya estructura estaba hecha en su mayoría, de tubos y láminas de acero delgadas, con el fin de tener un ensamble más liviano y así facilitarles a los operarios el transporte del prototipo de un lugar a otro. Para utilizar este modelo había la necesidad de atar con una cuerda el tallo de la planta al punto A y luego aplicar una carga repetitiva (vertical hacia abajo) en el punto E y producir una carga mayor en el tallo atado para empezar a descompactar el suelo cercano a la raíz de la planta y así extraer los tubérculos con mayor facilidad.



Figura 12. Diseño del primer modelo

Al realizar las pruebas se observó que se perdía mucho tiempo amarrando el tallo y que el prototipo se inclinaba hacia la posición del tallo, puesto que la base no contaba con un apoyo para contrarrestar el momento que se produce en ésta, al aplicar la carga en el punto E, por lo cual se dificultaba la labor de extracción de los tubérculos.

2.3.2. Segundo modelo

El segundo pretendía corregir los problemas del tiempo desperdiciado en el amarre del tallo, por lo que se optó por implementar un mecanismo de pinza de sujeción, las que por medio de mordazas sujetan el tallo evitando el deslizamiento.

Por otro parte para solucionar el problema de la inclinación se adaptó en la base, un pedal en el cual se apoyan los pies del operario, para contrarrestar el momento que produce la

carga en la palanca, así evitando que se incline el prototipo. El modelo se muestra en la figura 13.

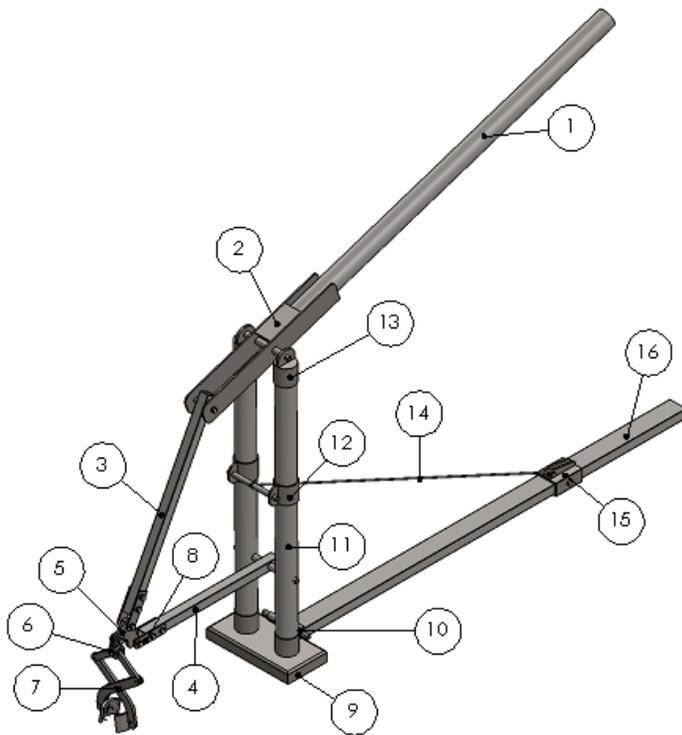


Figura 13. Diseño del segundo modelo.

Las pruebas realizadas permitieron seleccionar este modelo como propuesta final, puesto que cumple con las necesidades que se presentan al realizar la labor de extracción de una plantan de yuca.

2.3.3. Descripción del diseño

En la figura 14, se pueden ver los elementos que conformar el prototipo.



Ítem	Nombre
1	Palanca principal
2	Cabeza de palanca
3	Barra conectora
4	Barra separadora
5	Placa de unión
6	Unión de la pinza
7	Pinza
8	Argolla de articulación
9	Base
10	Articulación de bisagra
11	Parales
12	Argolla del pedal de apoyo
13	Argolla de eje principal
14	Cable tensor
15	Agarre inferior
16	Base del pedal

Figura 14. Partes de la propuesta final del prototipo.

2.4. PARÁMETROS GEOMÉTRICOS

Para determinar las dimensiones de las partes se tuvo en cuenta las medidas antropométricas de un hombre de estatura promedio en Colombia con el fin de garantizar

una postura erguida del operario durante el trabajo la mayor parte del tiempo. Estos parámetros se muestran en la figura 15.

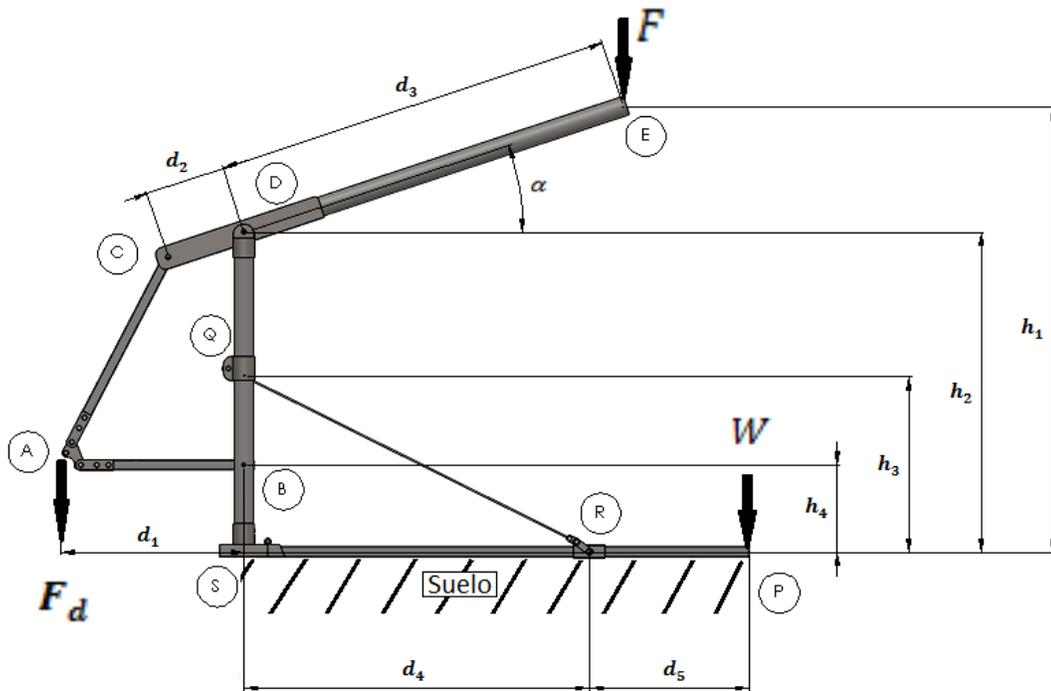


Figura 15. Modelo de la propuesta final del prototipo.

Por consiguiente, la altura de la palanca (h_1) se tomó de 1,14 m para que el punto de aplicación de la fuerza (punto E) quedara ubicado a la altura de los codos del operario, la altura del pivote de la palanca (h_2) se seleccionó de 0,8 m con el fin de garantizar la espalda recta al bajar la palanca principal hasta su posición horizontal al final de la fase de descompactación, ya que al extender los brazos hacia abajo, las manos del operario se mantienen a la altura establecida del el pivote (punto D), aproximadamente. Se escogió una altura (h_4) de 0,217 m como margen preestablecido para la longitud máxima que puede tomar la pinza de sujeción en su posición cerrada. También se consideró una

distancia de separación de la base del prototipo hasta el punto de agarre del tallo (d_1) de 0,46 m para evitar la interferencia de la base con las raíces y una distancia de la base de pedal ($d_4 + d_5$) de 1,2 m, la cual es permisible de acuerdo a la separación de las plantas en el campo. Además se consideró una distancia d_5 igual a 0,3 m, con el fin de garantizar espacio suficiente para que el operario ubique sus pies al momento de realizar el trabajo y evitar la interferencia del cuerpo de éste con la palanca principal (punto E).

En cuanto a las fuerzas que actúan sobre el modelo (figura 15), se tiene que la fuerza máxima para desarraigar (F_d) es de 1,8 kN y en razón a que el operario debe empujar verticalmente hacia abajo una carga segura (F) para evitar lesiones se escogió una carga de 277 N para garantizar mayor seguridad, ya que según (Kodak, E. 1986)²⁵ no puede superar los 287 N cuando dicha carga se ubica a la altura de los codos.

2.5. ANÁLISIS ESTÁTICO

En la figura 16 se muestran los parámetros preestablecidos del modelo para proceder con el análisis estático y determinar el resto de dimensiones, al igual que las reacciones que actúan sobre cada uno de sus elementos.

²⁵ Kodak, E. (1986). Diseño de ergonomía para la gente en el trabajo.

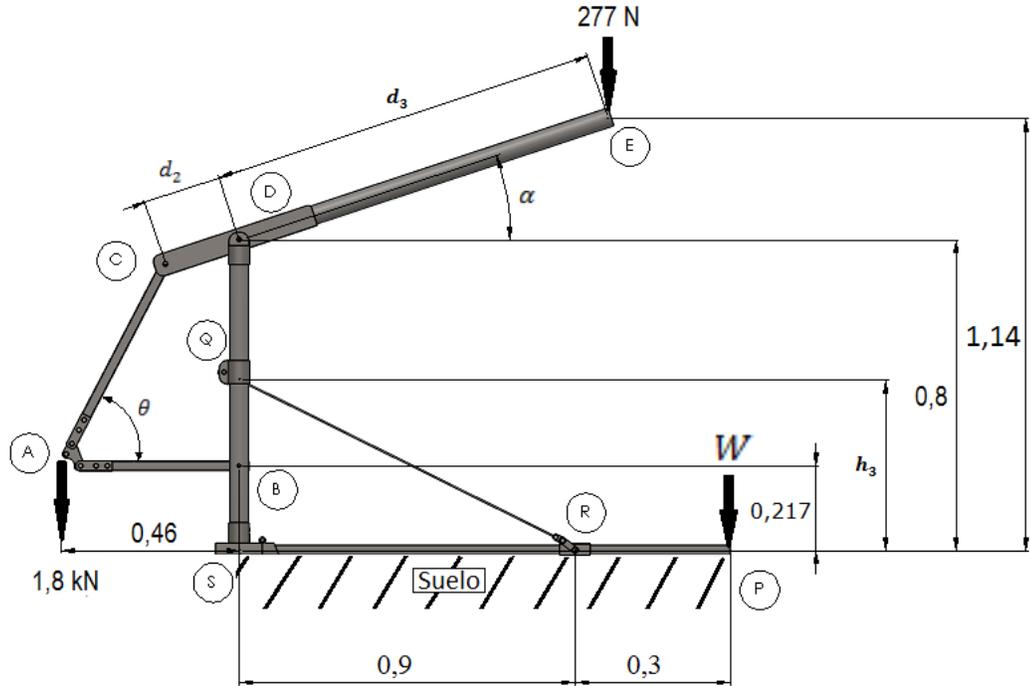


Figura 16. Parámetros preestablecidos del prototipo. Medidas en metros.

2.5.1. Determinación de la longitud de la palanca principal (d_3):

Para proceder con la determinación de la longitud d_3 , primero se calculará ángulo α , para lo cual se tomará la distancia proyectada d_{3x} igual a 1 m para garantizar una distancia de 0,2 m adecuada que permita una ubicación cómoda para que el operario use el prototipo. En la figura 17 se muestra la configuración del tramo DE.

$$d_{3y} = h_1 - h_2 = 1,14 - 0,8 = 0,34$$

El ángulo de inclinación α es:

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{d_{3y}}{d_{3x}} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{0,34}{1} \right)$$

$$\alpha = 18,78^\circ$$

La longitud d_3 es:

$$d_3 = \frac{1}{\cos(18,78^\circ)} = 1,06$$

$$d_3 = 1,06 \text{ m}$$

La cual se tomará de 1,1 m

Con esta distancia d_3 , el ángulo α es:

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{0,34}{1,1} \right) = 18^\circ$$

La distancia de margen para evitar la interferencia entre la palanca principal y el cuerpo del operario es:

$$d_m = 1,2 - (1,1) \cos(18) = 0,154 \text{ m}$$

La cual es suficiente para que el operario ubique sus pies y evite la interferencia de su cuerpo con la palanca principal.

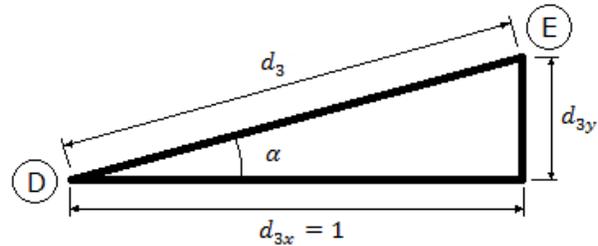


Figura 17. Ángulo de inclinación y distancias proyectadas del tramo DE, de la palanca principal. Medidas en metros.

2.5.2. Determinación de la longitud del tramo corto de la palanca (d_2):

Para proceder con la determinación de la longitud d_2 , se analizará la configuración del modelo en el punto A, la cual se muestra en la figura 18.

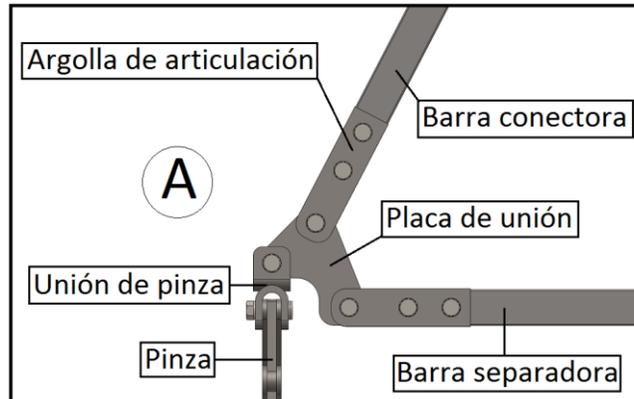


Figura 18. Configuración del modelo en el punto A.

Analizando el diagrama de cuerpo libre de la placa de unión, como se muestra en la figura 19, se tiene que dicha pieza es un elemento sometido a la acción de tres fuerzas, las cuales se intersectan en un punto.

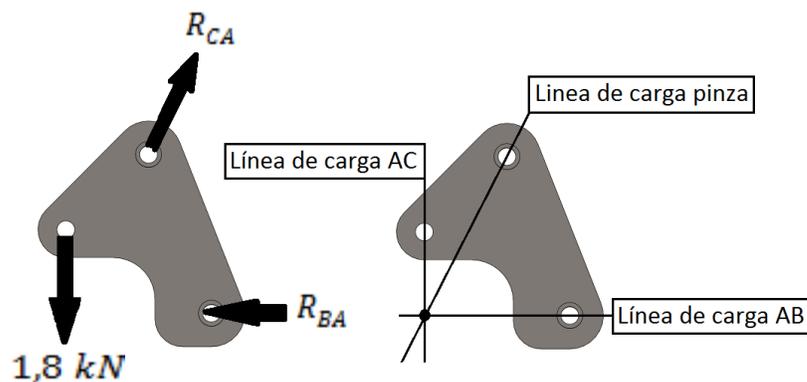


Figura 19. Diagrama de cuerpo libre de la placa de unión.

El punto de intersección de las líneas de cargas se considerará como el punto A y es analizado como un nodo, cuyo diagrama de cuerpo libre se presenta en la figura 20:

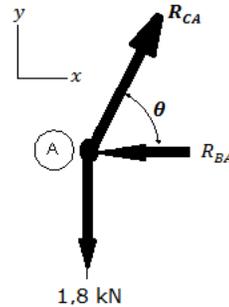


Figura 20. Diagrama de cuerpo libre del punto A.

Haciendo igual a cero la sumatoria de las fuerzas en el eje y , se tiene:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{CA} \text{sen}(\theta) - 1,8 = 0 \rightarrow R_{CA} \text{sen}(\theta) = 1,8 \text{ kN}$$

Y al hacer sumatoria de las fuerzas en el eje x , se tiene:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{CA} \text{cos}(\theta) - R_{BA} = 0 \rightarrow R_{BA} = R_{CA} \text{cos}(\theta)$$

El tramo AC (Barra conectora) es un elemento sometido a la acción de dos fuerzas como se muestra en la figura 21.

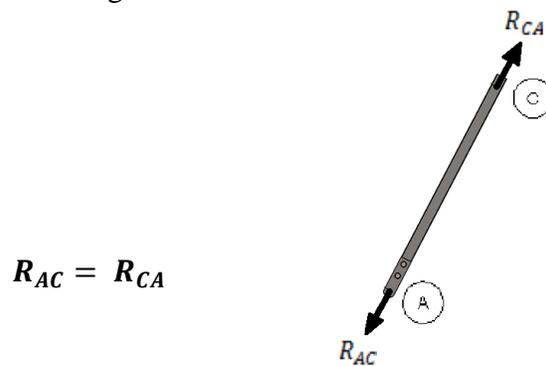


Figura 21. Diagrama de cuerpo libre de la barra AC.

Teniendo en cuenta a la anterior, el diagrama de cuerpo libre del conjunto de la palanca principal es:

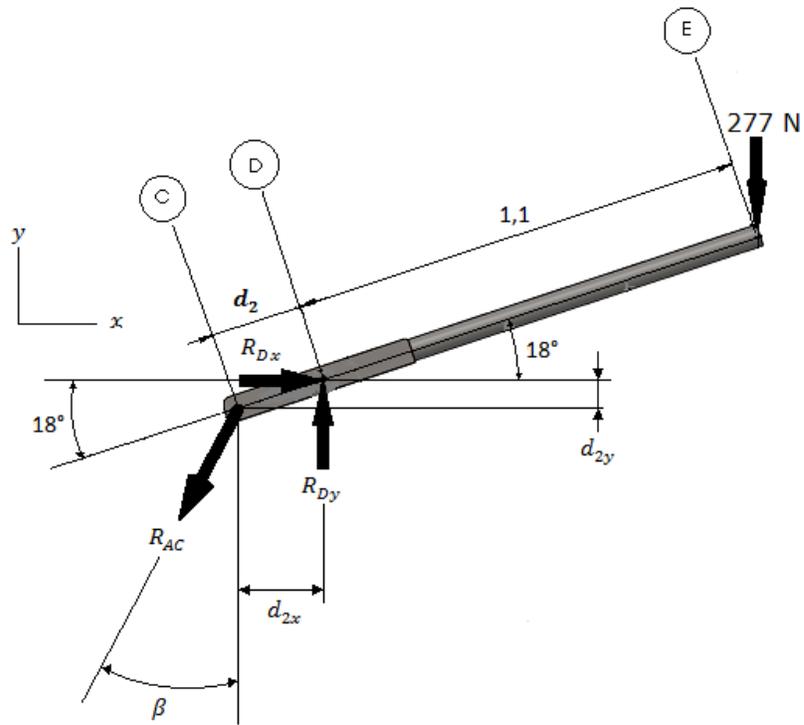


Figura 22. Diagrama de cuerpo libre de la palanca principal (CE).
Medidas en metros.

La componente vertical de R_{CA} esta dada por:

$$R_{ACy} = R_{CA} \cos (\beta) = 1,8 \text{ kN} \quad \text{Con} \quad \beta = 90 - \theta, \text{ por lo que}$$

$$R_{CA} = \frac{1,8}{\cos (90 - \theta)}$$

La componente horizontal de R_{CA} esta dada por:

$$R_{ACx} = R_{CA} \sin (\beta) = \left[\frac{1,8}{\cos (90 - \theta)} \right] \sin (90 - \theta)$$

$$R_{ACx} = (1,8) \tan (90 - \theta)$$

Haciendo igual a cero la sumatoria de momentos en el punto D, se tiene:

$$\sum M_D = 0 \rightarrow -R_{AC_x} d_2 \sin(18^\circ) + R_{AC_y} d_2 \cos(18^\circ) - (0,277)(1,1)[\cos(18^\circ)] = 0$$

Se quiere hallar una expresión para calcular la d_2 :

$$d_2 = \frac{(0,277)(1,1)[\cos(18^\circ)]}{[R_{AC_y} \cos(18^\circ) - R_{AC_x} \sin(18^\circ)]}$$

$$d_2 = \frac{0,29}{[(1,8)(\cos(18^\circ))] - [(1,8)(\tan(90 - \theta))(\sin(18^\circ))]} \quad \text{Ecu. (1)}$$

Por otro lado se calcula una expresión para el ángulo θ en función de d_2 :

De acuerdo a la configuración de la barra AC, en la figura 23, se tiene:

$$x_{AC} = d_1 - d_{2x} = 0,46 - d_{2x}$$

$$\begin{aligned} y_{AC} &= h_2 - h_4 - d_{2y} = 0,8 - 0,217 - d_{2y} \\ &= 0,583 - d_{2y} \end{aligned}$$

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{y_{AC}}{x_{AC}}\right)$$

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{0,583 - d_{2y}}{0,46 - d_{2x}}\right)$$

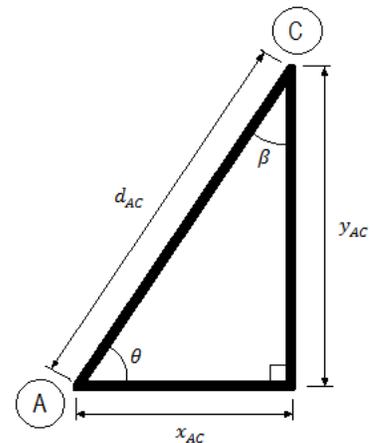


Figura 23. Longitud y dirección de la barra AC.

$$\theta = \tan^{-1}\left[\frac{0,583 - d_2 \sin(18^\circ)}{0,46 - d_2 \cos(18^\circ)}\right] \quad \text{Ecu. (2)}$$

Resolviendo las ecuaciones 1 y 2 para d_2 se tiene que:

$$d_2 = 0,2 \text{ m} \quad \text{Y} \quad \theta = 62,6^\circ$$

También se tiene que:

$$d_{AC} = \frac{0,583 - (0,2) \text{ sen}(18^\circ)}{\text{sen}(62,6^\circ)}$$

$$d_{AC} = 0,587 \text{ m}$$

2.5.3. Cálculo de las reacciones en la palanca principal (CE)

Del diagrama de cuerpo libre de la palanca principal (figura 22), se procede a calcular las reacciones que actúan sobre dicho elemento.

- **Cálculo de la reacción R_{AC}**

La reacción R_{AC} esta definida por la siguiente expresión:

$$R_{AC} = \frac{1,8}{\cos(90^\circ - \theta)} = \frac{1,8}{\cos(90^\circ - 62,6^\circ)}$$

$$R_{AC} = 2,03 \text{ kN}$$

- **Cálculo de la reacción R_{Dy}**

Haciendo igual a cero la sumatoria de las fuerzas en el eje y, se tiene:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{AC} \cos(\beta) + R_{Dy} - F = 0 \rightarrow R_{Dy} = R_{AC} \cos(90^\circ - \theta) + F$$

$$R_{Dy} = (2,03 \times 10^3) \cos(90^\circ - 62,6^\circ) + 277 = 2079 \text{ N} \approx 2,08 \text{ kN}$$

$$R_{Dy} = 2,08 \text{ kN} \uparrow$$

- **Cálculo de la reacción R_{Dx}**

Haciendo igual a cero la sumatoria de las fuerzas en el eje x , se tiene:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{ACx} + R_{Dx} = 0$$

$$R_{Dx} = R_{CA} \sin(90^\circ - \theta) = (2,03) \sin(90^\circ - 62,6^\circ)$$

$$R_{Dx} = 0,93 \text{ kN}$$

- **Cálculo de la resultante de la reacción en el punto D**

Calculando la magnitud de R_D :

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{(0,93)^2 + (2,08)^2} = 2,28 \text{ kN}$$

La resultante de la reacción en el punto D es:

$$R_D = 2,28 \text{ kN}$$

Tabla 2. Resumen del análisis estático de la palanca principal (CE).

Reacciones en la palanca principal (CE)			
Reacción	R_{AC}	R_D	F
Valor en kN	2,03	2,28	0,277
Longitudes de la palanca principal (CE)			
Longitud	d_2	d_3	
Valor en m	0,2	1,1	

2.5.4. Análisis de la barra separadora (AB)

En la figura 24, se presenta el diagrama de cuerpo libre de la barra separadora (AB) y las cargas a las que se encuentra sometida.

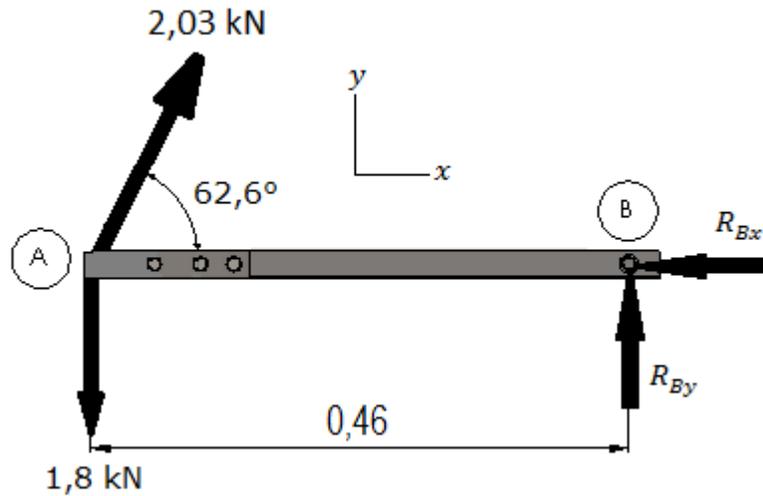


Figura 24. Diagrama de cuerpo libre de la barra AB. Medidas en metros.

Haciendo igual a cero la sumatoria de fuerzas en el eje x se tiene:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{Bx} + (2,03) \cos(62,6^\circ) = 0$$

$$R_{Bx} = 0,93 \text{ kN} \leftarrow$$

Haciendo igual a cero la sumatoria de fuerzas en el eje y se tiene:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{By} + (2,03) \sin(62,6^\circ) - 1,8 = 0$$

$$R_{By} = 0$$

La resultante en el punto B es: $R_B = 0,93 \text{ kN} \leftarrow$

2.5.5. Cálculo del peso mínimo W

Se quiere determinar el peso mínimo W para mantener el modelo en equilibrio. La reacción del suelo sobre el prototipo se reduce al punto S , debido a que el W mínimo solo se encuentra equilibrando el modelo y no provoca ninguna reacción del suelo sobre la longitud de la base del pedal de apoyo. En la figura 25, se presenta el diagrama de cuerpo libre del modelo en la situación planteada.

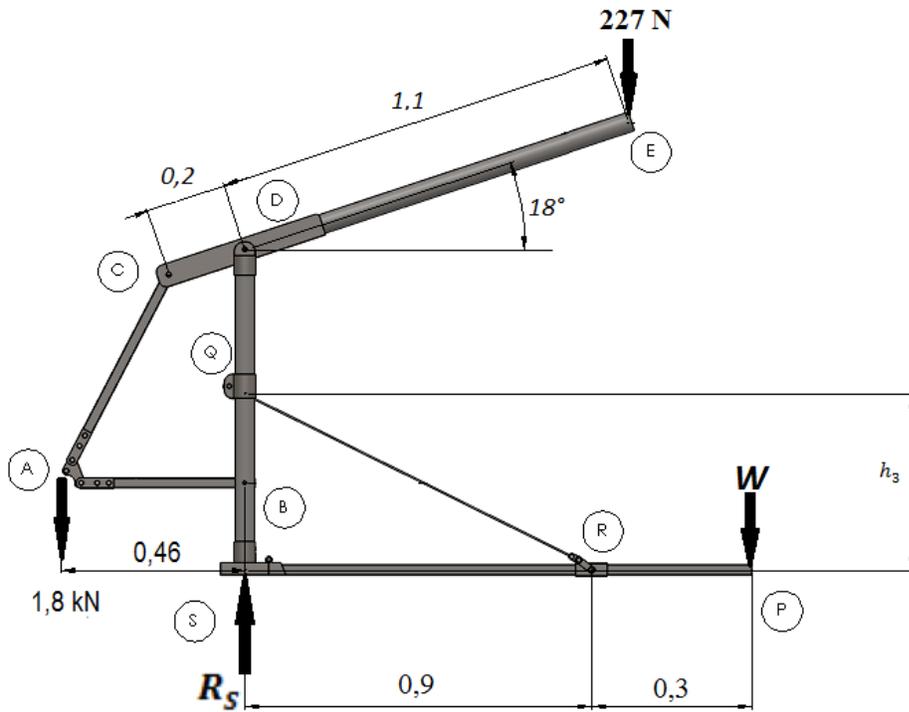


Figura 25. Diagrama de cuerpo libre del modelo. Medidas en metros.

Haciendo igual a cero la sumatoria de momentos en el punto S se tiene:

$$\sum M_s = 0 \rightarrow (1,8 \times 10^3)(0,46) - [(277)(1,1)(\cos 18^\circ)] - (W)(1,2) = 0$$

$$W = \frac{(1,8 \times 10^3)(0,46) - [(277)(1,1)(\cos 18^\circ)]}{1,2}$$

$$W = 448,5 \text{ N}$$

Haciendo igual a cero las sumatoria de fuerzas en el eje y se tiene:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -1,8 \times 10^3 - 277 - 448,5 + R_s = 0$$

$$R_s = 2,53 \text{ kN}$$

2.5.6. Análisis del pedal de apoyo

2.5.6.1. Longitud y dirección del tramo QR

Con el objetivo sujetar el soporte por encima de la mitad de su altura, se tomara $h_3 = 0,44 \text{ m}$. La configuración del tramo QR se muestra en la figura 26.

$$L_{QR} = \sqrt{0,9^2 + 0,44^2} = 1,09 \text{ m}$$

$$L_{QR} = 1,1 \text{ m}$$

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{0,44}{0,9}\right)$$

$$\varphi = 26^\circ$$

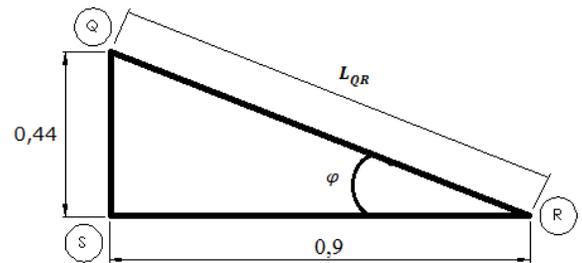


Figura 26. Longitud y dirección del tramo QR. Medidas en metros.

2.5.6.2. Reacciones del pedal de apoyo

La distancia del centro de la base hasta la bisagra de articulación es igual a 60 mm. A continuación, se calculan las reacciones que están actuando en el pedal de apoyo, según el diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 27.

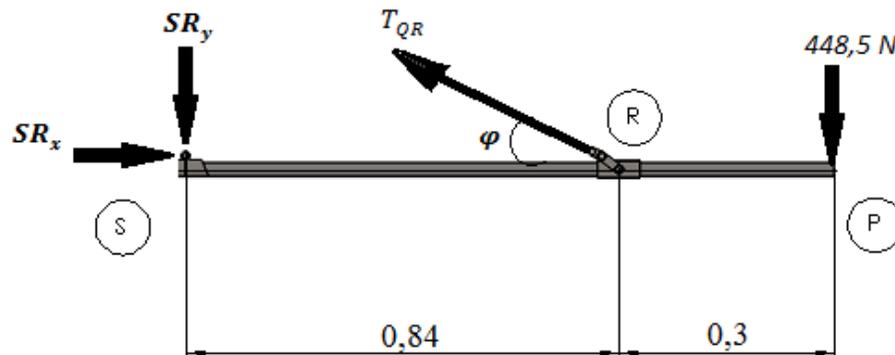


Figura 27. Diagrama de cuerpo libre del pedal de apoyo. Medidas en metros.

Haciendo igual a cero la sumatoria de momentos en el punto **S** se tiene:

$$\sum M_S = 0 \rightarrow T_{QR}(\text{sen } \varphi)(0,84) - (448,5)(0,84 + 0,3) = 0$$

$$T_{QR} = \frac{(448,5)(1,14)}{[\text{sen}(26^\circ)](0,84)} = 1,39 \text{ kN}$$

$$T_{QR} = 1,39 \text{ kN}$$

Por sumatorias de fuerzas en el eje y igual a cero se tiene:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -SR_y + (T_{QR})[\text{sin}(\varphi^\circ)] - 0,4485 = 0$$

$$SR_y = (1,39)[\text{sin}(26^\circ)] - 0,4485$$

$$SR_y = 160,8 \text{ N} \downarrow$$

Al hacer sumatoria de fuerzas en el eje x igual a cero se tiene que:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow SR_x - (T_{QR})[\cos(\varphi^\circ)] = 0$$

$$SR_x = (1,39)[\cos(26^\circ)]$$

$$SR_x = 1,25 \text{ kN} \rightarrow$$

Calculando la magnitud de R_D :

$$SR = \sqrt{SR_x^2 + SR_y^2} = \sqrt{(1,25)^2 + (0,16)^2} = 1,26 \text{ kN}$$

$$SR = 1,26 \text{ kN}$$

Tabla 3. Resumen del análisis estático del pedal de apoyo.

Reacciones del pedal de apoyo			
Reacción	T_{QR}	SR	R_S
Valor en kN	1,39	1,26	2,53
Distancias del pedal de apoyo			
Longitud	h_3	d_4	d_5
Valor en m	0,44	0,9	0,3

2.5.7. Análisis del mecanismo.

Al conocer todas las dimensiones del modelo, se realiza un análisis de desplazamiento del mecanismo para saber si cumple con los parámetros necesarios para la labor de desarraigar plantas de yuca.

Estos parámetros fueron determinados experimentalmente al observar la extracción de varias plantas de yuca durante las mediciones de la carga que se necesita para desarraigar dichas plantas. Estos parámetros son:

- En la fase de descompactación de una planta de yuca se necesita extraer las raíces de 50 a 60 mm, y que esta fase se debe realizar en posición erguida, puesto que en dicha fase es donde se aplica una mayor fuerza que en el resto del trabajo.
- Para desarraigar completamente la planta de yuca se necesita extraer la raíz de 150 a 200 mm, aplicando una fuerza mucho menor a la aplicada en la fase de descompactación, ya que solo se limita al peso del tubérculo, por lo que no es riesgoso flexionar un poco la columna.

En las figuras 28 y 29 se muestran los desplazamientos de los elementos en la posición de des compactación y extracción completa del tubérculo, respectivamente.

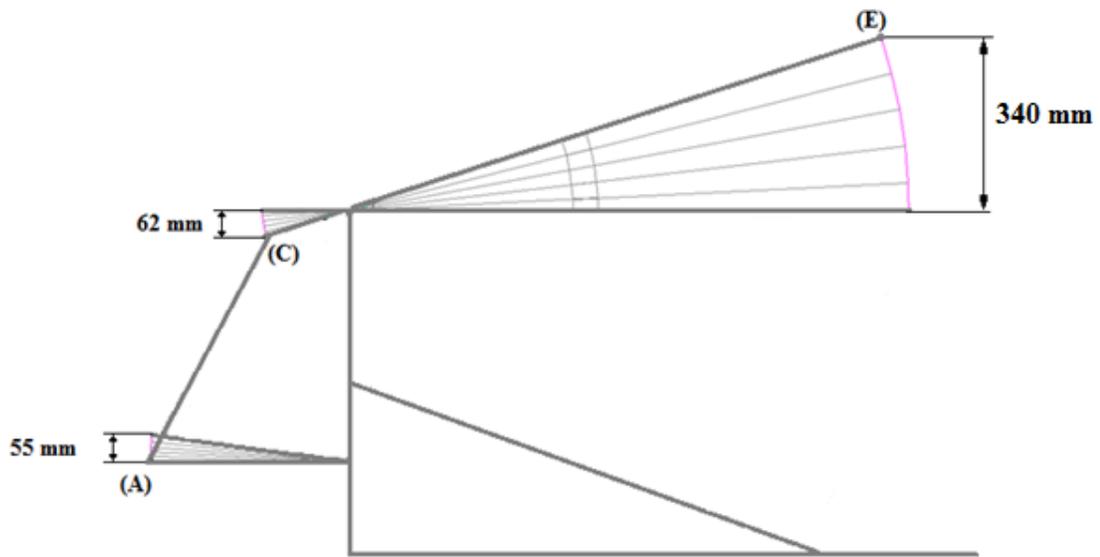


Figura 28. Desplazamiento de la palanca principal hasta su posición horizontal (descompactación).

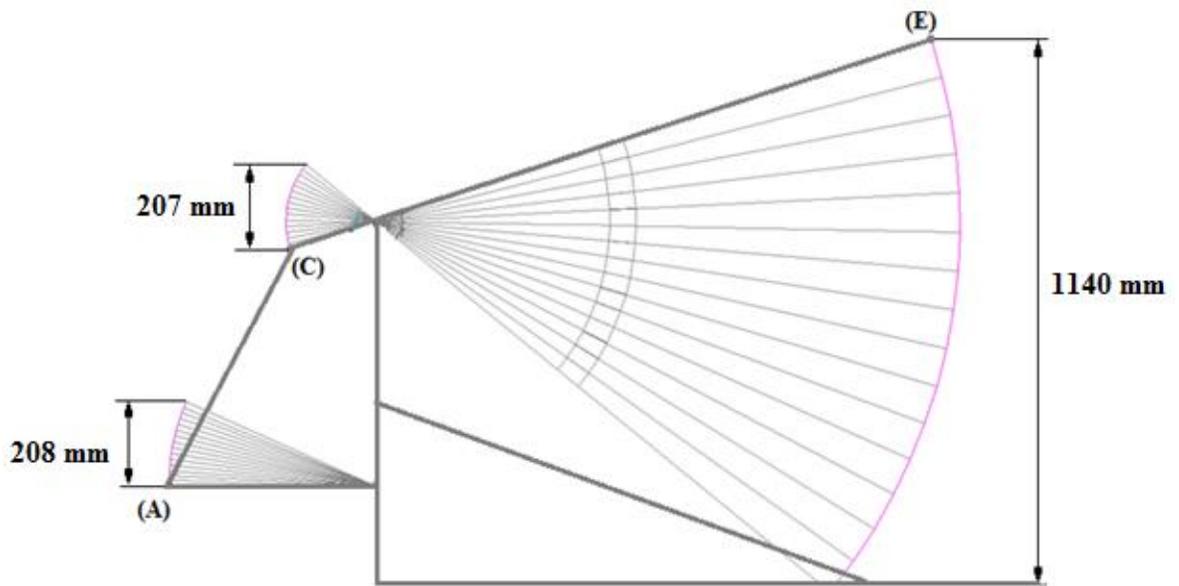


Figura 29. Desplazamiento de la palanca principal hasta el final de la extracción.

En las figuras 28 y 29 se observa que el modelo con las dimensiones planteadas cumple con las medidas necesarias para poder desarraigar una planta de yuca.

2.5.8. Materiales para la construcción del dispositivo desarraigador

Para la selección de los materiales que se emplearán en el diseño del prototipo y su posterior fabricación, se tiene en cuenta toda la literatura relacionada con los materiales utilizados en la construcción de equipos y herramientas agrícolas, así como también los siguientes aspectos, en el orden de importancia que se presentan:

- Propiedades mecánicas y Funcionalidad.
- Costo y disponibilidad del material en el mercado.

A partir de lo anterior se tomarán para el diseño y la construcción del prototipo los materiales que se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 4. Materiales para la construcción del prototipo

Material	Características	Criterio de selección
Barras de acero SAE 1020	Responde bien al trabajo en frío y al tratamiento térmico de cementación. La soldabilidad es adecuada. Por su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para elementos de maquinaria. Se utiliza mucho en la condición de cementado donde la resistencia al desgaste y el tener un núcleo tenaz es importante. Se puede utilizar completamente endurecido mientras se trate de secciones muy delgadas. Se puede utilizar para ejes de secciones grandes y que no estén muy esforzados. ²⁶	<ul style="list-style-type: none">• Las propiedades mecánicas de este acero son apropiadas para realizar pasadores, debido a su alta tenacidad y buena maquinabilidad.• Tiene un precio asequible.• Es un material que se puede encontrar con facilidad en el mercado.

²⁶ Metales y perfiles S.A. (consultado el 11 de abril del 2016). Disponible en: <http://www.metalesyperfiles.com/wp-content/tablas/aceros/steel.pdf>

Continuación		
Material	Características	Criterio de selección
Tubos de acero para fabricación estructuras livianas NTC-1986	<p>Los tubos se fabrican con acero laminado en frío según la norma AISI/SAE 1008. Estos aceros, por su bajo contenido de carbono, son altamente soldables y presentan una buena maleabilidad permitiendo hacer trabajos de doblez o deformación plástica en frío.</p> <p>Su composición química es:</p> <p>Carbono: 0.05% a 0.15%, manganeso: 0.30% a 0.60%, fósforo: 0.035% máx., azufre: 0.035% máx.</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Tienen propiedades mecánicas adecuadas para realizar piezas estructurales livianas. • Su precio es muy asequible. • Tienen una muy buena disponibilidad en el mercado en diferentes presentaciones en cuanto a sus dimensiones.
Platinas de acero ASTM A36	<p>Las propiedades mecánicas de este acero son parecidas a los de la serie SAE 1018, el A36 se compone predominantemente de hierro (98 a 99 por ciento). Sin embargo, a diferencia de la mayoría de los aceros, tiene muy pocos elementos añadidos a él. Contiene 0,18 por ciento de carbono, 0,2 por ciento de cobre y entre 0,8 y 0,9 por ciento de manganeso para aumentar la fuerza y la resistencia. Debido a que el A36 tiene una composición química simple, es muy fácil de soldar, lo que lo convierte en un material estructural atractivo en los oficios de construir donde puede ser encontrado como un soporte temporal o permanente de material de revestimiento.²⁷</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Las propiedades mecánicas que tienen estos aceros son adecuados para la construcción de piezas estructurales y debido a su composición química son muy fácil de soldar y mecanizar. • Por sus características superficiales es un material que se emplea frecuentemente, en la construcción de equipos y herramientas agrícolas. • Tiene un costo relativamente bajo y es un material que se puede encontrar con facilidad en el mercado.

²⁷ Especificaciones del acero A36. (consultado el 12 de febrero del 2016). Disponible en http://www.ehowenespanol.com/especificaciones-del-acero-a36-info_138559/

Continuación		
Material	Características	Criterio de selección
Tubos de cerramiento NTC-1560	Los tubos para estructuras medianas que se fabrican bajo la norma ASTM A653: los cuales son fabricados de láminas de acero con recubrimiento de zinc (galvanizado por inmersión en caliente) o con aleación de zinc con hierro (galvanizado y endurecido por inmersión en caliente) y se utilizan principalmente en laminado en frío para la fabricación de perfiles estructurales. Sus porcentajes de carbono varían del 0,2 % al 0,25 %, sus porcentajes de manganeso son del 1,35% y exhiben propiedades mecánicas similares a la de los aceros de la serie AISI 1018 al 1020. ²⁸	<ul style="list-style-type: none"> • Las propiedades mecánicas de estos tubos de aceros galvanizados, lo hacen adecuados para fabricar piezas estructurales medianas. • Debido a los recubrimientos de este material, son adecuados para trabajar en ambientes al aire libre. • Tienen un costo relativamente bajo y una buena disponibilidad en el mercado en diversas presentaciones en cuanto a dimensiones.

2.6. DISEÑO DEL CONJUNTO DE PALANCA PRINCIPAL (CE)

Es la parte del prototipo que es accionada por el operario para transmitir la fuerza al punto

A. El diseño de este conjunto está constituido por dos partes y en la figura 30 y 31 se muestran su disposición desensamblada y ensamblada, respectivamente.

²⁸ Standard Specification for Steel Sheet, Zinc-Coated (Galvanized) or Zinc-Iron Alloy-Coated (Galvannealed) by the Hot-Dip Process. A 653/A 653M – 09 § 7 (2009).

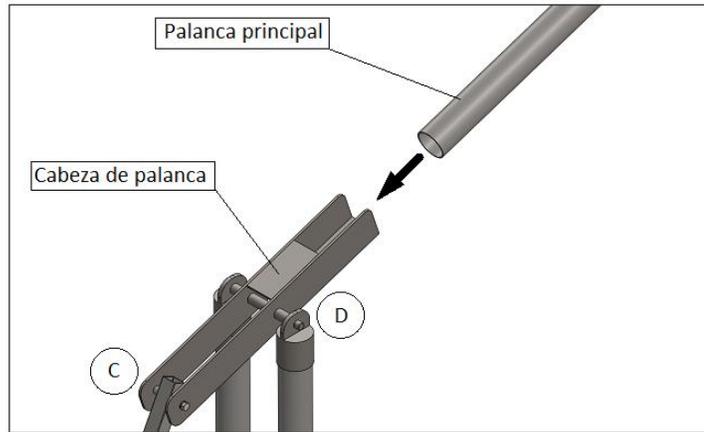


Figura 30. Disposición de la palanca principal (CE) desensamblada.

En este diseño, la cabeza de palanca (que es una cajuela que va ensamblada al cuerpo del prototipo) es donde se inserta la palanca principal (la cual es un tubo de perfil circular) para darle forma a todo el conjunto.

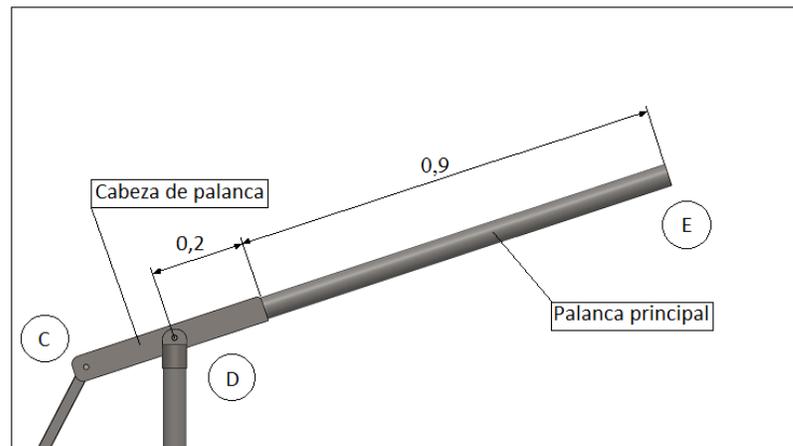


Figura 31. Disposición de la palanca principal (CE) ensamblada. Medidas en metros.

2.6.1. Cálculos de la palanca principal

Para calcular el momento y cortantes máximos a los que se encuentra sometida la palanca principal, se analiza como un sistema equivalente de fuerzas como en el diagrama de cuerpo libre que se presenta en la figura 32, donde se asume, por facilidad en los cálculos, una única carga en el extremo (punto E), perpendicular al eje de la palanca e igual a 277 N.

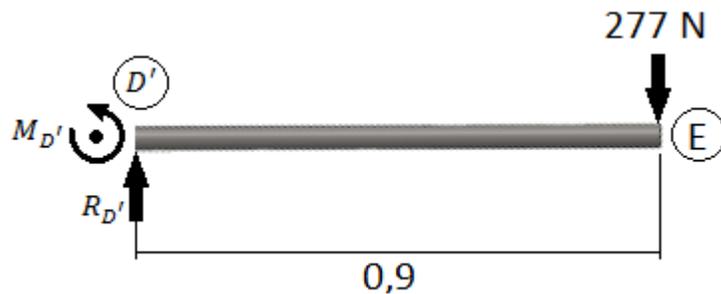


Figura 32. Diagrama de cuerpo libre de la palanca principal. Medidas en metros.

Haciendo igual a cero la sumatoria de momentos en el punto D' se tiene:

$$\sum M_{D'} = 0 \rightarrow M_{D'} - (277)(0,9) = 0 \rightarrow M_{D'} = 249,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El momento máximo al que se encuentra sometida la palanca es:

$$M = +249,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La reacción resultante D' es:

$$R_{D'} = 277 \text{ N} \uparrow$$

La carga cortante a la que está sometida es:

$$V = 277 N$$

Se seleccionará un diámetro de 48,26 mm para la palanca principal, ya que este valor se encuentra en el intervalo de diámetros de mangos para garantizar un agarre cómodo en herramientas manuales. Se determinara el espesor mínimo del tubo de la palanca principal, el cual está hecho de acero ASTM A653 SS 230, cuyas propiedades mecánicas se muestran en la tabla 5:²⁹

Tabla 5. Propiedades mecánicas del acero ASTM A653 SS 230.

Resistencia a la fluencia (S_y)	Resistencia a la tensión (S_{ut})	Elongación	Módulo de elasticidad
MPa	MPa	%	GPa
230 (mín.)	310 (mín.)	20 (mín.)	207

En la figura 33 se muestra la sección transversal de un tubo circular:

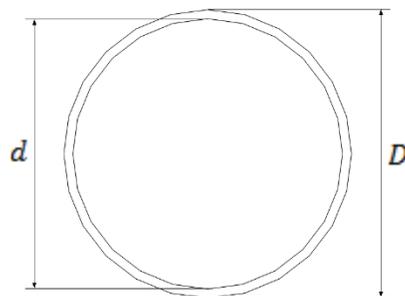


Figura 33. Sección transversal de la palanca principal.

Las propiedades geométricas de esta sección son:

²⁹ Standard Specification for Steel Sheet, Zinc-Coated (Galvanized) or Zinc-Iron Alloy-Coated (Galvannealed) by the Hot-Dip Process. A 653/A 653M – 09 § 7 (2009).

$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2); \quad I = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4); \quad c = \frac{D}{2}$$

Por otra parte, se sabe que el esfuerzo normal está dado por:

$$\sigma_y = \frac{Mc}{I}$$

De acuerdo a lo anterior, el esfuerzo normal debido a la flexión en la sección mostrada en la figura 33 está dado como sigue:

$$\sigma_y = \frac{M \left(\frac{D}{2} \right)}{\frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)}$$

De donde al despejar el diámetro interior d , para un $\sigma_y = S_y$, se tiene:

$$d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{32MD}{\pi S_y}}$$

El diámetro interior del tubo es:

$$d = \sqrt[4]{(48,26 \times 10^{-3})^4 - \frac{32(249,3)(48,26 \times 10^{-3})}{\pi(210 \times 10^6)}} = 0,04690 \text{ m}$$

El espesor mínimo t_{min} del tubo está dado por:

$$t_{min} = \frac{D - d}{2} = \frac{0,04826 - 0,04690}{2} = 6,8 \times 10^{-4} \text{ m} \approx 0,68 \text{ mm}$$

El espesor mínimo para que el tubo soporte la carga establecida es:

$$t_{min} = 0,68 \text{ mm}$$

- **Espesor seleccionado**

Para garantizar un factor de seguridad mayor a 1, la unidad investigativa decidió seleccionar un espesor del tubo de **1,5 mm**, con el objetivo de la palanca soporte cargas mayores a la estipulada.

Para calcular la deflexión de este tubo se tiene:

$$I = \frac{\pi}{64} [D^4 - (D - 2t)^4] = \frac{\pi}{64} \{(48,26)^4 - [48,26 - 2(1,5)]^4\} = 60286,67 \text{ mm}^4$$

$$I \approx 6,0287 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$E = 207 \text{ GPa}$$

$$l = 0,9 \text{ m}$$

$$F = 277 \text{ N}$$

De la tabla A-9 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que:

La deflexión el punto de aplicación de la fuerza es:

$$y = \frac{Fl^3}{3EI}$$

$$y = \frac{(277)(0,9)^3}{3(6,0287 \times 10^{-8})(207 \times 10^9)} = -5,39 \times 10^{-3} \text{ m}$$

La deflexión de la palanca principal es **$y = 5,39 \text{ mm}$** hacia abajo. La cual, comparada con la longitud de la palanca, es aceptable.

Para calcular el esfuerzo cortante en el tubo se tiene:

$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4}\{(48,26)^2 - [48,26 - 2(1,5)]^2\} = 220,35 \text{ mm}^2$$

$$A \approx 2,2035 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$V = 277 \text{ N}$$

De la tabla 3-2 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que:

El esfuerzo cortante máximo debido a la flexión es:

$$\tau_{max} = \frac{2V}{A} = \frac{2(277)}{2,2035 \times 10^{-4}} = 2,51 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El esfuerzo cortante máximo debido a la flexión que está soportando la palanca principal es $\tau_{max} = 2,51 \text{ MPa}$. El cual no supera el límite de fluencia del material y por tanto es aceptable.

2.6.1.1. Cálculo de los factores de seguridad de la palanca principal

Primero se calculan el límite de resistencia a la fatiga y los esfuerzos fluctuantes a los que está sometida la palanca principal, como sigue:

De la ecuación 6-8 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que:

$$S'_e = 0,5S_{ut} = (0,5)(310) = 155 \text{ MPa}$$

De la ecuación 6-19 y la tabla 6-2 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que:

$$k_a = aS_{ut}^b = (4,51)(310)^{-0,265} = 0,986$$

De la ecuación 6-20 y tabla 6-3 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que:

$$d_e = 0,370D = 0,370(48,26) = 17,86 \text{ mm}$$

$$k_b = \left(\frac{d_e}{7,62}\right)^{-0,107} = \left(\frac{17,86}{7,62}\right)^{-0,107} = 0,913$$

De la ecuación 6-26 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que:

$$k_c = 1$$

De la ecuación 6-18 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que el límite de resistencia a la fatiga es:

$$S_e = k_a k_b k_c S'_e = (0,986)(0,913)(1)(155) = 139,53 \text{ MPa}$$

La palanca principal está sometida a una carga que varía de 0 a 277 N y no tiene concentradores de esfuerzo.

Las componentes media y alternante de la fuerza son:

$$F_m = F_a = 138,5 \text{ kN}$$

Las componentes media y alternante del momento son:

$$M_m = M_a = (138,5)(0,9) = 124,65 \text{ N} - m$$

Las componentes media y alternante del esfuerzo normal son:

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{M_a c}{I} = \frac{(124,65) \left(\frac{0,04826}{2} \right)}{6,0287 \times 10^{-8}} = 49,89 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_m = \sigma_a \approx 49,90 \text{ MPa}$$

a) Cálculo del factor de seguridad contra la fluencia estática

Se calcula el factor de seguridad contra la fluencia estática usando el criterio de fluencia estática de Langer.

De la ecuación 6-44 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{230}{49,9 + 49,9} = 2,3$$

El factor de seguridad contra la fluencia estática es $n_y = 2,3$. Lo cual es satisfactorio, ya que garantiza que soportara las cargas estipuladas en el diseño sin riesgo a fallar por fluencia.

b) Cálculo del factor de seguridad contra la fatiga

Se establece como límite la resistencia a la tensión y se quiere evaluar el diseño con criterio conservador, por tanto, se usará el criterio de Goodman-modificado.

Del panel inferior de la tabla 6-6 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{49,9}{139,53} + \frac{49,9}{310}} = 1,93$$

El factor de seguridad contra la fatiga es $n_f = 1,93$. Lo cual satisfactorio ya que podrá soportar las cargas estipuladas en el diseño sin riesgo a fallar por fatiga.

2.6.1.2. Vida de la palanca principal

Se calcula la vida de la palanca principal a partir de lo siguiente:

$$\sigma_{inv} = 49,9 \text{ Mpa}$$

De la figura 6-18 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que:

$$f = 0,9$$

De la ecuación 6-14 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que:

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} = \frac{[(0,9)(310)]^2}{139,53} = 557,88 \text{ MPa}$$

De la ecuación 6-15 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que:

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{fS_u}{S_e} \right) = -\frac{1}{3} \log \left[\frac{(0,9)(310)}{139,53} \right] = -0,1003$$

De la ecuación 6-16 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que:

$$N = \left(\frac{\sigma_{inv}}{a}\right)^{1/b} = \left(\frac{49,9}{557,88}\right)^{1/-0,1003} = 2,84 \times 10^{10}$$

La vida de la palanca principal es **$2,84 \times 10^{10}$ ciclos**, lo cual quiere decir que la pieza tiene vida infinita ya que sus ciclos de vida superan el orden de los 1×10^6 y por lo tanto es satisfactorio.

Tabla 6. Resumen del diseño de la palanca principal.

Palanca principal			
Tipo de carga	Flexión en voladizo, fluctuante		
Valor en kN	0,277		
Material	Acero ASTM A653 SS 230		
Dimensión	Diámetro exterior	Espesor	Longitud
Valor en mm	48,26	1,5	1100
Factor de seguridad	Fluencia (Langer)		Fatiga (Goodman-mod)
Valor	2,3		1,93
Ciclos de vida	$2,84 \times 10^{10}$		

2.6.2. Cálculos de la cabeza de palanca

La cabeza de palanca tiene dos placas superpuestas que sirven de apoyo para que la palanca principal se mantenga fija al momento de ser accionada. En la figura 34 se muestra la configuración de dichas placas y la ubicación de la mayor carga que ejerce la palanca principal.

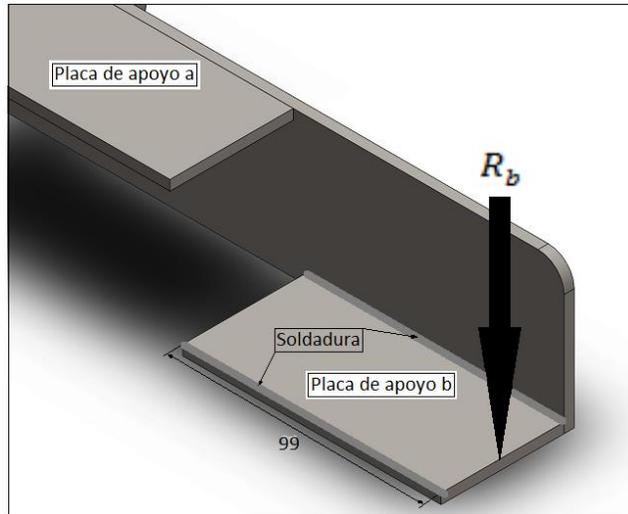


Figura 34. Ubicación de la carga sobre la placa de apoyo inferior.
Medidas en milímetros.

2.6.2.1. Consideraciones iniciales

Para calcular la fuerza en el punto *b* se analizan las reacciones que las placas de apoyo de la cabeza de palanca generan sobre la palanca principal. En la figura 35 se muestra el diagrama de cuerpo libre de la palanca principal a partir del análisis anterior.

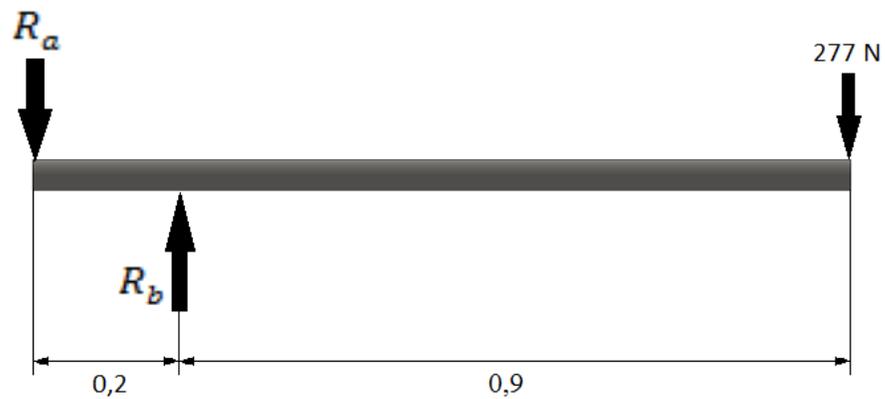


Figura 35. Diagrama de cuerpo libre de la palanca principal, analizando las reacciones de las placas de apoyo. Medidas en metros.

Haciendo igual a cero la sumatoria de momentos en el punto *b* se tiene:

$$\sum M_b = 0 \rightarrow -(277)(0,9) + R_a(0,2) = 0 \rightarrow R_a = \frac{(277)(0,9)}{0,2} = 1246,5 N$$

La reacción en el punto *a* es:

$$R_a = 1246,5 N \downarrow$$

Haciendo igual a cero la sumatoria de fuerzas en el eje *y* se tiene:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_b - R_a - 277 = 0 \rightarrow R_b = 1246,5 + 277 = 1523,5 N$$

La reacción en el punto *b* es:

$$R_b = 1523,5 N \uparrow$$

Debido a las condiciones de carga soportadas por las placas de apoyo, y teniendo en cuenta la tabla 9-6, programa B del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley 9ª edición, se seleccionará un espesor de 4,76 mm, en las placas de apoyo y del resto de láminas que conforman la cabeza de palanca, con el fin de usar el tamaño mínimo en la garganta de soldadura que se aplicará, la cual es 3,175 mm.

Ahora, se analiza la carga que actúa sobre la placa de apoyo *b* para determinar las cargas en las gargantas de soldadura, como se muestra en la figura 36.

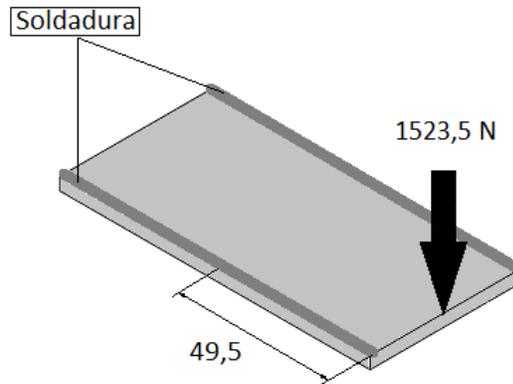


Figura 36. Diagrama de cuerpo libre de la placa de apoyo inferior. Medidas en milímetros.

Sobre cada garganta de soldadura actúan las siguientes cargas:

Calculando la carga cortante en la garganta:

$$V = \frac{1}{2}(1523,5) = 761,75 \text{ N}$$

La carga cortante es:

$$V = 761,75 \text{ N}$$

Calculando el momento de torsión generado por la mitad carga en cada garganta:

$$M = (761,75)(49,5 \times 10^{-3}) = 37,7 \text{ N} - m$$

El momento de torsión es:

$$M = 37,7 \text{ N} - m$$

2.6.2.2. Calculo de la soldadura

En la figura 37 se muestra el perfil de la garganta de la soldadura que va a cada lado de la placa de apoyo b. Se quiere calcular los esfuerzos en el punto de aplicación de la carga.

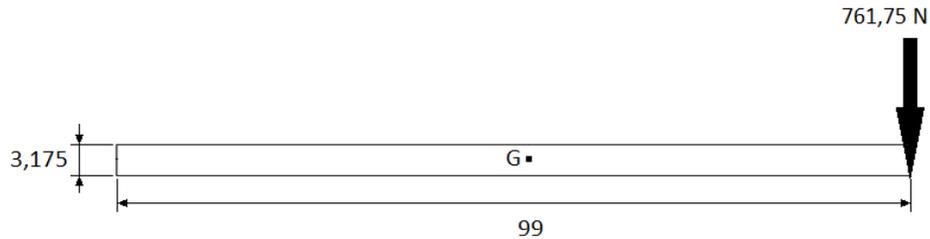


Figura 37. Perfil de la garganta de la soldadura. Medidas en milímetros.

De la sección 9-3 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que:

$$\tau' = \frac{V}{A}; \quad \tau'' = \frac{Mr}{J}; \quad J = 0,707hJ_u$$

De la tabla 9-1, caso 1 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que:

$$J_u = \frac{d^3}{12}; \quad A = 0,707hd$$

Los esfuerzos en la soldadura son:

$$\tau' = \frac{761,75}{(0,707)(3,175 \times 10^{-3})(99 \times 10^{-3})} = 3,43 \text{ MPa}$$

$$\tau'' = \frac{(37,7)(49,5 \times 10^{-3})}{(0,707)(3,175 \times 10^{-3})[(99 \times 10^{-3})^3/12]} = 10,28 \text{ MPa}$$

$$\tau = [(\tau')^2 + (\tau'')^2]^{1/2} = [(3,43)^2 + (10,28)^2]^{1/2} = 10,84 \text{ MPa}$$

Seleccionando un electrodo E60 para realizar la soldadura, ya que se sueldan láminas de acero de bajo carbono, y según la tabla 9-4 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, el esfuerzo cortante permisible en la garganta τ_{perm} es:

$$\tau_{perm} = 0,3S_u = (0,3)(427) = 128,1 \text{ MPa}$$

Por lo cual es satisfactoria la selección de este electrodo ya que el esfuerzo cortante soportado por la garganta es mucho menor que el esfuerzo cortante permisible del material de aporte.

Para el material base se tiene acero ASTM A36, con las siguientes propiedades mecánicas:³⁰

Tabla 7. Propiedades mecánicas del acero ASTM A36.

Resistencia a la fluencia (S_y)	Resistencia a la tensión (S_{ut})	Elongación	Módulo de elasticidad
MPa	MPa	%	GPa
250 (mín.)	400 (mín.)	20 (mín.)	207

De acuerdo a la tabla 9-4 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, el esfuerzo cortante permisible es:

$$\tau_{perm} = 0,4S_y = (0,4)(250) = 100 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante soportado por el metal base es:

$$\tau' = \frac{F}{hd} = \frac{761,75}{(3,175 \times 10^{-3})(99 \times 10^{-3})} = 2,42 \text{ MPa}$$

³⁰ Aceros Otero. (Consultado el 30 de marzo 2016). Disponible en: http://www.acerosotero.cl/planchas_acero_carbono_astm_a36.html

Lo que es satisfactorio ya que el esfuerzo cortante soportado por el metal base es mucho menor al esfuerzo cortante permisible por este mismo y al de la garganta de soldadura.

La garganta de la soldadura está bajo una carga repetitiva de 761,75 N:

$$F_m = F_a = 380,88 \text{ N}$$

De la ecuación 6-19 y la tabla 6-2 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene:

$$k_a = aS_u^b = (39,9)(58)^{-0,265} = 0,702$$

Para el esfuerzo uniforme sobre la garganta $K_b = 1$

De la ecuación 6-26 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene:

Factor de modificación de la carga $K_c = 59$

De la ecuación 6-18 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene:

$$S_{se} = k_a k_b k_c S'_{se} = (0,702)(1)(0,59)(1)(1)(0,5)(400 \text{ MPa}) = 82,84 \text{ MPa}$$

De la tabla 9-5 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene:

$$k_{fs} = 2,7$$

$$\tau'_a = \tau'_m = \frac{k_{fs} F_a}{A} = \frac{2,7 \tau'}{2} = \frac{(2,7)(3,43)}{2} = 4,63 \text{ MPa}$$

$$\tau''_a = \tau''_m = \frac{k_{fs} M_a c}{I} = \frac{2,7 \tau''}{2} = \frac{(2,7)(10,28)}{2} = 13,88 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \tau_m = \sqrt{(4,63)^2 + (13,88)^2} = 14,63 \text{ MPa}$$

Según la ecuación 6-54 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene:

$$S_{su} = 0,67S_u = (0,67)(400) = 268 \text{ MPa}$$

Usando el criterio de falla por fatiga por esfuerzos cortantes de Goodman-modificado para ser conservadores, según la tabla 6-6 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\tau_a}{S_{se}} + \frac{\tau_m}{S_{su}}}$$

$$n_f = \frac{1}{\frac{14,63}{82,84} + \frac{14,63}{268}} = 4,32$$

El factor de seguridad de la soldadura contra la fatiga es $n_f = 4,32$. Lo cual es satisfactorio, ya que podrá soportar la carga estipulada en el diseño sin riesgo a fallar por fatiga.

Tabla 8. Resumen del diseño de la soldadura de la cabeza de palanca.

Soldadura de la cabeza de palanca		
Material	E60	
Dimensión	Garganta	Longitud
Valor en mm	3,175	99
Factor de seguridad	Fatiga (Goodman-modificado)	
Valor	4,32	

2.7.DISEÑO DE LAS BARRAS CONECTORA (AC) Y SEPARADORA (AB)

2.7.1. Diseño de la barra conectora (AC)

Esta barra es la encargada de conectar el conjunto de palanca principal con la barra separadora. Su configuración se muestra en la figura 38.

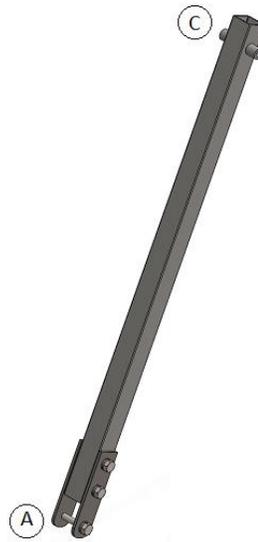


Figura 38. Diseño de la barra AC

Está constituida por un tubo cuadrado de 25,4 mm, con el fin de dar más estabilidad en los pivotes a la vez que se ahorra peso. Tiene en la parte de conexión del pivote en el punto C un buje que sirve de separador y la mantiene centrada entre la cabeza de palanca, como se muestra en la figura 39.

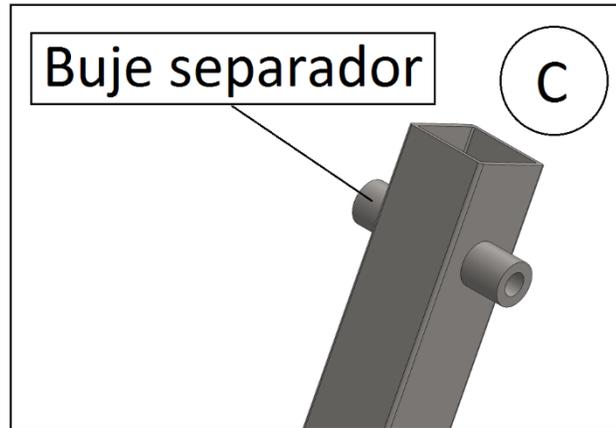


Figura 39. Diseño de la conexión en el pivote C de la barra conectora (AC).

En la parte de conexión al pivote A, está constituida por dos placas de acero ASTM A36 que van unidas a ella por medio de pernos y que conforman una parte de la articulación en este punto. Dicha configuración se muestra en la figura 40.

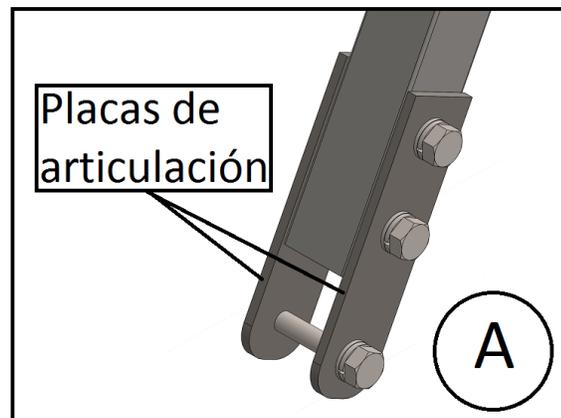


Figura 40. Diseño de la conexión en el pivote A de la barra conectora (AC).

Esta barra está sometida a tensión bajo una carga de $2,03 \text{ kN}$, tiene una sección transversal cuadrada y se usará un acero AISI 1008 para su diseño, el cual tiene las siguientes propiedades:³¹

Tabla 9. Propiedades mecánicas del acero AISI 1008.

Resistencia a la fluencia (S_y)	Resistencia a la tensión (S_{ut})	Elongación	Módulo de elasticidad
MPa	MPa	%	GPa
172,4 (mín.)	331 (mín.)	21	207

De acuerdo a lo anterior y procediendo a calcular el área transversal necesaria para que la barra soporte las condiciones de cargas establecidas, se tiene:

$$\sigma_{max} = \frac{F}{A} \rightarrow A = \frac{2,03 \times 10^3}{172,4 \times 10^6} = 1,178 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \rightarrow A = 11,78 \text{ mm}^2$$

Se procede con la determinación del espesor del tubo.

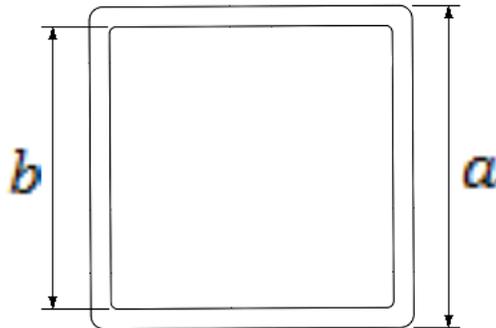


Figura 41. Área transversal del tubo cuadrado

³¹ Tubos Colmena. (Consultado el 30 de marzo 2016). Disponible en: <http://tuboscolmena.com/colmena/wp-content/uploads/2015/02/Cerramiento.pdf>

El área transversal del tubo es: $A = a^2 - b^2 \rightarrow b = \sqrt{a^2 - A^2}$

$$b = \sqrt{25,4^2 - 11,78} = 25,16 \text{ mm}$$

El espesor del tubo es:

$$t = \frac{25,4 - 25,17}{2} = 0,12 \text{ mm}$$

Se selecciona un calibre t del tubo igual **1,5 mm** para proceder con los cálculos.

2.7.1.1. Cálculos del pivote C

i. Pasador en el punto C

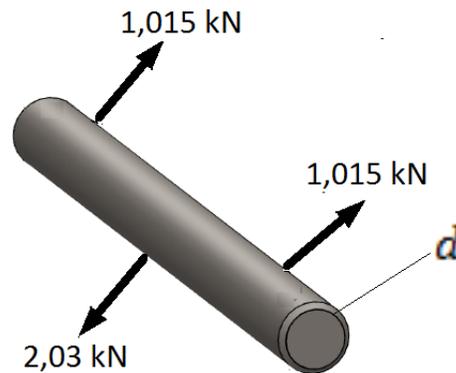


Figura 42. Diagrama de cuerpo libre del pasador en el punto A.

Para este pasador se selecciona un perno de acero SAE grado 1, el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas:³²

³² La casa del perno. (Consultado el 30 de marzo de 2016). Disponible en: http://www.casadelperno.com/AyudaTecnica_Resistencia.html

Tabla 10. Propiedades mecánicas del perno de acero SAE grado 1.

Resistencia de prueba	Resistencia a la tensión (S_{ut})
MPa	MPa
227,52 (mín.)	413,68 (mín.)

El área que afectada por el cortante es:

$$A = 2 \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) = \frac{\pi d^2}{2}$$

Haciendo la resistencia de prueba del material igual a cortante (τ) que soporta el perno, para hallar su diámetro mínimo, se tiene:

$$\tau = \frac{2F}{\pi d^2} \rightarrow d = \sqrt{\frac{2F}{\pi \tau}} = \sqrt{\frac{2(2,03 \times 10^3)}{\pi(227,52 \times 10^6)}} = 2,3 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Se escoge un pasador con diámetro de **6,35 mm** para garantizar que soporte más carga a la estipulada.

Este pasador va por dentro de un tubo de acero AISI 1020 que actúa como buje separador, el cual tiene un diámetro exterior de 12 mm. De acuerdo a lo anterior se verifica el aplastamiento debido al buje separador sobre el tubo en el punto C.

En la figura 43 se muestra el área del tubo afectada por el buje separador en el punto C.

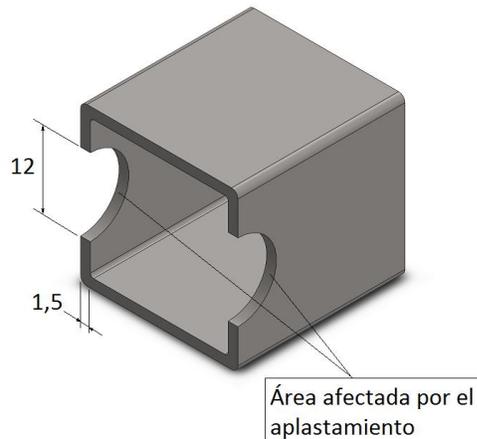


Figura 43. Área del tubo afectada por el buje separador. Medidas en milímetros.

El área afectada es:

$$A = (12 \times 10^{-3})(1,5 \times 10^{-3}) = 1,8 \times 10^{-5} \text{ m}$$

El esfuerzo normal de aplastamiento sobre el tubo es:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{1,015 \times 10^3}{1,8 \times 10^{-5}} = 56,39 \text{ MPa}$$

Este esfuerzo de aplastamiento es permitido ya que 56,39 MPa es mucho menor que 172,4 MPa

ii. Factores de seguridad y vida del tubo en el punto C

Primero se procede a calcular el límite de resistencia a la fatiga y los esfuerzos fluctuantes a los que se encuentra sometida esta parte, como sigue:

De la ecuación 6-8 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene:

$$S'_e = 0,5S_u = (0,5)(331) = 165,5 \text{ MPa}$$

Factores de modificación de la resistencia a la fatiga:

Factor de superficie k_a

De la tabla 6-2 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene:

$$a = 4,51 \text{ MPa} \quad b = -0,265$$

De la ecuación 6-19 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene:

$$k_a = aS_u^b = (4,51)(331)^{-0,265} = 0,969$$

- Factor de forma $K_b = 1$
- Factor de modificación de la carga $k_c = 0,85$

De la ecuación 6-18 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene:

$$S_e = k_a k_b k_c S'_e = (0,969)(1)(0,85)(165,5 \text{ MPa}) = 136,31 \text{ MPa}$$

La barra está sometida a una carga repetitiva, la cual tiene las siguientes componentes:

$$F_m = F_a = 1,015 \text{ kN}$$

Prosiguiendo con el análisis, de la figura A-15-12 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene:

$$A = (w - d)t, \quad \sigma_o = F/A$$

$$\frac{d}{w} = \frac{12}{25,4} = 0,47; \quad \frac{h}{w} = \frac{25,4}{25,4} = 1$$

$K_t = 2,5$, debido a la posible holgura del agujero se tiene: $K_t = 3,4$

El área afectada por el esfuerzo repetitivo es:

$$A = 2(w - d)t = 2(25,4 - 12)(1,5)(1 \times 10^{-6}) = 4,02 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Para la concentración de esfuerzo se tiene:

De la ecuación 6-35a del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición:

$$\sqrt{a} = 0,246 - 3,08(10^{-3})S_u + 1,51(10^{-5})S_u^2 - 2,67(10^{-8})S_u^3$$

$$\sqrt{a} = 0,246 - 3,08(10^{-3})(48) + 1,51(10^{-5})(48)^2 - 2,67(10^{-8})(48)^3 = 0,13\sqrt{\text{pulg}}$$

$$\sqrt{a} = 0,655\sqrt{\text{mm}}$$

De la ecuación 6-3 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición:

$$k_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{a/r}} = 1 + \frac{3,4 - 1}{1 + \frac{0,655}{\sqrt{6}}} = 2,89$$

$$\sigma_{oa} = \sigma_{om} = \frac{k_f F_a}{A} = \frac{(2,89)(1,015 \times 10^3)}{4,02 \times 10^{-5}} = 72,97 \text{ MPa}$$

a) Factores de seguridad

Del panel inferior de la tabla 6-6 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{72,97}{136,31} + \frac{72,97}{331}} = 1,32$$

De la ecuación 6-44, el factor de seguridad contra la fluencia de primer ciclo es:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{172,4}{73,33 + 73,33} = 1,2$$

Estos resultados son satisfactorios ya que ambos factores de seguridad son mayores que 1, por lo que se tendrá la seguridad de que la pieza no va a fallar con las cargas estipuladas en el diseño.

b) Vida de la barra

De la figura 6-18 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que:

$$f = 0,9$$

De la ecuación 6-14 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que:

$$a = \frac{(fS_u)^2}{S_e} = \frac{[(0,9)(331)]^2}{136,31} = 651,05 \text{ MPa}$$

De la ecuación 6-15 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que:

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{fS_u}{S_e} \right) = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0,9 * 331}{136,31} \right) = -0,1132$$

De la ecuación 6-16 del libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que:

$$N = \left(\frac{\sigma_{inv}}{a} \right)^{1/b} = \left(\frac{72,97}{651,05} \right)^{1/-0,1132} = 249,1 \times 10^6$$

Lo que indica que la barra tiene vida infinita ya que $249,1 \times 10^6$ está en el orden de 1×10^6 ciclos.

2.7.1.2. Cálculo de los pernos en el extremo A de la barra

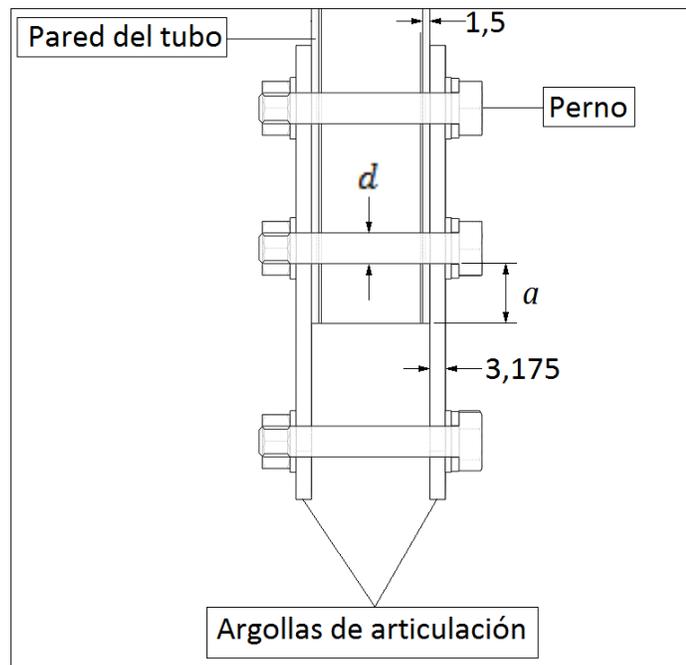


Figura 44. Configuración de los pernos en el extremo A de la barra conectora. Medidas en milímetro.

Se tienen dos pernos uniendo las argollas de articulación con el tubo, por tanto $n_d = 2$. También se tiene que las argollas de articulación son de acero ASTM A36, el cual tiene un resistencia a la fluencia (S_y) de 250 MPa y una resistencia ultima (S_{ut}) de 400 MPa.

a) Para el aplastamiento de los elementos, con todos los pernos activos se tiene:

- En las paredes del tubo:

$$\sigma = \frac{F}{2td} = \frac{S_y}{n_d} \rightarrow d = \frac{n_d F}{2t S_y}; \text{ con } t = 1,5 \text{ mm y } F = 1,015 \text{ kN}$$

$$d = \frac{2(1,015 \times 10^3)}{2(1,5 \times 10^{-3})(172,4 \times 10^6)} = 3,93 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Para que no ocurra aplastamiento en las paredes del tubo, se debe tener un diámetro mínimo (d) cercano a 4 mm, por lo que se puede tomar un diámetro de los pernos igual a 6,35 mm.

El esfuerzo que soportan las paredes del tubo con los pernos de 6,35 mm de diámetro es:

$$\sigma = \frac{1,015 \times 10^3}{2(1,5 \times 10^{-3})(6,35 \times 10^{-3})} = 53,28 \text{ MPa} \rightarrow n = \frac{172,4}{53,28} = 3,24$$

El factor de seguridad para las paredes del tubo es 3,24. Esto es satisfactorio ya que el tubo puede soportar la carga estipulada en estas condiciones sin riesgo a fallar por fluencia.

- En las argollas de articulación:

$$\sigma = \frac{F}{2td} = \frac{1,015 \times 10^3}{2(3,175 \times 10^{-3})(6,35 \times 10^{-3})} = 25,2 \rightarrow n = \frac{250}{25,2} = 9,92$$

b) Cortante del borde del elemento en dos pernos del margen en las paredes del tubo y las argollas de articulación.

- En las paredes del tubo

$$\tau = \frac{F}{2at} = \frac{0,577S_y}{n} \rightarrow$$

$$a = \frac{nF}{2(0,577)S_y t} = \frac{(3,23)(1,015 \times 10^3)}{2(0,577)(172,4 \times 10^6)(1,5 \times 10^{-3})} = 11 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$a = 11 \text{ mm}$ Es aceptable para garantizar que las paredes del tubo en el borde no fallarán.

Todos los pernos son de acero SAE grado 1 de 6,35 mm de diámetro.

Tabla 11. Resumen del diseño de la barra conectora (AC).

Barra conectora (AC)				
Tipo de carga	Tensión, fluctuante			
Valor en kN	2,03			
Parte	Tubo	Buje	Argollas	Pernos
Material (acero)	AISI 1008	AISI 1020	ASTM A36	SAE grado 1
Dimensiones	Ver anexo 13			
Factor de seguridad	Fluencia (Langer)		Fatiga (Goodman-mod)	
Valor	1,2		1,32	
Ciclos de vida	$249,1 \times 10^6$			

2.7.2. Diseño de la barra separadora (AB)

La barra separadora es la encargada de mantener suficientemente alejada la base del prototipo del tallo de planta, para impedir que el prototipo no interfiera en la salida de los tubérculos, está conectada a la base del prototipo en el punto B y a la conexión de pinza

en el punto A junto con la barra conectora (AC). Esta barra está a compresión bajo una carga de 0,93 kN por lo que se asumió darle la misma configuración de la barra conectora (AC) ya que la carga que soporta esta última es mucho mayor y su diseño es satisfactorio. En la figura 45 se muestra la configuración de la barra separadora.



Figura 45. Configuración de la barra separadora (AB)

Esta barra presenta diferencias con respecto a la barra separadora en cuanto a las dimensiones del buje separador del punto B y en la longitud de sí misma (ver anexo 13).

2.8. CONJUNTO DE LA BASE DEL PROTOTIPO DESARRAIGADOR

La función de este sistema es servir como soporte para el resto de las piezas que conforman el prototipo desarraigador, y está conformado por las partes que se muestran en la figura 46.

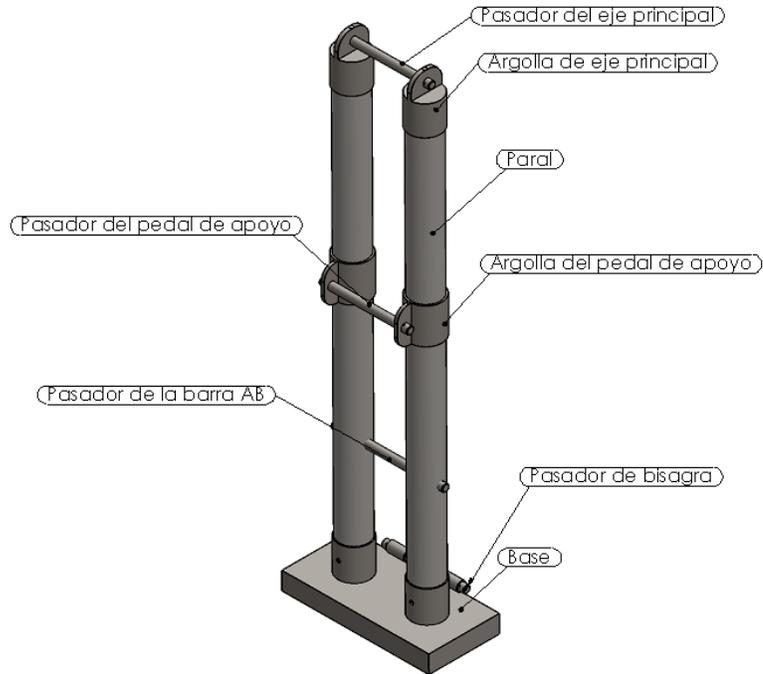


Figura 46. Partes del conjunto base.

2.8.1. Diseño de los paraleles

Para el diseño de los paraleles se utilizara el mismo material del que está hecho la palanca principal, esto con el fin de tener una sola referencia de los tubos en la cual se elaboraran estas piezas y así reducir los costos.

Primero se tiene que el paral se encuentra fijo en la base (punto S) y en el actúan las cargas que se muestra en la figura 47. El material seleccionado es un tubo de acero ASTM A653 SS grado 230 de 48,5 mm de diámetro calibre 16, con esfuerzo de fluencia 230 Mpa y a la tracción de 310 Mpa,

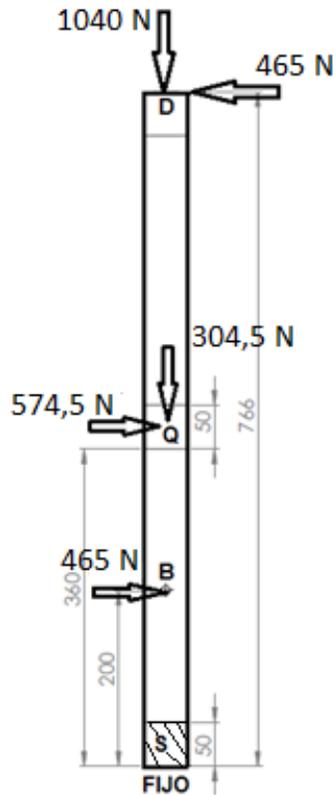


Figura 47. Diagrama del cuerpo de un paral. Medidas en mm.

Para los cálculos de los parales se utilizar la ayuda del software CAD SOLIDWORKS 2015, en el cual se realizara una simulación del paral con las cargas que están actuando en este y se analizaran los resultados para ver si las configuraciones del material seleccionado soportan los esfuerzos que se están produciendo en él.

Las características del tipo de malla que se utilizó y las configuraciones de la simulación se encuentran en el anexo 2, a continuación se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 12. Resultados de la simulación del paral.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones	VON: Tensión de von Mises	$3,5 \times 10^{-6}$ MPa Nodo: 8574	79,99 MPa Nodo: 9
Factor de seguridad	Automático	2,88 Nodo: 9	$16,55 \times 10^7$ Nodo: 8574
Desplazamientos	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 3658	2.07343 mm Nodo: 18722
Deformaciones unitarias	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	$1,5 \times 10^{-6}$ Elemento: 87	0,000200807 Elemento: 4771

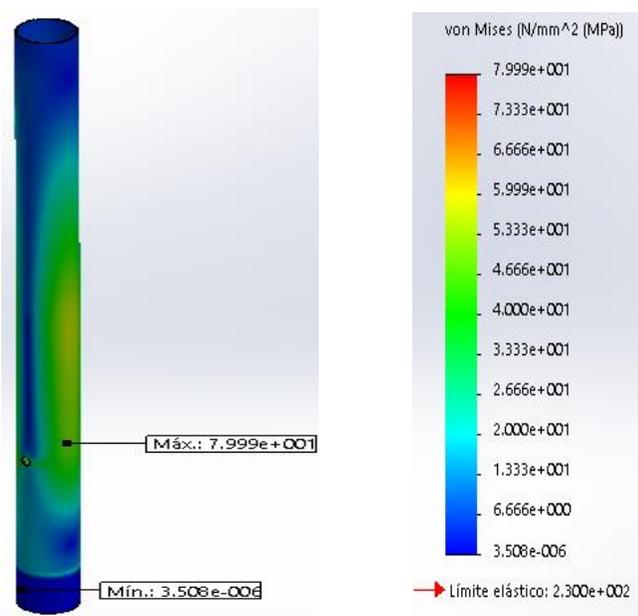


Figura 48. Resultados de los esfuerzos de Von Mises en el paral.

Analizando los resultados obtenidos en la tabla 12, se puede decir que el paral soporta los esfuerzo que se presentan en él, donde el esfuerzo máximo es de 79,99 Mpa el cual se presenta el agujero del pasador en el punto B, debido a que en este punto es la sección de

área menor del paral y este esfuerzo es menor que el de fluencia, por esto se asegura que en esté no se presentaran deformaciones plásticas, además el factor de seguridad que se obtuvo en las pruebas es de 2,88 garantizando una mayor confiabilidad de las características del material seleccionado.

2.8.2. Cálculos de las dimensiones del pasador y la argolla del eje principal

Para determinar el diámetro del pasador se procede con un análisis de esfuerzo cortante en el mismo, se utilizara un acero AISI 1020 con las siguientes propiedades mecánicas:³³

Tabla 13. Propiedades mecánicas del acero AISI 1020.

Esfuerzo Fluencia		Esfuerzo Tracción		Elongación
(Kg/mm ²)	MPa	(Kg/mm ²)	MPa	%
31 (mín)	304 (mín.)	40 (mín)	392 (mín.)	20 (mín.)

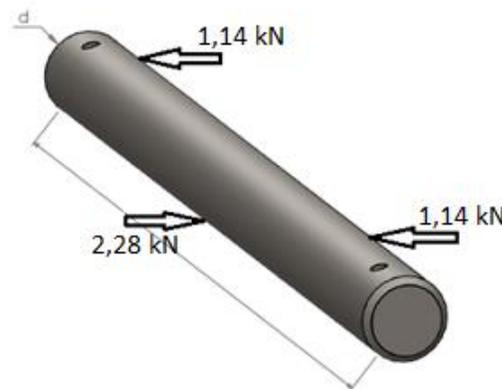


Figura 49. Diagrama del cuerpo libre del pasador de la palanca principal.

³³ Metales y perfiles S.A. (consultado el 11 de abril del 2016). Disponible en: <http://www.metalesyperfiles.com/wp-content/tablas/aceros/steel.pdf>

Por la longitud que tiene este pasador se tomara como una viga en flexión, y de la tabla 3-2 del libro diseño de ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que el esfuerzo cortante máximo debido a flexión para un área de sección transversal circular, está dado por la ecuación:

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A} = \frac{4(2,28)}{3\pi d^2/4}$$

Despejando el diámetro d , se tiene:

$$d = \sqrt{\frac{12,16 \times 10^3}{\pi \times 304 \times 10^6}} = 3,6$$

d = 3,6 mm Este es el diámetro mínimo para que el pasador no falle.

Debido a las necesidades requeridas en la labor de extracción de plantas de yucas, se necesita de diseñar las piezas con un factor de seguridad mayor a 1, por esto se escoge un pasador con diámetro de **12 mm** para garantizar que soporte más carga a la estipulada.

Para conocer el esfuerzo de aplastamiento por el cual está sometido el pasador se procede de la siguiente manera.

$$\sigma_A = \frac{F_N}{A_{proy}} = \frac{F_N}{td}$$

$$\sigma_A = \frac{2,28}{(6,35 \times 10^{-3})(12 \times 10^{-3})} = 29,9 \text{ Mpa}$$

Para el cálculo de las dimensiones de la argolla se procede con análisis de los esfuerzos máximos que se presentan en el mismo, el material que se selecciono es un acero ASTM A36, con las siguientes propiedades: esfuerzo de fluencia de 250 Mpa y a la tracción de 400 Mpa.

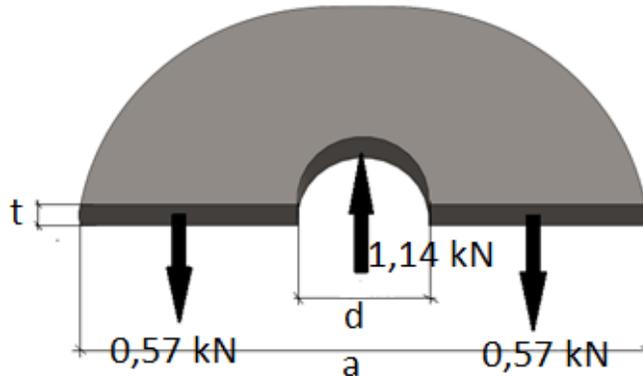


Figura 50. Diagrama del cuerpo libre de una sección de la argolla principal.

Primero se calcula el esfuerzo normal máximo (σ_{max}) que está soportando la barra el cual se produce en la sección del área menor y esta se encuentra en el punto donde se encuentra el pasador.

Como la pieza está sometida a carga axial y como el agujero es un concentrador de esfuerzo se utilizan las ecuaciones del capítulo 2 del libro mecánica de materiales Beer, quinta edición.

De la ecuación (2.48)

$$\sigma_{max} = k \frac{F}{A}$$

Dónde: $A = (a - d)(t)$ y $d = 12 \text{ mm} \rightarrow A = (a - 12)(t)$

Para que en la barra no se produzca deformación plástica se tomara un

$\sigma_{\max} = 250 \text{ Mpa}$ y de la figura (2.64) se tomara un $k = 2,4$, como $F = 1,14 \text{ kN}$,
reemplazando en la ecuación (2.48)

$$250 \times 10^6 = 2,4 \times \frac{1140}{A}$$

$$A = 11 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Se tomará una lámina con espesor de: 6,35 mm, para conservar la uniformidad del espesor de las piezas.

$$11 \times 10^{-6} = (a - 12 \times 10^{-3})(6,35 \times 10^{-3})$$

Resolviendo y despejando a , queda que el valor mínimo de a para que la placa no se deforme elásticamente es: $a = 14 \text{ mm}$. Esta longitud se tomará igual al diámetro del paral, para facilitar el ensamble de las piezas. Por esto $a = 50 \text{ mm}$.

2.8.3. Cálculos de las dimensiones del pasador y la argolla del pedal de apoyo

Estas piezas sirven para sostener el cable tensor en los paraleles, para determinar el diámetro del pasador se procede con un análisis de esfuerzo cortante en el mismo, se utilizará un acero AISI 1020 con las siguientes propiedades mecánicas: esfuerzo de fluencia de 304 Mpa y a la tracción de 392 Mpa.



Figura 51. Diagrama de cuerpo libre del pasador del pie de apoyo.

Por la longitud que tiene este pasador se tomara como una viga en flexión, y de la tabla 3-2 del libro diseño de ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que el esfuerzo cortante máximo debido a flexión para un área de sección transversal circular, está dado por:

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A} = \frac{4 \times 1,39}{3\pi d^2/4}$$

$$d = \sqrt{\frac{7,42 \times 10^3}{\pi \times 304 \times 10^6}}$$

d = 2,78 mm Este es el diámetro mínimo para que el pasador no falle.

El diámetro de este pasador se tomará será igual al diámetro del pasador de la palanca principal, esto con el fin de tener una sola referencia de la barra en la cual se fabrican estos pasadores, por esto el diámetro será de 12 mm.

Para conocer el esfuerzo de aplastamiento por el cual está sometido el pasador se procede de la siguiente manera.

$$\sigma_A = \frac{F_N}{A_{proy}} = \frac{F_N}{td}$$

$$\sigma_A = \frac{1,39}{(4,76 \times 10^{-3})(12 \times 10^{-3})} = 24,33 \text{ Mpa}$$

La función de la argolla del pedal de apoyo es mantener el pasador en su posición y el único esfuerzo que la argolla soporta es el generado por el pasador, el cual produce un esfuerzo de aplastamiento, se calculara este esfuerzo para conocer si el material seleccionado soporta esta carga.

El material que se selecciono es un acero ASTM A36 con esfuerzo de fluencia de 250 Mpa y a la tracción de 400 Mpa.

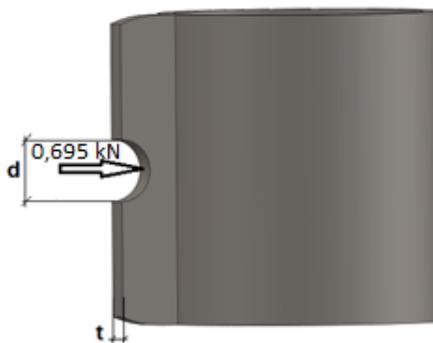


Figura 52. Diagrama del cuerpo libre de una sección de la argolla del pedal.

El esfuerzo de aplastamiento está dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_A = \frac{F_N}{A_{proy}} = \frac{F_N}{td} \quad \text{Con: } t = 4,76 \text{ mm y } d = 12 \text{ mm}$$

$$\sigma_A = \frac{0,695}{(4,76 \times 10^{-3})(12 \times 10^{-3})} = 12,17 \text{ Mpa} < 250 \text{ Mpa}$$

Como el esfuerzo de aplastamiento es menor que el esfuerzo de fluencia garantiza que en la argolla no se producirán deformación plásticamente.

2.8.4. Cálculos de las dimensiones del pasador de la bisagra

Para determinar el diámetro del pasador se procede con un análisis de esfuerzo cortante en el mismo, se utilizará un acero AISI 1020 con las siguientes propiedades mecánicas: esfuerzo de fluencia de 304 Mpa y a la tracción de 392 Mpa.

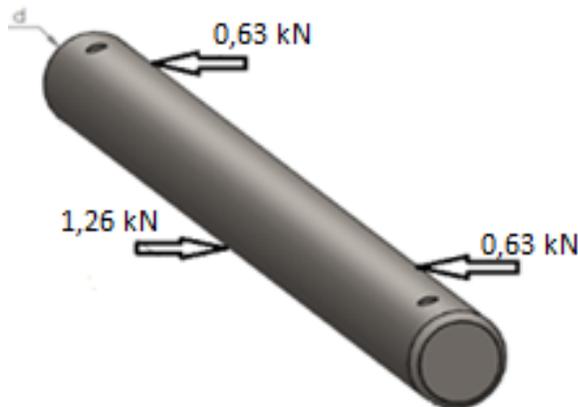


Figura 53. Diagrama del cuerpo libre del pasador de la bisagra.

Por la longitud que tiene este pasador se tomara como una viga en flexión, y de la tabla 3-2 del libro diseño de ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se tiene que el esfuerzo cortante máximo debido a flexión para un área de sección transversal circular, está dado por:

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A} = \frac{4 \times 1,26}{3 \pi d^2 / 4}$$

Despejando el diámetro d :

$$d = \sqrt{\frac{6,72 \times 10^3}{\pi \times 304 \times 10^6}}$$

$$d = 2,66 \text{ mm}$$

El diámetro de este pasador se tomará será igual al diámetro del pasador de la palanca principal, esto con el fin de tener una sola referencia de la varilla en la cual se fabrican estos pasadores, por esto el diámetro será de 12 mm.

El esfuerzo de aplastamiento está dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_A = \frac{F_N}{A_{proy}} = \frac{F_N}{td}$$

Con: $t = 10 \text{ mm}$ y $d = 12 \text{ mm}$

$$\sigma_A = \frac{1,26}{(10 \times 10^{-3})(12 \times 10^{-3})} = 10,5 \text{ Mpa}$$

2.9. DISEÑO DEL PEDAL DE APOYO

El pedal de apoyo es el encargado de mantener fijo todo el prototipo mientras se está usando, ya que sobre este se para el operario al momento de accionar la palanca principal. Su configuración se muestra en la figura 54.

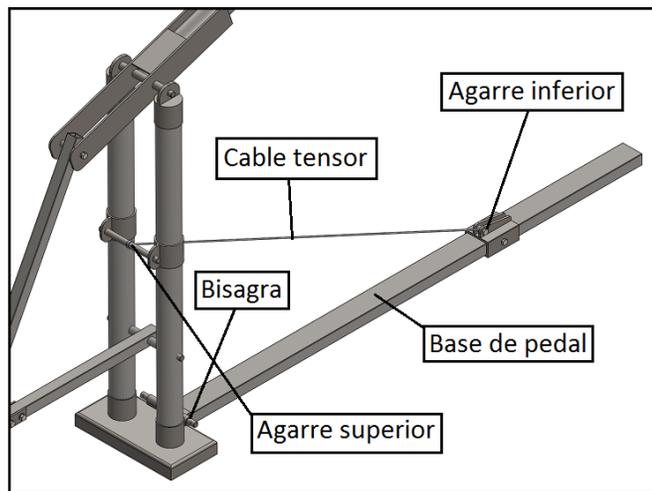


Figura 54. Configuración del pedal de apoyo

La parte más crítica de este conjunto es la sección del tubo (base del pedal) en la zona del agarre inferior, ya que es la que más soporta esfuerzo debido al momento generado por el peso del operario. En la figura 55 se muestra el diagrama de cuerpo libre del tramo de la base del pedal que soporta al operario.

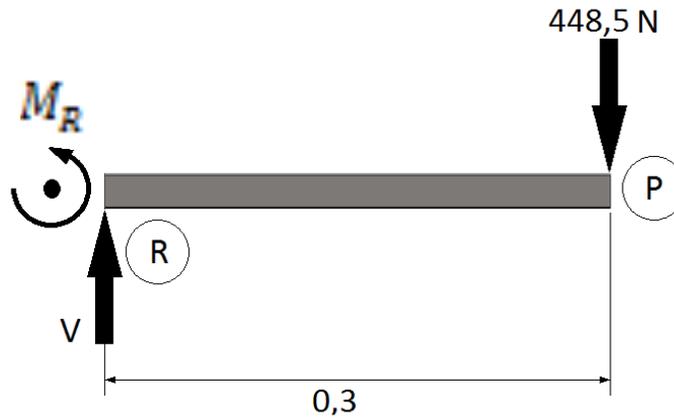


Figura 55. Diagrama de cuerpo libre del tramo RP de la base del pedal de apoyo. Medidas en metros.

Se necesita calcular las cargas a las que se encuentra sometido el tramo RP y según el diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 55, se procede de la siguiente manera:

Haciendo igual a cero la suma de momentos en el punto R se tiene:

$$\sum M_R = 0 \rightarrow M_R - (448,5)(0,3) = 0$$

$$M_R = 134,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La carga cortante es:

$$V = 448,5 \text{ N} \uparrow$$

La base del pedal de apoyo está hecha con un tubo de perfil rectangular en posición horizontal para permitir un buen apoyo de los pies del operario, por lo cual se establecen las dimensiones mostradas en la figura 56.

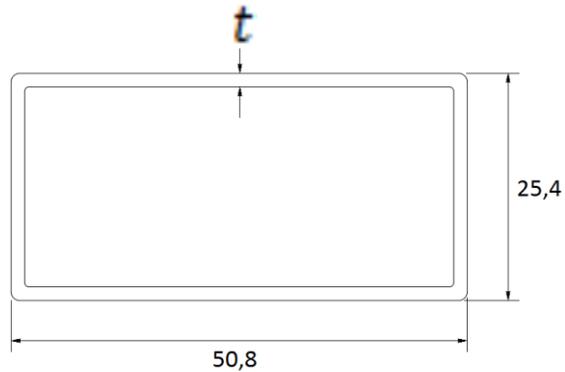


Figura 56. Sección transversal de la base de pedal. Medidas en milímetros.

El material del tubo es acero AISI 1008, el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_y = 172,4 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 331 \text{ MPa}$$

El esfuerzo normal (σ_y) esta dado como sigue:

$$\sigma_y = \frac{M_R c}{I_x}$$

Donde $c = 12,7 \text{ mm}$

Para calcular el momento de inercia del área mínima necesaria para soportar la carga establecida se hace $\sigma_y = S_y$, se tiene lo siguiente:

$$172,4 \times 10^6 = \frac{(134,6)(12,7 \times 10^{-3})}{I_x}$$

De donde:

$$I_x = 9,915 \times 10^{-9} m^4$$

El momento de inercia con respecto al eje horizontal de la sección mostrada en figura 53 es:

$$I_x = \frac{1}{12} [(50,8)(25,4)^3 - (50,8 - 2t)(25,4 - 2t)^3]$$

Lo que se puede expresar como sigue:

$$9,915 \times 10^3 = \frac{1}{12} [(50,8)(25,4)^3 - (50,8 - 2t)(25,4 - 2t)^3]$$

Y solucionando para t , se obtiene que:

$$t = 0,55 \text{ mm}$$

Se selecciona un calibre del tubo de 1,5 mm para mayor seguridad.

Es esfuerzo cortante en el tubo seleccionado es:

$$\tau_{max} = \frac{2V}{A} = \frac{2(448,5)}{(50,8 \times 10^{-3})(25,4 \times 10^{-3}) - (47,8 \times 10^{-3})(22,4 \times 10^{-3})}$$

$$\tau_{max} = 4,045 \text{ MPa}$$

Lo cual es satisfactorio ya que es mucho menor que el esfuerzo de fluencia del material del tubo.

Para el cable tensor se selecciona un cable de acero galvanizado 6×7 de 3,18 mm de diámetro. El cual tiene una resistencia a la rotura de aproximadamente 5,28 kN,³⁴ lo cual

³⁴ Cables de Acero. (consultado el 11 de abril 2016). Disponible en: <http://www.cablesdeacero.com.mx/Anexos/Catalogo.pdf>

es adecuado ya que la tensión T_{QR} es 1,19 kN. La sección y la configuración de este cable se muestran en la figura 57.



Configuración de los extremos del cable

Figura 57. Sección transversal y configuración del cable tensor.

2.10. PINZA DE SUJECIÓN DEL TALLO

Su función consiste en sujetar el tallo de la planta de yuca, de tal forma que este no se pueda soltar cuando se está realizando la labor de desarraigar, esto se logra por el mecanismo que utiliza, en el cual entre más fuerza a tensión se aplica en el punto A, está sujeta con mayor fuerza el tallo, el cual se encuentra agarrado por las mordazas, las cuales pueden adaptarse a la dirección que tenga cualquier tallo, ya que tienen la capacidad de girar sobre los pasadores donde van conectadas a los brazos de la pinza, y poseen punzones para evitar que el tallo se deslice al momento de sujetarlo. Las partes que conforman el conjunto de la pinza son las que se muestran en la siguiente figura.

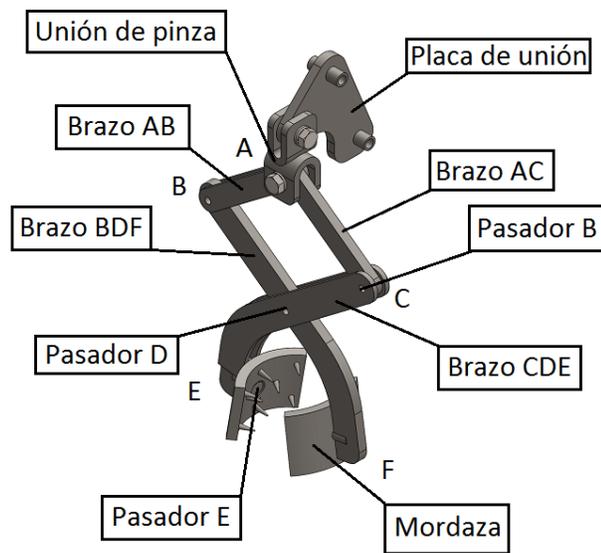


Figura 58. Conjunto de la pinza

Este conjunto se divide en tres partes, uno es el cuerpo de la pinza el cual está conformado por los brazos y las mordazas, otro es la unión de la pinza y por último esta la placa de unión. A continuación, se realizan los cálculos para saber las dimensiones de cada una de estas piezas.

2.10.1. parámetros geométricos del cuerpo de la pinza

Para determinar las medidas de la pinza se tuvo en cuenta la morfología de los tallos de las plantas de tuca, en las cuales el diámetro de estos varía de 20 a 80 mm. A partir de esto se establecieron los parámetros indicados en la figura 59.

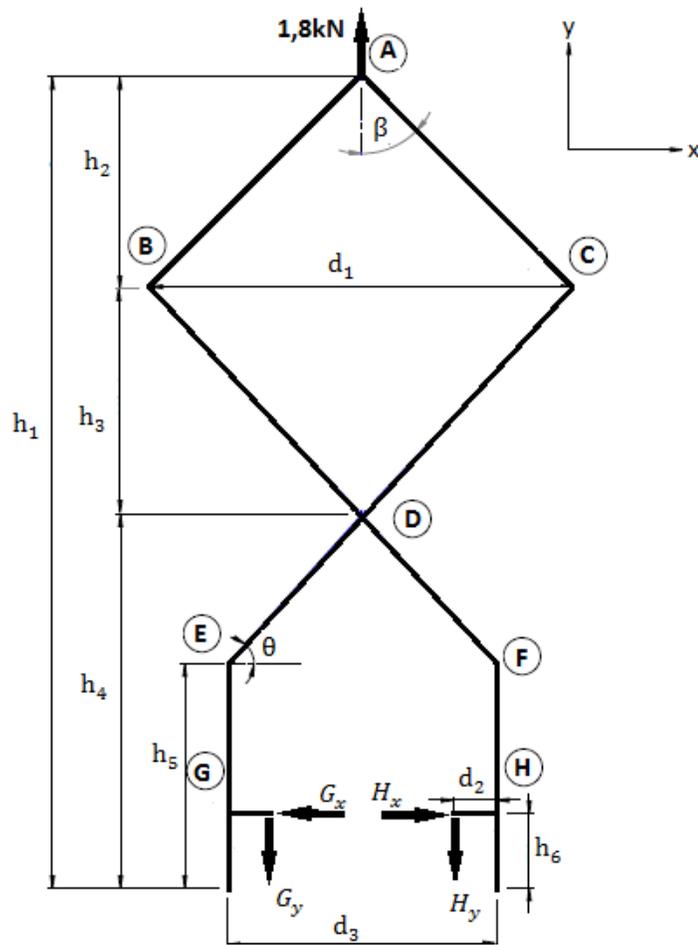


Figura 59. Modelo del cuerpo de la pinza de sujeción.

Como ya se estableció anterior mente que la altura de la pinza en su posición cerrada (h_1) es igual a 217 mm, además se seleccionaron las alturas h_2 y h_3 iguales, para lograr una geometría uniforme. Para tener una buena distribución de la curvatura de los brazos se tomó (h_4) igual a 100 mm, así mismo para evitar la interferencia de la curvatura de los brazos con el tallo de la planta se tomó h_5 igual a 60 mm y h_6 Se estableció de 20 mm como altura de apoyo de las mordazas con respecto al suelo.

Por otra parte, se seleccionó un margen para el sistema de mordazas (d_3) igual a 72 mm, con el fin de garantizar una longitud suficiente para que los punzones pueden penetrar la

corteza del tallo y así evitar el deslizamiento de estos, de igual forma se estableció que la distancia del centro del brazo hasta las mordazas (d_2) es igual a 11,5 mm para poder establecer el ancho de los brazos.

2.10.2. Análisis estático del cuerpo de la pinza

En la figura 60 se muestran los parámetros preestablecidos del cuerpo de la pinza para proceder con el análisis estático y determinar el resto de dimensiones, al igual que las reacciones que actúan sobre cada uno de sus elementos.

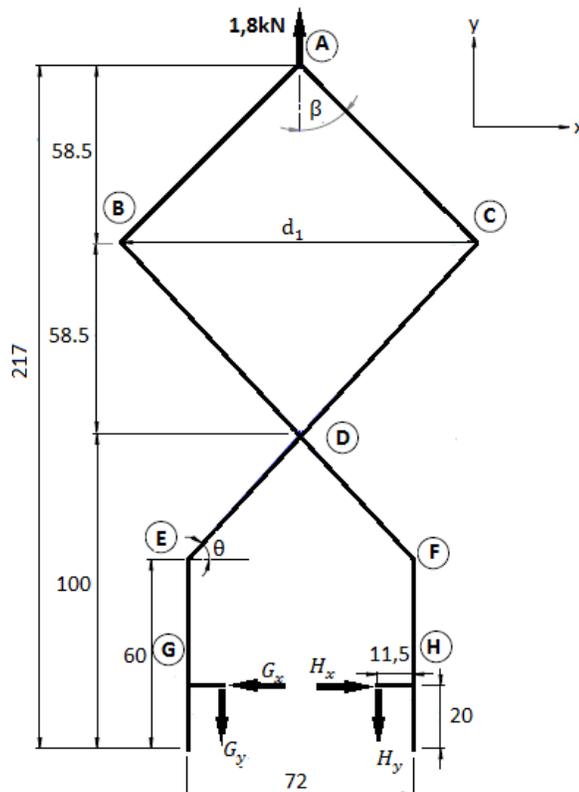


Figura 60. Parámetros preestablecidos del cuerpo de la pinza de sujeción. Medidas en milímetros.

- **Determinación de la longitud ED y el ángulo (θ)**

Para proceder con la determinación de la longitud ED, primero se calcula el ángulo θ , en la figura 61 se muestra la configuración de este tramo.

El ángulo de inclinación θ es:

$$\tan \theta = \left(\frac{40}{36}\right)$$

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{40}{36}\right)$$

$$\theta = 48^\circ$$

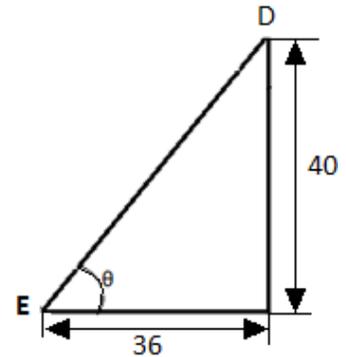


Figura 61. Ángulo en el punto ED

La longitud ED es:

$$ED = \frac{36}{\cos(48^\circ)} = 1,06$$

$$ED = 53,8 \text{ m}$$

- **Determinación de la longitud DC y (d_1)**

Para la longitud DC se tiene que:

$$\text{sen } 48^\circ = \left(\frac{58,5}{DC}\right) \rightarrow DC = \left(\frac{58,5}{\text{sen } 48^\circ}\right)$$

$$DC = 80 \text{ mm}$$

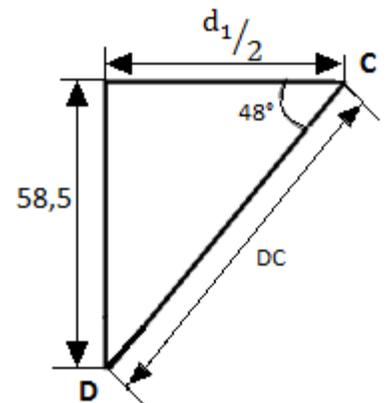


Figura 62. Tramo DC

Y para d_1 se tiene que es igual a:

$$\cos 48^\circ = \left(\frac{d_1/2}{80} \right) \rightarrow d_1 = (2 \times 80 \cos 48^\circ)$$

$$d_1 = 107 \text{ mm}$$

- **Determinación de la longitud CA y el ángulo (β)**

El ángulo de inclinación β es:

$$\tan \beta = \left(\frac{40}{36} \right)$$

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{53,5}{58,5} \right)$$

$$\beta = 42^\circ$$

La longitud CA es:

$$CA = \frac{53,5}{\text{sen}(42^\circ)} = 80$$

$$CA = 80 \text{ m}$$

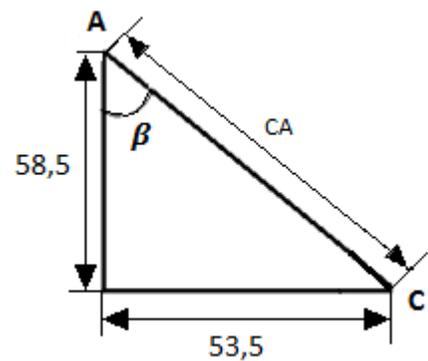


Figura 63. Tramo CA

2.10.3. Cálculos de cargas en el punto A.

A continuación, se calcularán las cargas que están soportando los brazos AB y AC.

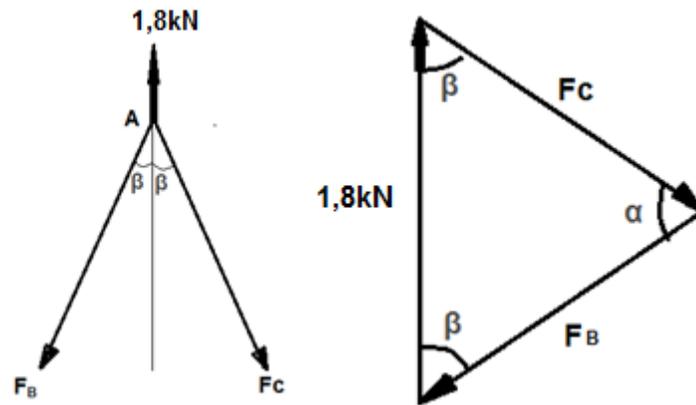


Figura 64. Fuerzas que actúan en el punto A.

$$\alpha = 180^\circ - 2\beta \rightarrow \alpha = 180^\circ - 2(42^\circ)$$

$$\alpha = 96^\circ$$

Por el teorema de los senos se tiene que:

$$\frac{F_c}{\text{sen } \beta} = \frac{F_B}{\text{sen } \beta} = \frac{1,8}{\text{sen } \alpha}$$

$$\frac{F_c}{\text{sen}(42^\circ)} = \frac{F_B}{\text{sen}(42^\circ)} = \frac{1,8}{\text{sen}(96^\circ)}$$

$$\frac{F_c}{\text{sen}(42^\circ)} = \frac{F_B}{\text{sen}(42^\circ)} \rightarrow F_c = F_B$$

$$\frac{F_B}{\text{sen}(42^\circ)} = \frac{1,8}{\text{sen}(96^\circ)} \rightarrow F_B = \frac{[(1,8)(\text{sen}(42^\circ))]}{\text{sen}(96^\circ)} = 1,21 \text{ kN}$$

$$F_C = F_B = 1,21 \text{ kN}$$

Del diagrama de cuerpo libre de la pinza figura 62 se tiene que:

$$\text{Por simetría, } H_y = G_y \quad \text{y} \quad H_x = G_x$$

$$\sum F_y = 0, \quad 1,8 - H_y - G_y = 0$$

$$2H_y = 1,8 \rightarrow H_y = G_y = 0,9 \text{ kN}$$

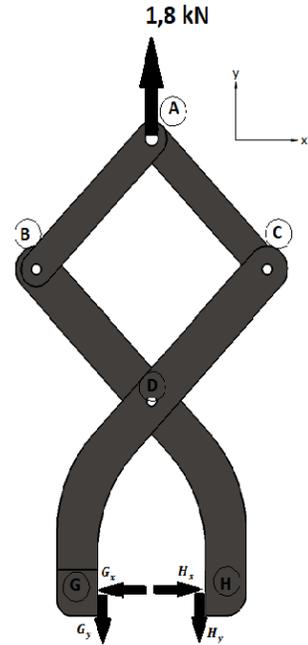


Figura 65. Diagrama de cuerpo libre de la pinza.

2.10.4. Análisis en el brazo BDF

En la siguiente figura se muestra el diagrama de cuerpo libre del brazo BDF, en el cual se encuentran las cargas que están actuando en esta pieza, y a continuación se realizarán los respectivos cálculos para conocer los valores de dichas cargas.

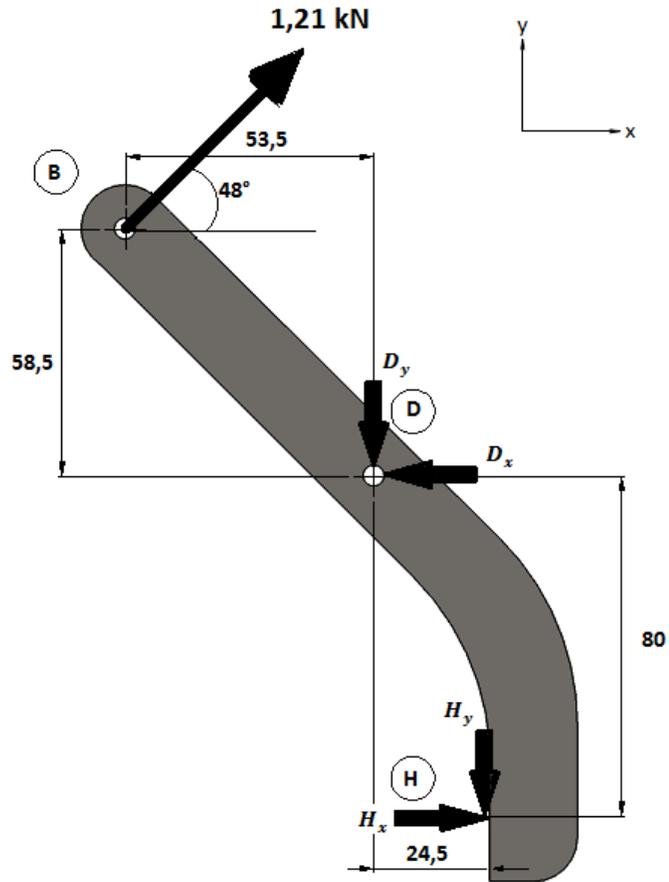


Figura 66. Diagrama de cuerpo libre de la barra BDH, medidas en mm.

Haciendo sumatorias de momentos en D igual a cero se tiene que:

$$\sum M_D = 0,$$

$$- [(1,21 \times 10^3)(\text{sen } 48^\circ)(53,5)] - [(1,21 \times 10^3)(\text{cos } 48^\circ)(58,5)] - (H_y)(24,5) + (H_x)(80) = 0$$

$$\begin{aligned} \rightarrow H_x \\ = \frac{[(1,21 \times 10^3)(\text{sen } 48^\circ)(53,5)] + [(1,21 \times 10^3)(\text{cos } 48^\circ)(58,5)] + (900)(24,5)}{80} \end{aligned}$$

$$H_x = 1,47 \text{ kN}$$

Así la fuerza resultante en el punto H es:

$$F_H = \sqrt{H_y^2 + H_x^2} = \sqrt{(0,9)^2 + (1,47)^2} = 1,72 \text{ kN}$$

$$F_H = 1,72 \text{ kN}$$

Por sumatorias de fuerzas en el eje y igual a cero se tiene que:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow [(1,21 \times 10^3)(\text{sen } 48^\circ)] - H_y - D_y = 0$$

$$D_y = -(900) + [(1,21 \times 10^3)(\text{sen } 48^\circ)]$$

$$D_y = 0$$

Por sumatorias de fuerzas en el eje x igual a cero se tiene que:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow [(1,21 \times 10^3)(\text{cos } 48^\circ)] + H_x - D_x = 0$$

$$D_x = [(1,21 \times 10^3)(\text{cos } 48^\circ)] + (1,47 \times 10^3)$$

$$D_x = 2,28$$

Así la fuerza resultante en el punto D es:

$$F_D = D_x = 2,28 \text{ kN}$$

2.10.5. Cálculos del brazo AB

Se le realizaran los cálculos para conocer las dimensiones de esta pieza como son el ancho (a) y el espesor (t), el material que se selecciono fue un acero ASTM A36 con Esfuerzo Fluencia de 250 Mpa y Esfuerzo Tracción 400 Mpa.

A continuación, se presenta el diagrama de cuerpo libre del brazo AB y la sección transversal.

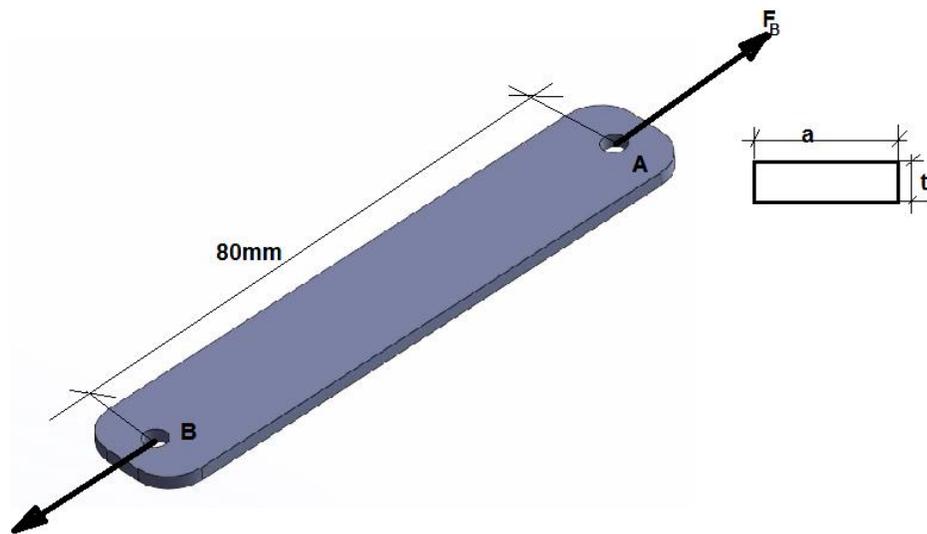


Figura 67. Diagrama de cuerpo libre de la barra AB.

Primero se calcula el esfuerzo normal máximo (σ_{max}) que está soportando el brazo, el cual se produce en la sección del área menor y esta se encuentra en el punto A, ya que en este punto se encuentra un agujero en el cual va un pasador.

Como el brazo está sometida a carga axial y como el agujero es un concentrador de esfuerzo se utilizan las ecuaciones del capítulo 2 del libro mecánica de materiales Beer, quinta edición.

De la ecuación (2.48)

$$\sigma_{max} = k \frac{F}{A}$$

Dónde: $A = (a - d)(t)$ con: $d = 6,35 \text{ mm}$

$$A = (a - 6,35)(t)$$

Para que en la pieza no se produzca deformación plástica se tomara un

$\sigma_{max} = 250 \text{ Mpa}$ y de la figura (2.64) se tomara un $k = 2,4$, como $F_B = 1,21 \text{ kN}$, reemplazando en la ecuación (2.48)

$$\frac{250 \times 10^6}{m^2} = 2,4 \times \frac{1210}{A}$$

$$A = 11,62 \times 10^{-6} m^2$$

Se tomará una lámina con espesor de: 6,35 mm, debido a que es uno de los espesores de láminas más comerciales que se pueden encontrar en el mercado.

$$11,62 \times 10^{-6} = (a - 6,35 \times 10^{-3})(6,35 \times 10^{-3})$$

Resolviendo y despejando queda que el valor mínimo para que la placa no se deforme elásticamente es: $a = 8,2 \text{ mm}$, se tomara un valor de $a = 15 \text{ mm}$, para asegurar que el brazo no se deforme.

2.10.6. Cálculos del pasador en B

Este es el pasador que conecta el brazo AB con el brazo BDF, para determinar el diámetro del pasador se procede con un análisis de esfuerzo cortante en el mismo, se utilizara un acero AISI 1020, con un esfuerzo fluencia de 304 Mpa y una resistencia a la tensión de 392 Mpa.

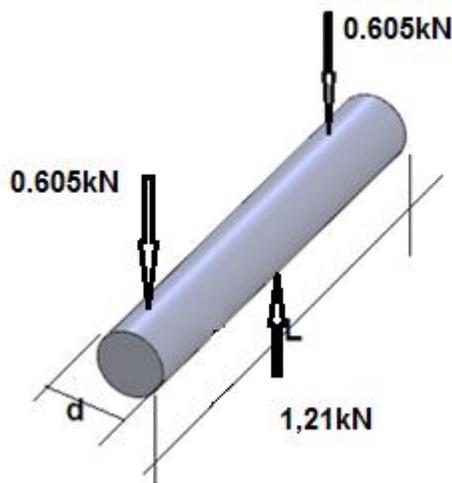


Figura 68. Diagrama del cuerpo libre del pasador en el punto B.

Como se produce cortante doble:

$$\tau = \frac{V}{2A}$$

$$\tau = \frac{1,21}{2\pi d^2/4} \rightarrow d = \sqrt{\frac{2,42 \times 10^3}{\pi \times 304 \times 10^6}}$$

$d = 1,6 \text{ mm}$, Se utilizará un pasador de **$4,75 \text{ mm}$** de diámetro, para evitar que el pasador falle.

Para conocer el esfuerzo de aplastamiento por el cual está sometido el pasador se procede de la siguiente manera.

$$\sigma_A = \frac{F_N}{A_{proy}} = \frac{F_N}{td}$$

$$\sigma_A = \frac{1,21}{(6,35 \times 10^{-3})(4,75 \times 10^{-3})} = 40,17 \text{ Mpa}$$

2.10.7. Cálculos del brazo BDF, ancho (a) y espesor (t)

El brazo BDF es la pieza que está en contacto con las mordazas y por su geometría es la pieza que más esfuerzo está soportando en todo el conjunto, en el diseño del brazo BDF, se tomara como zona critica el punto D en la pinza ya que en este se encuentra el máximo esfuerzo aplicado, esto se da porque se localiza un agujero del pasador de la pinza y esto hace que el área de la sección transversal sea el menor que el resto de la pieza. A continuación, se le realizaran los cálculos para conocer las dimensiones de esta pieza como son el ancho (a) y el espesor (t), el material seleccionado es un acero ASTM A36, con un esfuerzo fluencia de 250 Mpa y una resistencia a la tensión de 400 Mpa.

En la figura 69 se muestra el diagrama de cuerpo libre de la pieza y su sección transversal.

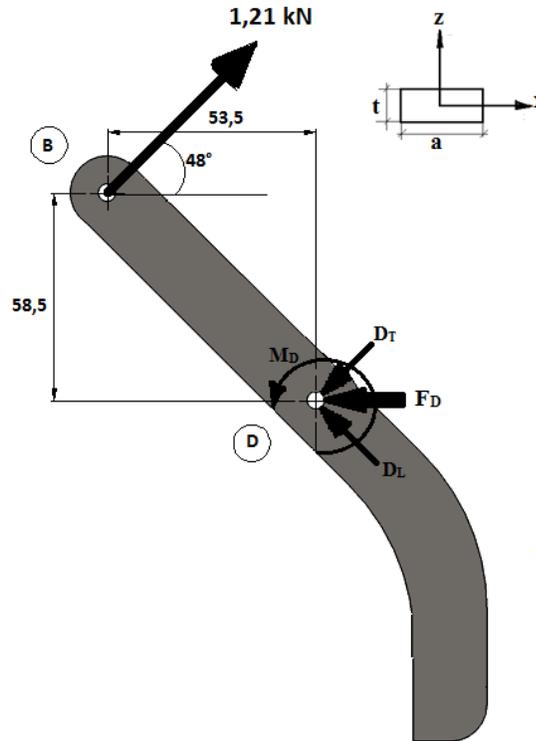


Figura 69. Diagrama de cuerpo libre de la barra BD y su sección trasversal.

Se calculan las cargas longitudinales (D_L), transversales (D_T) del brazo BDH y el momento (M_D) que genera la fuerza ($F_B = 1210 \text{ N}$) en el punto D.

Como ya se conoce la carga $F_D = 2280 \text{ N}$ se descompone en sus componentes longitudinales y transversales de la pieza.

$$D_T = F_D \cos \beta = (2280 \text{ N})(\cos 42^\circ) \rightarrow D_T = 1,69 \text{ kN}$$

$$D_L = F_D \sin \beta = (2280 \text{ N})(\sin 42^\circ) \rightarrow D_L = 1,53 \text{ kN}$$

Se tiene que el ángulo que se forma entre la fuerza (F_B) y su componente transversal (F_{BT}), la cual es la que genera el momento (M_D) es:

$$\varphi = 2\theta - 90^\circ = 2(48^\circ) - 90^\circ = 6^\circ$$

$$M_D = (80 \times 10^{-3})(F_B \cos \varphi) = (80 \times 10^{-3})[(1210) (\cos 6^\circ)]$$

$$\mathbf{M_D = 96,23 N \cdot m}$$

Las propiedades de la sección transversal de la pieza son:

$$A = at, \quad I = \frac{ta^3}{12}, \quad Q = A\bar{Y} = (at/2)(a/4), \quad C = a/2$$

Los esfuerzos que actúan sobre la placa son un esfuerzo normal y un esfuerzo cortante los cuales están dados por las siguientes expresiones.

$$\sigma_x = \frac{D_L}{A} + \frac{MC}{I} = \frac{D_L}{at} + \frac{6M}{ta^2}$$

$$\tau_{xy} = \frac{D_T Q}{It} = \frac{3D_T}{2A} = \frac{3D_T}{2at}$$

Al hacer coincidir el esfuerzo principal σ_1 con el esfuerzo de fluencia del material y utilizando el círculo de Mohr, se puede conocer las medidas mínimas que debe tener la sección transversal en el punto D, que se utilizara en la pinza para el dispositivo desarraigador para que no se produzcan deformaciones plásticas.

Como:

$$\sigma_1 = \sigma_{prom} + R$$

$$\sigma_2 = \sigma_{prom} - R$$

$$\sigma_{prom} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}, \text{ como } \sigma_y = 0$$

$$\sigma_{prom} = \frac{\sigma_x}{2}$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\sigma_1 - \frac{\sigma_x}{2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\left(\sigma_1 - \frac{\sigma_x}{2}\right)^2 = \left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2$$

$$\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_x + \frac{\sigma_x^2}{2} = \left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2$$

$$\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_x - (\tau_{xy})^2 = 0 \quad \text{reemplazando } \sigma_1 \text{ y } \tau_{xy}$$

$$\sigma_1^2 - \sigma_1 \left(\frac{D_L}{at} + \frac{6M}{ta^2}\right) - \left(\frac{3D_T}{2at}\right)^2 = 0$$

$$\sigma_1^2 - \sigma_1 \frac{D_L}{at} - \sigma_1 \frac{6M}{ta^2} - \frac{9}{4} \frac{D_T^2}{a^2 t^2} = 0 \quad \text{multiplicando por } (a^2 t^2)$$

$$\sigma_1^2 a^2 t^2 - \sigma_1 D_L at - 6 \sigma_1 Mt - \frac{9}{4} D_T^2 = 0$$

Para $\sigma_1 = 250 \text{ Mpa}$

$$D_L = 1530 \text{ N}$$

$$M = 96,23 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$a = 23 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$D_T = 1690 \text{ N}$$

Reemplazando y resolviendo

$$[(250 \times 10^6)^2 (23 \times 10^{-3})^2] (t^2) - [(250 \times 10^6) (23 \times 10^{-3}) (1530)] (t) - [(6) (250 \times 10^6) (96,23)] (t) - \left(\frac{9}{4}\right) (1690^2) = 0$$

Se tiene que el valor de **t = 5,024 mm**, este valor que se obtuvo no es comercial se escogerá el valor comercial próximo, así: **t = 6,35 mm**.

2.10.8. Cálculos del pasador en D

Este es el pasador que conecta el brazo CDG con el brazo BDH, para determinar el diámetro del pasador se procede con un análisis de esfuerzo cortante en el mismo, El material seleccionado es un acero AISI 1020, con esfuerzo de fluencia de 304 Mpa y una resistencia a la tensión de 392 Mpa.

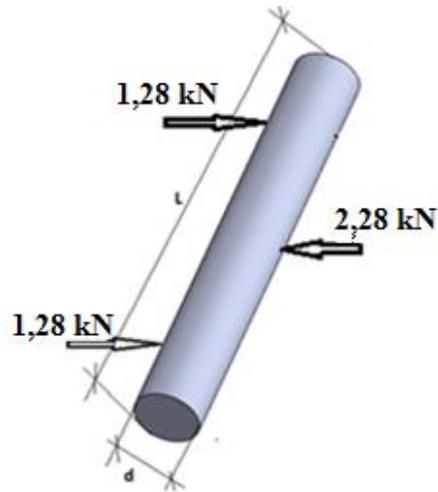


Figura 70. Diagrama del cuerpo libre del pasador en el punto D

Como hay cortante doble:

$$\tau = \frac{V}{2A}$$

$$\tau = \frac{2,28}{2 \pi d^2 / 4} \text{ despejado el diámetro} \quad d = \sqrt{\frac{4,46 \times 10^3}{\pi \times 304 \times 10^6}}$$

$$d = 2,2 \text{ mm}$$

Se utilizará un pasador de **4,75 mm** de diámetro, para evitar que el pasador falle.

Para conocer el esfuerzo de aplastamiento por el cual está sometido el pasador se procede de la siguiente manera.

$$\sigma_A = \frac{F_N}{A_{proy}} = \frac{F_N}{dt}$$

$$\sigma_A = \frac{2,28}{(4,75 \times 10^{-3})(6,35 \times 10^{-3})}$$

$$\sigma_A = 75,6 \text{ Mpa}$$

2.10.9. Cálculos del pasador en H

Este es el pasador que conecta el brazo BDF con las mordazas, para determinar el diámetro del pasador se procede con un análisis de esfuerzo cortante en el mismo, El material seleccionado es un acero AISI 1020, con esfuerzo de fluencia de 304 Mpa y una resistencia a la tensión de 392 Mpa.

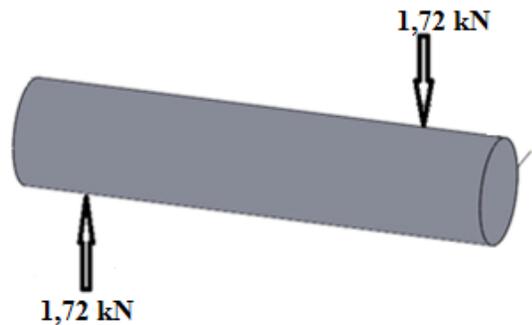


Figura 71. Diagrama del cuerpo libre del pasador en el punto F.

Como se produce cortante simple:

$$\tau = \frac{V}{A}$$

$$\tau = \frac{1,72}{\pi d^2/4} \quad \text{despejado el diámetro} \quad d = \sqrt{\frac{6,88 \times 10^3}{\pi \times 304 \times 10^6}}$$

$$d = 2,7 \text{ mm}$$

Se utilizará un pasador de **6,35 mm** de diámetro, para evitar que el pasador falle.

Para conocer el esfuerzo de aplastamiento por el cual está sometido el pasador se procede de la siguiente manera.

$$\sigma_A = \frac{F_N}{A_{proy}} = \frac{F_N}{dt}$$

$$\sigma_A = \frac{1,72}{(6,35 \times 10^{-3})(6,35 \times 10^{-3})}$$

$$\sigma_A = 43 \text{ Mpa}$$

2.10.10. Cálculos por fatiga para el cuerpo de la pinza de sujeción

Para estimar la vida útil de la pinza se hará de la siguiente manera.

Como el brazo BDH se fabricará en un acero ASTM A36, para el cual

$$S_{ut} = 400 \text{ Mpa} = 58 \text{ Kpsi}$$

Así utilizando la ecuación (6.8) del libro diseño de ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición.

$$S'_e = 0,5 S_{ut} = (0,5) (58 \text{ Kpsi})$$

$$S'_e = 29 \text{ Kpsi}$$

De la ecuación 6.13 del libro diseño de ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, se calcula la resistencia a la fatiga.

$$S_f = a N^b$$

Donde

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} \quad \text{Ecuación (6.14)}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(f \cdot \frac{S_{ut}}{S_e} \right) \quad \text{Ecuación (6.15)}$$

De la figura 6.18 del libro diseño de ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, para un $S_{ut} < 70$ Kpsi se tiene:

$f = 0,9$ y asumiendo $S_e = S'_e$

$$a = \frac{(0,9 \times 58)^2}{29} = 94$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0,9 \times 58}{29} \right) = -0,085 \quad \text{Así}$$

$$S_f = 94 N^{-0,085}$$

- **Para el brazo BDH**

Se calcula el límite a la resistencia a la fatiga utilizando la ecuación (6.18) del libro diseño de ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición, para conocer cuál es la vida útil del brazo BDF y su factor de seguridad.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Donde}$$

$$k_a = aS_{ut}^b \quad \text{Ecuación (6.19)}$$

De la tabla (6.2) para laminado en frío se tiene

$$k_a = 2,7 \times 58^{-0,265} = 0,92$$

De la tabla (6.3) se tiene que el diámetro equivalente para la pieza BDF es

$$d_e = 0,808 \sqrt{at} = 0,808 \sqrt{(23)(6,35)} = 9,76 \text{ mm}$$

Así

$$k_b = 1,24(d_e)^{-0,107} \quad \text{Ecuación (6.20)}$$

$$k_b = 1,24(9,76)^{-0,107} = 0,97$$

$$k_c = 0,85 \quad \text{Ecuación (6.26)}$$

$$k_d = 1 \quad \text{Tabla (6.4)}$$

$$k_e = 1 - 0,08Z_a \quad \text{Ecuación (6.29)}$$

Para una confiabilidad del 90% y utilizando la tabla (6.5) del libro se tiene que

$$Z_a = 1,288$$

$$k_e = 1 - 0,08(1,288) = 0,897$$

Como la pieza BDF tiene un agujero el cual se convierte en un concentrador de esfuerzo así

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad \text{Ecuación (6.32)}$$

De la figura (A-15-12) del libro

$k_t = 2$ y de la figura (6.21) $q = 0,7$

$$k_f = 1 + (0,7)(2,0 - 1) = 1,7$$

Reemplazando en la ecuación (6.18)

$$S_e = 0,92 \times 0,97 \times 0,85 \times 0,897 \times 1,7 \times 29 \text{ Kpsi}$$

$$S_e = 33,54 \text{ Kpsi}$$

Así realizando el diagrama S-N para el acero ASTM A36

Tabla 14. Numero de ciclos vs Resistencia a la fatiga del acero ASTM A36.

N (ciclos)		Sf (Kpsi)		Se (Kpsi)
10⁰		94		33,54
10¹		77,3		33,54
10²		63,55		33,54
10³		52,25		33,54
10⁴		42,97		33,54
10⁵		35,32		33,54
10⁶		29,05		33,54
10⁷		23,88		33,54
10⁸		19,63		33,54

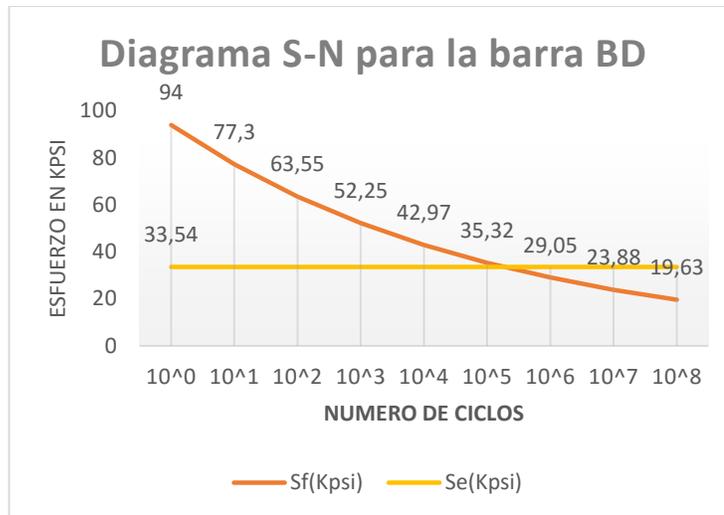


Figura 72. Diagrama S-N para la barra BDH.

Como el brazo DBH es la que está soportando mayor esfuerzo en la pinza debido a la geometría de esta, es por esto que se calcula la vida que alcanzara la pieza antes que falle por fatiga, de la gráfica S-N del brazo BDH se observa que está próxima a la vida infinita la cual es 10^6 ciclos, y la pieza aguanta unos $10^{5,4}$ ciclos aproximadamente, debido a esto la barra aguantara muchos años de usos.

Como las reacciones que se encuentran en el brazo BDH son:

$$D_T = 1,69 \text{ kN}$$

$$D_L = 1,53 \text{ kN}$$

$$M_D = 96,23 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Recalculando los esfuerzos principales

$$\sigma_x = \frac{D_L}{at} + \frac{6M}{ta^2}$$

$$\tau_{xy} = \frac{3D_T}{2at}$$

Con $a = 23 \text{ mm.}$ y $t = 6,35 \text{ mm.}$

$$\sigma_x = \frac{1530}{0,00635 \times 0,023} + \frac{6 \times 96,23}{0,00635 \times 0,023^2} = 182,36 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{3 \times 1690}{2 \times 0,00635 \times 0,023} = 17,36 \text{ Mpa}$$

Como

$$\sigma_1 = \sigma_{prom} + R$$

$$\sigma_2 = \sigma_{prom} - R$$

$$\sigma_{prom} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}, \text{ como } \sigma_y = 0$$

$$\sigma_{prom} = \frac{\sigma_x}{2} = \frac{182,36 \text{ Mpa}}{2} = 91,18 \text{ Mpa}$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} = \sqrt{\left(\frac{182,36}{2}\right)^2 + (17,36)^2} = 92,8 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_1 = \sigma_{prom} + R = 91,18 \text{ Mpa} + 92,8 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_1 = 183,98 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_2 = \sigma_{prom} - R = 91,18 \text{ Mpa} - 92,8 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_2 = -1,62 \text{ Mpa}$$

Así

$$\sigma_{max} = 183,98 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{min} = -1,62 \text{ Mpa}$$

Utilizando la ecuación (6.36) del libro diseño de ingeniería mecánica de Shigley, 9ª edición.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{183,98 \text{ Mpa} + (-1,62 \text{ Mpa})}{2} = 91,18 \text{ Mpa} = 13,22 \text{ Kpsi}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| = \left| \frac{183,98 \text{ Mpa} - (-1,62 \text{ Mpa})}{2} \right| = 92,8 \text{ Mpa} = 13,46 \text{ Kpsi}$$

Se establece como límite la resistencia a la tensión y se quiere evaluar el diseño con criterio conservador, por tanto, se usará el criterio de Goodman-modificado.

Para calcular el factor de seguridad de la pieza BDH.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$n = \frac{S_e S_{ut}}{(\sigma_a S_{ut}) + (\sigma_m S_e)} = \frac{33,54 \times 58}{(13,46 \times 58) + (13,22 \times 33,58)}$$

$$n = \frac{1945,32}{1363,8} = 1,6$$

El factor de seguridad contra la fatiga es $n = 1,6$, lo cual satisfactorio ya que podrá soportar las cargas estipuladas en el diseño sin riesgo a fallar por fatiga.

2.10.11. Cálculos de la conexión de la pinza

Esta pieza es la que conecta el cuerpo de la pinza con la placa de unión y está construida a partir de partes iguales en forma de U, los cálculos para el ancho y el espesor se realizan para uno sola parte, puesto que son iguales, el material que se selecciono es un acero ASTM A36, con las siguientes propiedades: esfuerzo de fluencia de 250 Mpa y a la tracción de 400 Mpa.

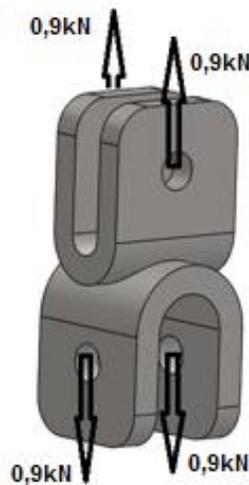


Figura 73. Diagrama de cuerpo libre la conexión de la pinza

Primero se calcula el esfuerzo normal máximo (σ_{\max}) que está soportando la barra el cual se produce en la sección del área menor y esta se encuentra en el punto donde se encuentra el pasador.

Como la pieza está sometida a carga axial y como el agujero es un concentrador de esfuerzo se utilizan las ecuaciones del capítulo 2 del libro mecánica de materiales Beer, quinta edición.

De la ecuación (2.48)

$$\sigma_{max} = k \frac{F}{A}$$

Dónde: $A = (a - d)(t)$ con $d = 6,35 \text{ mm} \rightarrow$

$$A = (a - 6,35)(t)$$

Para que en la barra no se produzca deformación plástica se tomara un

$\sigma_{max} = 250 \text{ Mpa}$ y de la figura (2.64) se tomara un $k = 2,4$, como $F = 0,9 \text{ kN}$,
reemplazando en la ecuación (2.48)

$$250 \times 10^6 = 2,4 \times \frac{900}{A} \rightarrow A = 8,64 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Se tomara una lámina con espesor de: $6,35 \text{ mm}$, debido a que es uno de los espesores de láminas más comerciales que se pueden encontrar en el mercado y para conservar la uniformidad del espesor de las piezas.

$$8,64 \times 10^{-6} = (a - 6,35 \times 10^{-3})(6,35 \times 10^{-3})$$

Resolviendo y despejando (a) queda que el valor mínimo de (a) para que la placa no se deforme elásticamente es: $a = 8 \text{ mm}$. Se tomara $a = 15 \text{ mm}$. Para evitar que la pieza se deforme elásticamente.

3. CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL PROTOTIPO MECÁNICO
DESARRAIGADOR

Teniendo como referencia la figura 74 se procederá a la construcción y el ensamble del prototipo mecánico desarraigador.

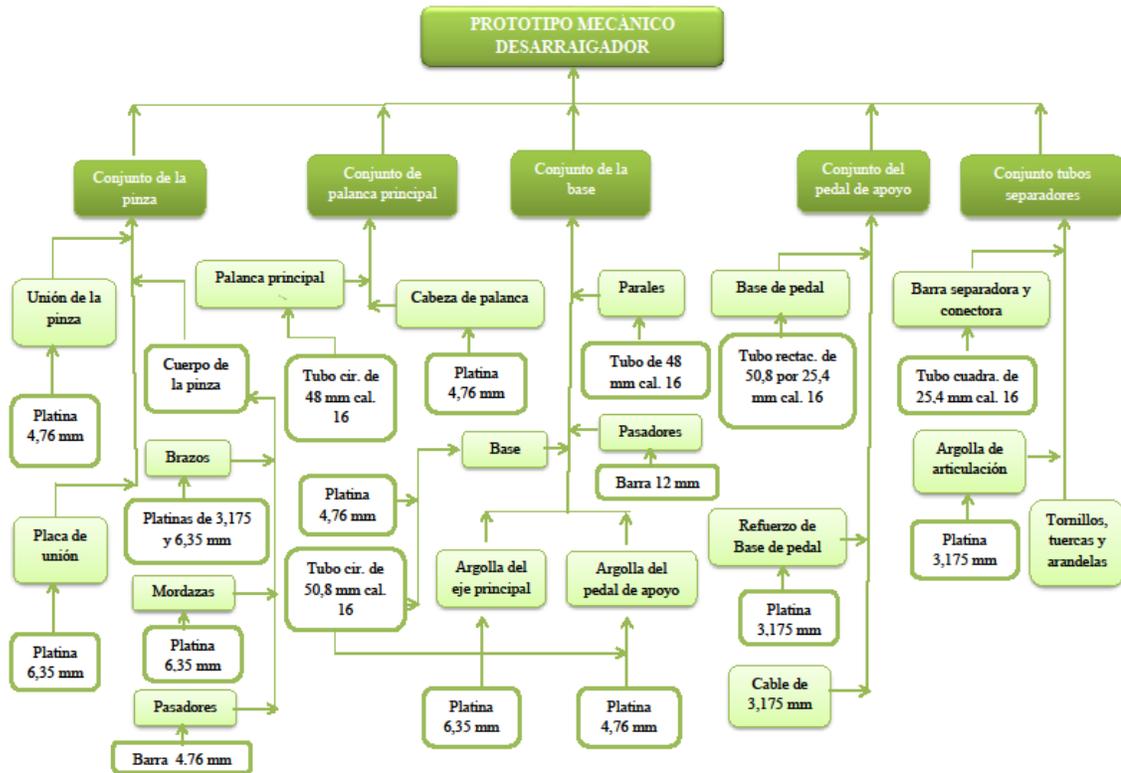


Figura 74. Representación esquemática del prototipo mecánico desarraigador.

3.1. CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL CONJUNTO DE LA PINZA DE SUJECIÓN.

Para la elaboración de este conjunto se hace necesario la construcción de las siguientes piezas: brazos, mordazas, unión de la pina y la placa de unión.

3.1.1. Brazos AB y AC

Los brazos AB y AC, están contruidos a partir de platinas de acero A36 de 6,35 mm y 3,175 mm de espesor respectivamente y la longitud de cada uno es de 90 mm. Para la elaboración se cortan las platinas y se les realizan perforaciones con brocas de 6,35 mm y 4,76 mm en los que se alojan los pasadores. (Ver Anexo 6)

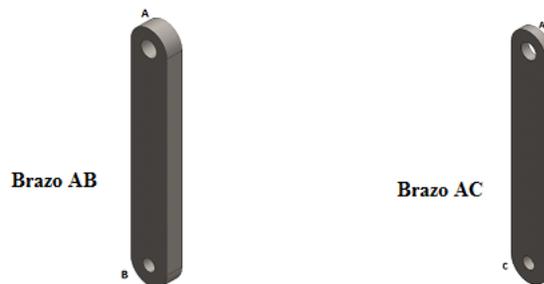


Figura 75. Brazos AB y AC.

3.1.2. Brazos BDF

El brazo BDF, está construido a partir de una platina de acero A36 de 6,35 de espesor, para la elaboración se corta la platina y se le realizan perforaciones con una broca de 4,76 mm en los que se alojan los pasadores, en el punto F del brazo va un pasador de 7,94 mm de diámetro el cual se suelda a este con un electrodo E6011. (Ver Anexo 7)

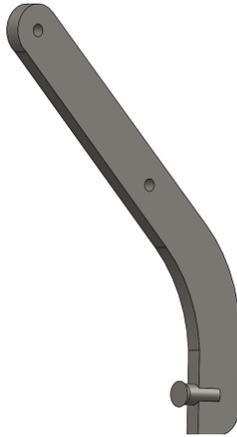


Figura 76. Brazos BDF.

3.1.3. Brazos CDE

El brazo CDE, está construido a partir de dos platinas de acero A36 de 3,175 mm de espesor, espaciadas entre ellas por una platina de 6,35 mm de espesor la cual sirve como soporte para el pasador que va en el punto E, para la elaboración se cortan las platinas con un ancho de 23 mm y se sueldan estas con un electrodo E6011, después se le realizan perforaciones con brocas de 4,76 mm en los que se alojan los pasadores. (Ver Anexo 7)



Figura 77. Brazos CDE.

3.1.4. Mordazas

Para construir las mordazas se utilizaron platinas de 6,35 mm de espesor y una varilla de 4,76 mm de diámetro para realizar los punzones, para la elaboración se cortan las platinas con un ancho de 40 mm y se les realiza un doble de 43° de radio mayor, después se le realizan perforaciones con una broca 4,76 mm en los que se alojan los punzones los cuales se cortan con una longitud de 10 mm y se sueldan con un electrodo E6013 a la platina. (Ver Anexo 8)

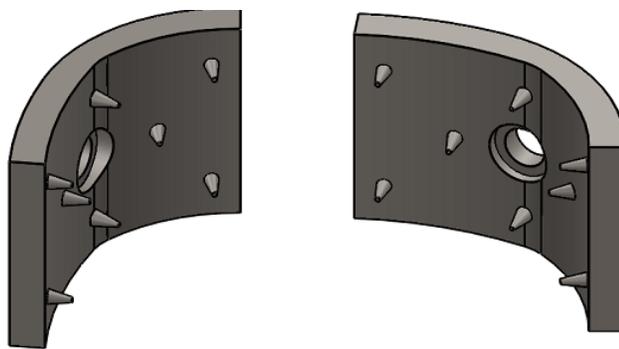


Figura 78. Mordazas.

3.1.5. Conexión de pinza

Para la construcción de la conexión de la pinza se hace necesario la elaboración independiente de dos piezas, las cuales se realizan en acero A36 de 4,76 mm de espesor. Para elaborar la primera pieza se hace necesario de una platina de 60 por 25 mm a la cual se le realiza un doble de 180° dejando un espacio de 6,35 mm, la segunda pieza tiene las mismas dimensiones que la primera y también se le realiza un dobles de 180° pero se le deja un espacio de 12,7 mm, una vez terminadas los dos piezas se procede a soldar con un electrodo E6011 y se les realizan perforaciones a las piezas con una broca de 6,35 mm en los que se alojan los pernos. (Ver Anexo 9).

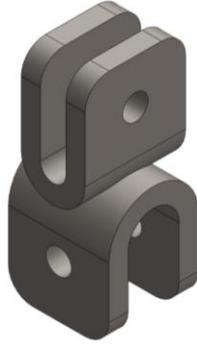


Figura 79. Conexión de la pinza.

3.1.6. Placa de unión

La placa de unión está conformada por dos piezas, una platina de acero A36 de 6,35 mm de espesor y dos bujes de acero AISI 1020, para la construcción se corta la platina y se les realizaron perforaciones con brocas 6,35 mm y 9,5 mm en los que se alojan los, para elaborar los bujes se utiliza una varilla de 9,5 mm de diámetro de acero AISI 1020 a la cual se le realiza en el torno un proceso de taladrado para dejar un agujero de 6,35 mm de diámetro en los cuales van los pernos, por último se sueldan con electrodos E6013 los bujes a la platina. (Ver Anexo 10).

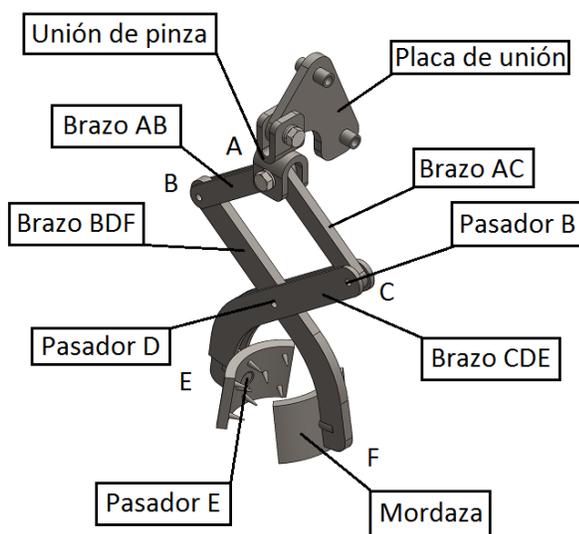


Figura 80. Placa de unión.

3.1.6. Ensamble del conjunto de la pinza

Obtenidas todas las partes se procede al ensamble de la pinza, como se muestran en la figura 81.

Figura 81. Pinza de sujeción



Fuente: realizado en SolidWorks 2015.

3.2. CONJUNTO DE LA BASE

Para la elaboración de este conjunto se hace necesario la construcción de las siguientes piezas: base, parales, argollas del eje principal, argollas del pedal de apoyo y pasadores.

3.2.1. Base

La base está conformada por tres piezas: una platina de 150 por 280 mm de acero A36 de 4,76 mm de espesor, dos tubos de acero ASTM A653 SS grado 230 con longitudes de 53 mm de 50,8 mm de diámetro calibre 16 y se emplea 60 mm de una varilla de acero AISI

1020 de 16mm de diámetro para realizar los bujes. Para la construcción se le realiza unos dobles a la platina de 90° para que tome la forma que se muestra en la figura 82, para elaborar los bujes se realiza en el torno un proceso de taladrado a la varilla para dejar un agujero de 12 mm de diámetro, y por último se sueldan con electrodos E6013 los tubos y los bujes en la platina. (Ver Anexo 11).

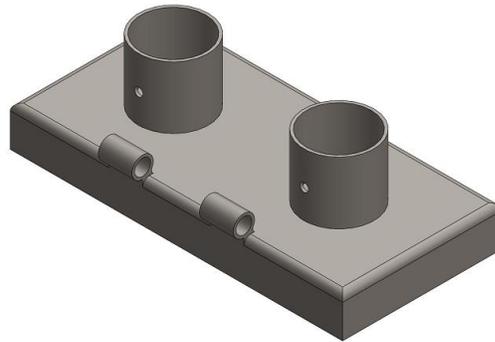


Figura 82. Base.

3.2.1. Parales

Para la construcción del paral se hace necesario 766 mm de un tubo de acero ASTM A653 SS grado 230 de 48,5 mm de diámetro calibre 16, a los cuales se les realiza una perforación con una broca de 12 mm en los que se aloja un pasador. (Ver Anexo 12).



Figura 83. Paral

3.2.2. Argollas del eje principal

Para la elaboración de la argolla del eje principal se hace necesario 50 mm de un tubo ASTM A653 SS grado 230 de 50,8 mm de diámetro calibre 16, una platina de 52 por 34 mm de acero A36 de 6,35 mm de espesor y una platina circular de 48,5 mm de diámetro de acero A36 de 4,76 de espesor, para la construcción se le realiza una perforación a la platina rectangular con una broca de 12 mm en el que va el eje principal y después se procede a soldar con electrodos E6011 las piezas. (Ver Anexo 12).

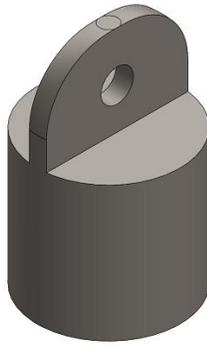


Figura 84. Argolla del eje principal

3.2.3. Argolla del pedal de apoyo

Para la elaboración de la argolla del pedal de apoyo se hace necesario 60 mm de un tubo ASTM A653 SS grado 230 de 50,8 mm de diámetro calibre 16, una platina de 60 por 25 mm de acero A36 de 4,76 mm de espesor, para la construcción se le realiza una perforación a la platina con una broca de 12 mm en donde va el eje del pedal de apoyo y después se procede a soldar con electrodos E6011 las piezas. (Ver Anexo 13).

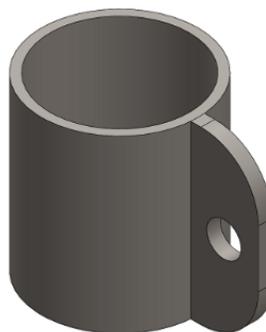


Figura 85. Argolla del pedal de apoyo

3.2.4. Pasador de la barra separadora AB

Para la elaboración del pasador se hace necesario 190 mm de una varilla de acero AISI 1020 de 12 mm de diámetro, a la cual se le realiza dos perforaciones con una broca de 2,38 mm en los que se alojan unos pines de sujeción. (Ver Anexo13).



Figura 86. Pasador AB

3.2.5. Pasador del pedal de apoyo

Para la elaboración del pasador se hace necesario 150 mm de una varilla de acero AISI 1020 de 12 mm de diámetro, a la cual se le realiza dos perforaciones con una broca de 2,38 mm en los que se alojan unos pines de sujeción. (Ver Anexo13).



Figura 87. Pasador del pedal de apoyo

3.2.6. Pasador del eje principal

Para la elaboración del pasador se hace necesario 150 mm de una varilla de acero AISI 1020 de 12 mm de diámetro, a la cual se le realiza dos perforaciones con una broca de 2,38 mm en los que se alojan unos pines de sujeción. (Ver Anexo13).



Figura 88. Pasador del eje principal

3.2.7. Pasador de la bisagra

Para la elaboración del pasador se hace necesario 140 mm de una varilla de acero AISI 1020 de 12 mm de diámetro, a la cual se le realiza dos perforaciones con una broca de 2,38 mm en los que se alojan unos pines de sujeción. (Ver Anexo13).

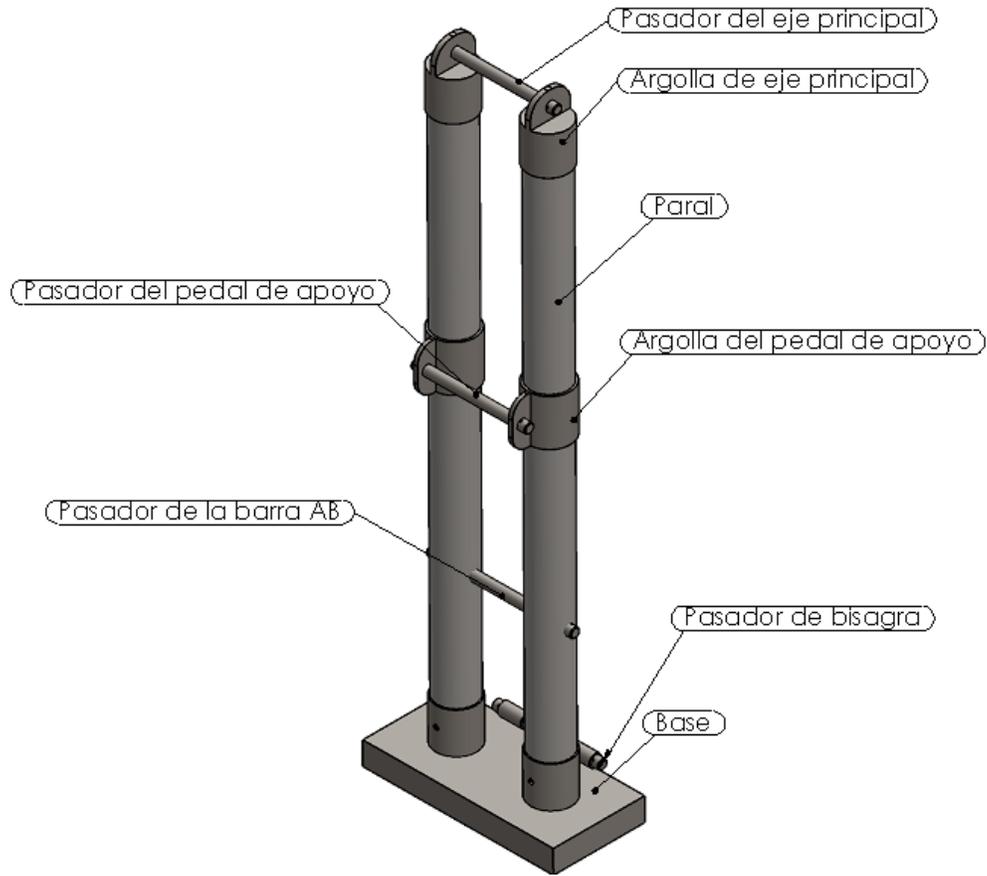


Figura 89. Pasador de la bisagra

3.2.8. Ensamble del conjunto base

Obtenidas todas las partes se ensambla el conjunto base como se muestra en la figura 90.

Figura 90. Ensamble del conjunto base



Fuente: realizado en SolidWorks 2015.

3.3. CONJUNTO DE LA PALANCA PRINCIPAL.

Para la elaboración de este conjunto se hace necesario la construcción de las siguientes piezas: cabeza de palanca y palanca principal.

3.3.1. Cabeza de palanca

Para elaboración la cabeza de palanca, se utilizan dos platinas de 431 por 56 mm, dos platinas de 99 por 9 mm de acero A36 de 4,76 mm de espesor y 118 mm de varilla de 16 mm de diámetro de acero AISI 1020, para la construcción de la cabeza de palanca se procede a realizar perforaciones con brocas de 6,35 mm y 12 mm a las platinas como se muestra en la figura 94 , por otra parte para construir el buje se realiza en el torno un proceso de taladrado a la varilla para dejarla con un agujero de 12 mm, en el cual va el pasador de la palanca principal, por ultimo se sueldan con un electrodo E6011 todas las piezas.(Ver Anexo14).

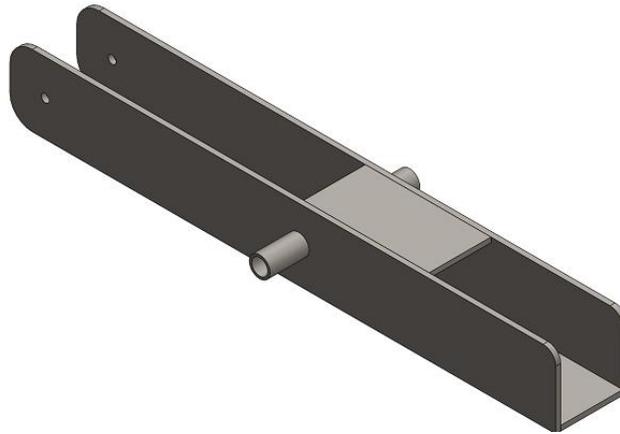


Figura 91. Cabeza de palanca

3.3.2. Palanca principal

Para la construcción de la palanca principal se hace necesario 1300 mm de un tubo de acero ASTM A653 SS grado 230 de 48,5 mm de diámetro calibre 16. (Ver Anexo 14).

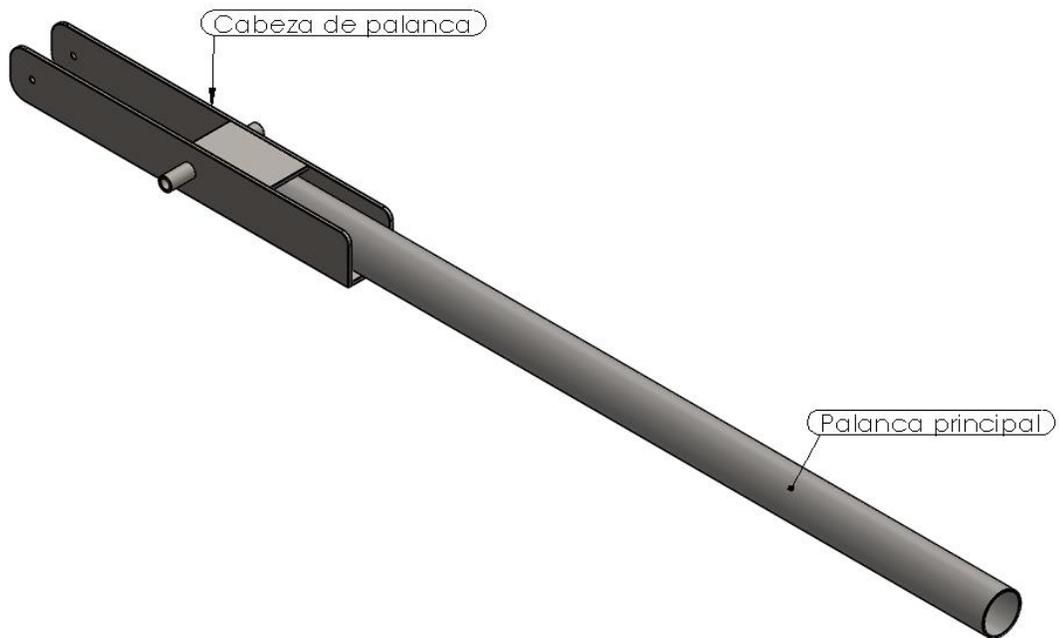


Figura 92. Palanca principal

3.3.3. Ensamble del conjunto de la palanca principal

Obtenidas todas las partes se ensambla el conjunto de la palanca principal como se muestra en la figura 93.

Figura 93. Ensamble del conjunto de la palanca principal



Fuente: realizado en SolidWorks 2015.

3.4. CONJUNTO DE BARRAS SEPARADORAS

Para la elaboración de este conjunto se hace necesario la construcción de las siguientes piezas: barra separadora AB, barra conectora AC y argolla de articulación.

3.4.1. Barra separadora AB

Para la construcción de la barra AB, se hace necesario 410 mm de un tubo cuadrado de acero AISI 1008 de 25,4 mm de diámetro calibre 16, y 74 mm de una varilla de acero 1020 de 12,7 mm de diámetro, para elaborar esta pieza primero se realizan perforaciones al tubo con brocas de 6,35 mm y 12 mm, como se muestran en las figuras 97, por otra parte para construir el buje se realiza en el torno un proceso de taladrado a la varilla para dejarla con un agujero de 10 mm, en el cual va el pasador AB, así se procede a soldar el buje con un electrodo E6013 en el tubo. (Ver Anexo 15).

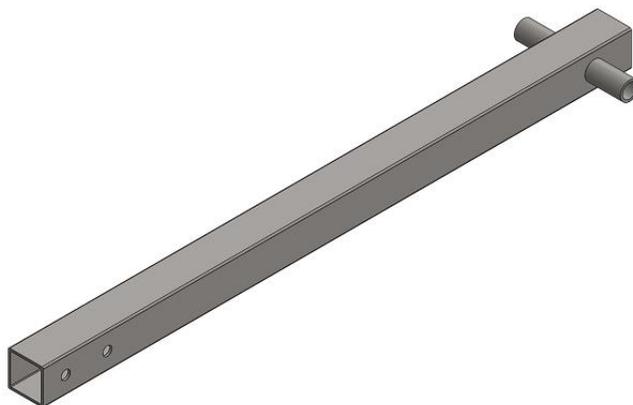


Figura 94. Vista frontal de la barra AB

3.4.2. Barras conectora AC

Para la construcción de la barra AB, se hace necesario 524 mm de un tubo cuadrado de acero AISI 1008 de 25, mm de diámetro calibre 16, y 49 mm de una varilla de acero 1020 de 12,7 mm de diámetro, para elaborar esta pieza primero se realizan perforaciones al tubo con una broca de 6,35 mm en la que se aloja los tornillos, como se muestran en las figuras 98, por otra parte para construir el buje se realiza en el torno un proceso de taladrado a la varilla para dejarla con un agujero de 6,35 mm, en el cual va el pasador AB, así se procede a soldar el buje con un electrodo E6013 en el tubo. (Ver Anexo 15).

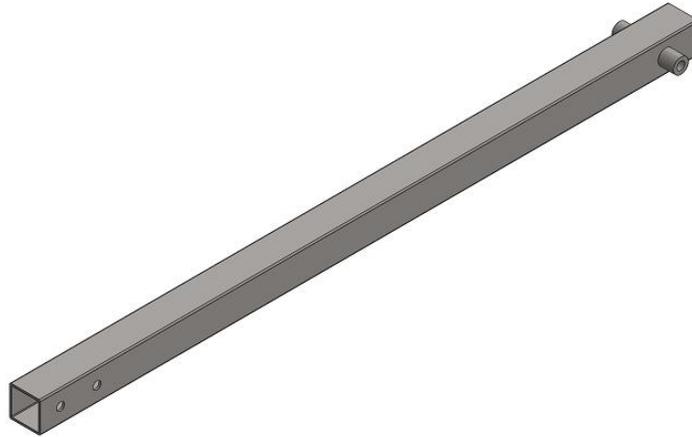


Figura 95. Vista frontal de la barra AC

3.4.3. Argolla de articulación

Para la elaboración de la argolla de articulación se hace necesario de 94 por 25,4 mm de una platina de acero A36 de 3,175 mm de espesor, a la cual se le realiza tres perforaciones con una broca de 6,35 mm en los que se alojan los tornillos. (Ver Anexo16).

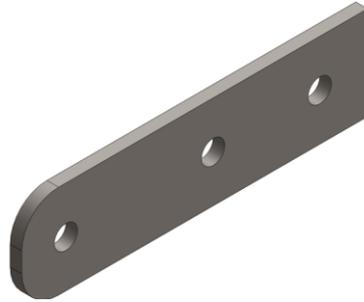
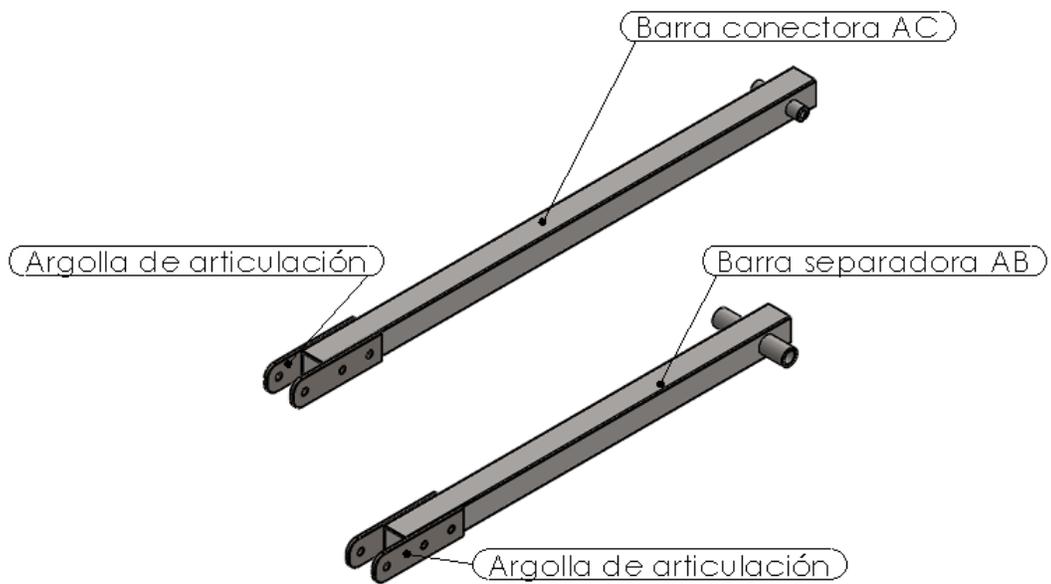


Figura 96. Argolla de articulación

Ensamble de barras separadoras

Obtenidas todas las partes se ensambla el conjunto de barras separadoras como se muestra en la figura 97.

Figura 97. Ensamble del conjunto de barras separadoras



Fuente: realizado en SolidWorks 2015.

3.5. CONJUNTO DE PEDAL DE APOYO

Para la elaboración de este conjunto se hace necesario la construcción de las siguientes piezas: base de pedal, refuerzo de base de pedal, articulación de bisagra, cable tensor, conector y pasador de pedal.

3.5.1. Base de pedal

Para construcción de la base de pedal, se hace necesario 1200 mm de tubo rectangular de 50,8 por 25,4 mm de acero AISI 1008, al cual se le realiza una perforación con una broca de 6,35 mm en la que se aloja un pasador. (Ver Anexo16).

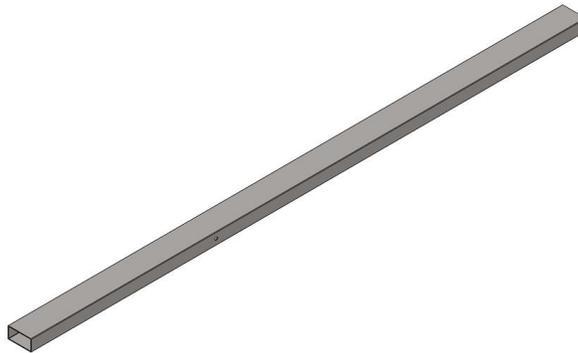


Figura 98. Base de pedal.

3.5.2. Agarre inferior del cable tensor

Para la elaboración del refuerzo de la base del pedal, se hace necesario de 179 por 80 mm de una platina de acero A36 de 4,76 mm de espesor y 80 por 20 mm del mismo acero, para la construcción se cortan las platinas como se muestra en la figura 99 (Ver Anexo

16). y se sueldan estas con electrodos E6011, por ultimo a la pieza se le realizan una perforación con una broca de 6.35 mm en las que se aloja un pasador.

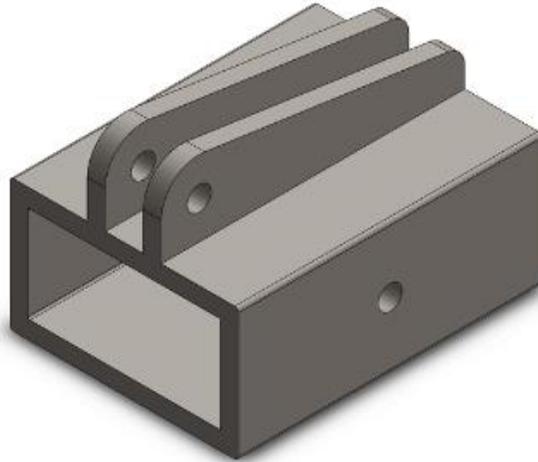


Figura 99. Refuerzo de la base de pedal

3.5.3. Articulación de la bisagra

Para la elaboración de la articulación de la bisagra, se hace necesario una platina de 60 por 50,8 mm de acero A36 de ,76 mm de espesor y una varilla de 16 mm de diámetro de acero AISI 1020, para la construcción se corta la platina y se suelda con un electrodo E6011 como se muestra en las figura 100, después se realiza en el torno un proceso de taladrado en la varilla para dejar un agujero de 12 mm de diámetro y así se formaría el buje que posteriormente se suelda con un electrodo E6013 en la platina. (Ver Anexo17).

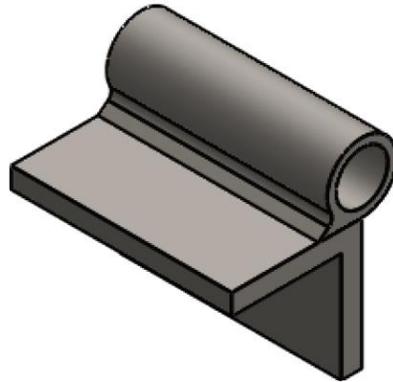
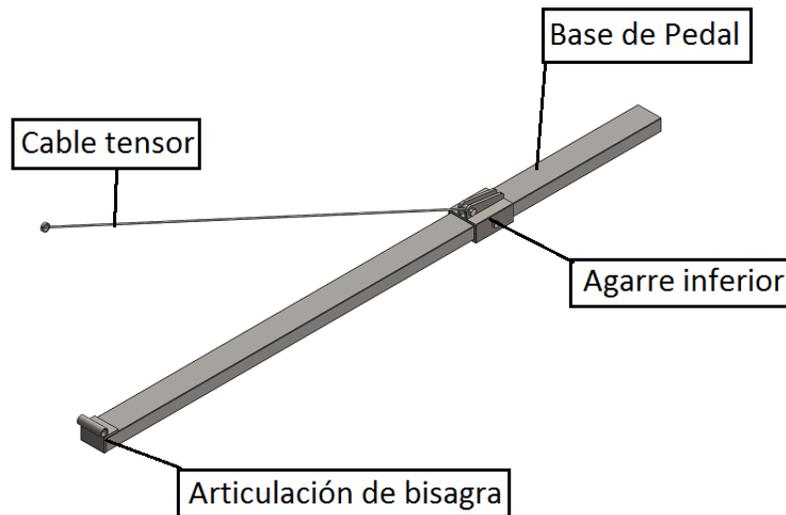


Figura 100. Articulación de la bisagra

3.5.4. Ensamble de pedal de apoyo

Obtenidas todas las partes se ensambla el conjunto de barras separadoras como se muestra en la figura 101.

Figura 101. Ensamble de pedal de apoyo

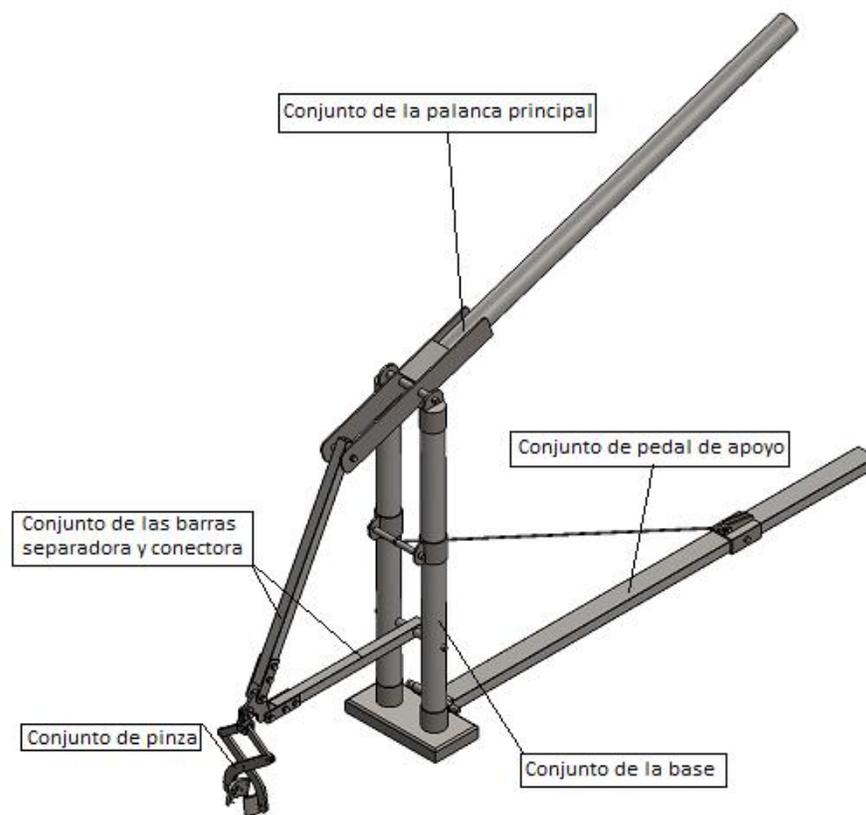


Fuente: realizado en SolidWorks 2015.

3.6. ENSAMBLE DEL PROTOTIPO MECÁNICO DESARRAIGADOR

Obtenidos todos los conjuntos del prototipo mecánico desarraigador se ensambla como se muestra en la figura 102.

Figura 102. Ensamble del prototipo mecánico desarraigador.



Fuente: realizado en SolidWorks 2015.

4. EVALUACIÓN Y VALIDACIÓN

En el presente capítulo se describe la evaluación realizada al prototipo mecánico desarraigador de una planta de yuca una vez construido, la cual consistió en realizar pruebas de campo en diferentes suelos para observar el desempeño del mismo, obtener resultados y plantear modificaciones necesarias al prototipo para mejorar su desempeño. Una vez realizadas las modificaciones, se procedió nuevamente a la evaluación del prototipo repitiendo las pruebas y realizando un análisis de los resultados. Por último, se validó el prototipo al comparar su desempeño con respecto a los métodos tradicionales más eficientes.

4.1. Pruebas

Teniendo el equipo construido, el siguiente paso fue realizar pruebas en varios terrenos para conocer la manera en la que se desempeña el prototipo.

4.1.1. Zona 1.

Las primeras pruebas se realizaron en el municipio de San Pelayo (cabecera municipal), a principios del mes de abril. En la zona donde se encontraba este cultivo, el terreno es plano, de textura oscura y se encontraba seco debido a la falta de lluvias. Las plantas de yuca desarraigadas fueron de clase chirosa de 9 meses de edad, con un grosor promedio del tallo de 50 mm. Para realizar las pruebas del prototipo, se cortó el tallo de la planta de yuca y se sujetó con las mordazas de la pinza como se muestra en la figura 103, luego se aplicaron cargas (repetitivas, verticales y hacia abajo) a la palanca principal para

descompactar el terreno donde se encuentra el tubérculo y cuando se descompactó la raíz se aplicó una carga continua para terminar de extraer la yuca figura 104.



Figura 103. Montaje de la pinza sujetando el tallo de la yuca.



Figura 104. Montaje en campo de la zona 1.

4.1.1.1. Resultados de la zona 1

Los resultados obtenidos después de realizar las primeras cuatro pruebas del prototipo se presentan en la tabla 15.

Tabla 15. Resultados en la zona 1.

Zona 1 (prueba piloto)				
Peso total de yucas arrancadas por planta (kg)	Peso de yucas partidas (kg)	Tiempo de montaje (s)	Tiempo de extracción (s)	Tiempo total (s)
6	0	43	60	103
4,5	0	50	40	90
3,5	0,75	46	30	76
4,25	1	55	30	85

Las observaciones después de realizar estas pruebas son las siguientes:

- Los mecanismos del prototipo funcional satisfactoriamente.
- Las partes del prototipo, como la base, no interfieren con las raíces de la planta yuca en el proceso de extracción.
- La altura de la palanca permitió realizar la labor de extracción sin que el operario tenga la necesidad de flexionar la columna vertebral hasta posiciones que impliquen riesgo de lesión.

- El esfuerzo del operario para realizar la labor de extracción es mínimo, comparado con los métodos tradicionales.
- La cantidad de yuca que se partió fue de 9,6%.
- El tiempo de extracción depende en gran parte de la cantidad de tubérculo que tenga la planta de yuca.
- El tiempo de montaje en las pruebas es mayor que el tiempo de extracción, esto se debe a que la pinza no se sujetaba lo suficiente al tallo, ya que las mordazas no penetraban la corteza del mismo para asegurar un mejor agarre, y debido a la fuerza que se le aplicaba a las mordazas, estas desprendían la corteza ocasionando que la pinza se deslizara del tallo dificultando la labor de extracción.

Analizando los primeros resultados, se obtuvo el desempeño esperado por la unidad investigativa, el cual es un buen funcionamiento del prototipo, causando el menor daño posible del tubérculo al extraerlo. El único problema que se presentó en las pruebas fue un muy alto tiempo de montaje que le resta desempeño al prototipo, y la causa directa de este problema fueron las mordazas.

Para tratar de solucionar este problema se modificará el agarre de las mordazas, ya que estas cuentan con un sistema de estrías (figura 105) las cuales están en contacto con el tallo, pero por sus características no se sujetaban al tallo como debían, es por esto que se optó por ponerle unos punzones en vez de estrías como se muestra en la figura 106.

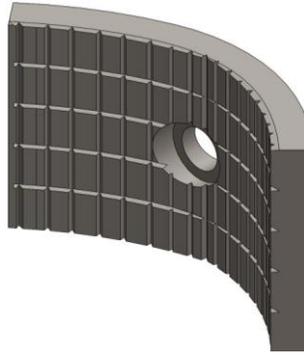


Figura 1055. Mordaza con estrías.

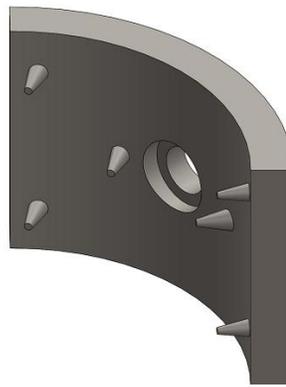


Figura 106. Mordaza con seis punzones

La función de los punzones, es penetrar la corteza del tallo de la planta de yuca y así asegurar un mayor agarre de las mordazas. A cada mordaza se le fijaron seis punzones elaborados en varillas de acero 1020 de 3,18 mm de diámetro con una distancia sobresaliente 5 mm de la mordaza, como se muestra en la figura 107.

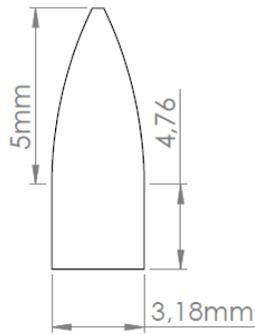


Figura 107. Medidas de los punzones

Al realizar los pertinentes cambios en las mordazas se procedió a realizar pruebas para observar la posible mejora del desempeño del prototipo.

4.1.2. Zona 2.

Estas pruebas se realizaron en el corregimiento de Carrillo-San Pelayo a principios del mes de abril. En la zona donde se encontraba el cultivo, es terreno plano, era un antiguo humedal y presenta una textura agrietada debido a la falta de lluvias. Las plantas de yuca desarraigadas fueron de clase chirosa de 7 meses de edad, con un grosor promedio del tallo de 30 mm. Para realizar las pruebas se utiliza el mismo procedimiento que en la zona 1. En la figura 108, se muestra el montaje en campo en la zona 2.



Figura 1088. Montaje en campo de la zona 2.

4.1.2.1. Resultados en la zona 2 con las mordazas de seis punzones.

Los resultados obtenidos después de realizar las pruebas se presentan en la tabla 16.

Tabla 16. Resultados en la zona 2 con las mordazas de seis punzones.

Zona 2 con las mordazas de seis punzones				
Peso total de yucas arrancadas (kg)	Peso de yucas partidas (kg)	Tiempo de montaje (s)	Tiempo de extracción (s)	Tiempo total (s)
5,25	1,5	42	40	82
4,5	1,25	47	40	87
2	0,25	57	77	134
0,5	0	38	30	68
1	0	45	35	80
2,5	0	40	15	55
3,5	0	43	16	39

Las observaciones después de realizar estas pruebas son las siguientes:

- El desempeño del prototipo es similar al que se presentó en la zona 1.
- El tiempo de montaje disminuyó en comparación con el de zona 1, aunque se siguieron presentando deslizamientos en algunos tallos.
- El agarre de las mordazas con los punzones fue el esperado, ya que estos penetraban la corteza del tallo y se sujetaban fuertemente evitando el deslizamiento y la pérdida de tiempo en el montaje.
- Uno de los problemas que se presentó en esta zona, fue ocasionado por el grosor del tallo de varias plantas, ya que estas desarrollaron sus tallos con grosores de 30 mm o menos, el cual dificultaba el agarre de las mordazas, puesto que los punzones

se encontraban distribuidos de tal forma que en el centro de las mordazas había un espacio, el cual era la parte de las mordazas que sujetaban dichos tallos, y al no encontrar apoyo se producía el deslizamiento de estas.

Analizando estos resultados, se puede decir que el desempeño del prototipo fue el esperado, pero se presentan problemas de las mordazas para el agarre de tallos de plantas de yucas con grosores iguales o menores 30 mm, debido a la posición de los punzones.

Para solucionar este problema se llegó a la conclusión que hay que adaptarle dos punzones en la parte central de cada mordaza, para poder sujetar, sin problemas de deslizamiento, tallos con grosores de 30 mm o menores. En las figuras 109 y 110 se muestran las configuraciones de las mordazas con seis y ocho punzones respectivamente.

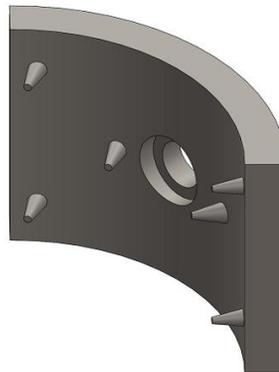


Figura 109. Mordaza con seis punzones.

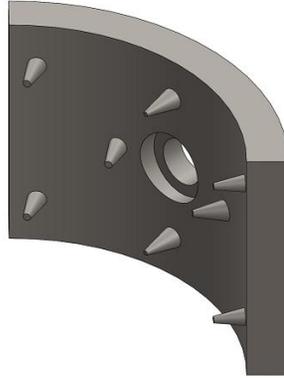


Figura 110. Mordaza con ocho punzones.

Al realizar la adaptación de los dos nuevos punzones en cada mordaza se procedió a realizar pruebas en la misma zona, para observar la posible mejora del desempeño del prototipo.

4.1.2.1. Resultados en la zona 2 con las mordazas de ocho punzones.

Los resultados obtenidos después de realizar las pruebas en esta zona se presentan en la tabla 17.

Tabla 17. Resultados en la zona 2 con las mordazas de ocho punzones.

Zona 2 con las mordazas de ocho punzones				
Peso total de yucas arrancadas (kg)	Peso de yucas partidas (kg)	Tiempo de montaje (s)	Tiempo de extracción (s)	Tiempo total (s)
1,75	0,5	33	40	73
2,75	0,75	37	85	122
2,25	0,25	32	42	74
4	0,25	34	63	97
1,75	0,5	30	53	83
3,25	0	29	14	43

Las observaciones después de realizar estas pruebas son las siguientes:

- El desempeño del prototipo es mejor al que se presentó en la zona 2 con mordazas de seis punzones.
- En estas pruebas no se produjeron deslizamientos de las mordazas, y debido a estos el tiempo de montaje disminuyó en comparación con la zona 2 con mordazas de seis punzones.

Analizando los resultados, se puede decir que el desempeño del prototipo es mayor en comparación con las pruebas de las zonas 1 y 2 con mordazas de seis punzones, y con la implementación de los punzones en el centro de las mordazas se garantiza que se pueden

arrancar yucas con grosores de tallos iguales o inferiores a 30 mm, sin presentar deslizamientos.

Al conocer que el prototipo funciona correctamente para plantas de yuca con grosores de 30 mm o menores, se realizaron pruebas para observar el desempeño del prototipo desarraigando plantas de yuca con grosores de tallos mayores a 30 mm.

4.1.3. Zona 3

Estas mediciones se realizaron en el corregimiento de Bongamella-San Pelayo a principios del mes de abril. Donde el terreno presenta relieves y el suelo una textura rojiza como un posible suelo arcilloso, que se encontraba agrietado por la falta de lluvias. El tipo de yuca desarraigada fue mona-blanca de 9 meses de edad, con un grosor promedio del tallo de 60 mm. Para realizar las pruebas se utiliza el mismo procedimiento que en la zona 1. En la figura 111, se muestra el montaje en campo en la zona 3.



Figura 111. Montaje en campo de la zona 3.

4.1.3.1. Resultados de la zona 3.

Los resultados obtenidos del prototipo, después de realizar las pruebas en la zona 3 se presentan en la tabla 18.

Tabla 18. Resultados en la zona 3.

Zona 3				
Peso total de yucas arrancadas (kg)	Peso de yucas partidas (kg)	Tiempo de montaje (s)	Tiempo de extracción (s)	Tiempo total (s)
7	2,5	33	92	125
6,75	1,5	25	60	85
5,25	1,25	30	75	105
8,25	3,5	34	110	144
7,5	3,25	27	145	172
2,5	0,75	33	32	65
4,25	1	38	55	93

Las observaciones después de realizar estas pruebas son las siguientes:

- El prototipo se desempeñó bien en estos terrenos inclinados.
- En estas pruebas el total de yucas partidas es mayor que en las otras zonas, debido a las características del terreno, ya que este dificultaba la labor por la resistencia que presentaba el suelo al realizar la extracción, debida a la falta de humedad que también afectaba la resistencia de los tubérculos.
- El tiempo de extracción del tubérculo es mayor que en las otras zonas, por la resistencia que ofrecía el terreno al realizar esta labor.
- En algunas mediciones al realizar la extracción las mordazas se deslizaban del tallo, ocasionando una disminución del desempeño del prototipo.

Al realizar un análisis de estos resultados, se puede decir que el desempeño del prototipo para zonas que presentan inclinación es el esperado por la unidad investigativa, con el único problema que las mordazas en algunas mediciones se deslizaban del tallo, debido a que los punzones no penetraban en su totalidad la corteza del tallo, y al aplicar carga a la palanca principal la mordaza desprendía la corteza dificultando la labor de extracción.

Para solucionar este problema, se hicieron punzones más largos para garantizar que penetren completamente la corteza de los tallos y así evitar el deslizamiento de las mordazas. Los nuevos punzones se elaboraron en varillas de acero 1020 de 4,76 mm de diámetro con una distancia sobresaliente de la mordaza igual a 10 mm. En la figura 112 y 113 se muestran estos.

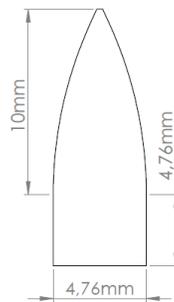


Figura 112. Medidas de los nuevos punzones.

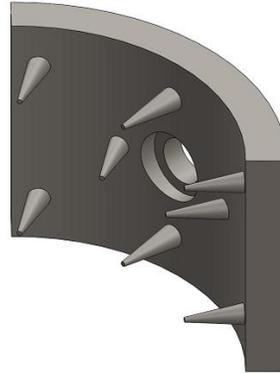


Figura 113. Mordaza con los nuevos punzones.

Después de realizar las modificaciones de los punzones se procedió a realizar pruebas para observar el desempeño del prototipo.

4.1.4. Zona 4

Estas pruebas se realizaron en el corregimiento las Carrillo-San Pelayo a principios del mes de abril. La zona de ubicación del cultivo es plana y en la orilla del río Sinú, el suelo presenta una textura oscura con cierto contenido de limo y también partes secas y húmedas. El tipo de yuca que se desarraigó era chirosa de 10 meses de edad, con un grosor promedio del tallo de 60 mm. Para realizar las pruebas se utiliza el mismo procedimiento que en la zona 1. En la figura 114 se muestra la pinza sujetando el tallo y en la figura 115 se muestra el montaje en campo en la zona 4.



Figura 114. Montaje de la pinza sujetando el tallo en la zona 4.



Figura 115. Montaje en campo de la zona 4.

4.1.4.1. Resultados de la zona 4.

Los resultados obtenidos después de realizar las pruebas en la zona 4 del prototipo se presentan en la tabla 19.

Tabla 19. Resultados en la zona 4.

Zona 4				
Peso total de yucas arrancadas (kg)	Peso de yucas partidas (kg)	Tiempo de montaje (s)	Tiempo de extracción (s)	Tiempo total (s)
10	1,75	15	145	160
7,25	1,5	17	37	54
3,75	0,75	14	40	54
6,75	0,75	17	50	67
4,5	0	15	38	53
6,5	0,5	16	27	43
1,75	0,5	12	20	32
1,75	0	13	12	25

Las observaciones después de realizar las pruebas en la zona 4 son las siguientes:

- El desempeño del prototipo, igual que en las zonas anteriores, funcionan correctamente.
- Los punzones penetraban toda la corteza del tallo de yuca evitando deslizamiento.
- Los tiempos de montaje, en comparación con las zonas anteriores, disminuyeron notablemente debido a que no se producían deslizamientos de las mordazas cuando sujetaban el tallo de las plantas.

- No se presentaron problemas en el montaje ni tampoco en el funcionamiento del prototipo.
- La cantidad de tubérculos que se partieron fueron mayores en las plantas que se ubicaban en las zonas secas del terreno.

Al realizar un análisis de estas pruebas se puede decir que el prototipo funciona correctamente para tallos con grosores mayores a 30 mm, y con esto se cumplen lo planteado por la unida investigativa lo cual es el buen funcionamiento de todos los mecanismos del prototipo, para tallos de yucas con grosores de 20 a 70mm.

Por último, se hicieron unas observaciones generales del prototipo, con base a las pruebas realizadas en las distintas zonas:

- El desempeño del prototipo fue aumentando a medida que se le realizaban las modificaciones.
- La cantidad de yuca partida y el tiempo de extracción, depende en gran parte de las características del terreno, del tipo de yuca, la cantidad de tubérculo que tenga la planta y la manipulación del prototipo.
- Con la implementación de los nuevos punzones el tiempo de montaje disminuyo.
- Con base a los resultados obtenidos en la última zona donde se realizaron las pruebas, la unidad investigativa llego a la conclusión que el prototipo funciona correctamente a la hora de realizar la labor de la extracción de las plantas de yuca, por lo cual no se le realizaran más modificaciones.

4.2. VALIDACIÓN

Para la validación se realizaron pruebas del rendimiento del prototipo y los resultados se compararon con los obtenidos por los métodos tradicionales de extracción de plantas de yuca. En este caso se probaron el método por palanca y por arrancador, figura 116 y 117 respectivamente. Las pruebas se realizaron en la zona 4, ya que fue el único terreno donde las pruebas se podían hacer de una manera equitativa al utilizar los distintos métodos de extracción, puesto que, si se utilizaran en la zona 2 o la 3, los métodos tradicionales presentarían un desempeño deficiente en cuanto a la cantidad de yuca partida y en los tiempos de extracción, además de las posibles lesiones ocasionadas a los campesinos, debido a las características de estos terrenos.

Las pruebas consistían en medir el tiempo de montaje, el tiempo de extracción y la cantidad de yuca partida, para cada uno de los métodos seleccionados.



Figura 116. Metodo con palanca



Figura 117. Metodo con arrancador.

El procedimiento para realizar las pruebas fue el siguiente:

Para la extracción de la yuca con el prototipo se siguieron los siguientes pasos:

1. Se escogieron cuatro plantas de yuca, con características similares y se cortaron los tallos dejando una porción de este de 60 a 100 mm de longitud.
2. Se sujetó la pinza al tallo.
3. Se aplicaron cargas repetitivas en la palanca principal para descompactar el terreno, una vez descompactado el terreno se aplicó una carga continua para terminar de extraer los tubérculos.
4. Luego de extraer completamente los tubérculos, se cortaron del tallo y se separaron los partidos.
5. Por último, se pesaron los tubérculos partidos y el total de tubérculos obtenidos.
6. Este procedimiento se realizó para el resto de matas de yuca.

- El tiempo de montaje comenzó cuando se cortó el tallo hasta que la pinza se sujetó a éste.
- El tiempo de extracción comenzó cuando la pinza se sujetó al tallo hasta que se extrajeron completamente los tubérculos.

Se realizaron ocho mediciones con los métodos tradicionales, cuatro con el método con palanca y cuatro con arrancador.

- para la extracción de las plantas de yuca con el método de palanca se siguieron los siguientes pasos:
 1. Se escogieron cuatro matas de yuca, con características similares y se cortaron los tallos dejando una porción de este de 300 a 400 mm de longitud.
 2. Se sujetó este con una cuerda, la cual se ata a un palo que sirve como palanca contra el suelo.
 3. Se aplicó en el palo una fuerza continua hacia arriba para extraer los tubérculos.
 4. Luego de extraer completamente los tubérculos, se cortaron estos del tallo y se separaron los partidos.
 5. Por último, se pesaron los tubérculos partidos y el total de tubérculos obtenidos.
 6. Este procedimiento se realiza para el resto de plantas de yuca.
- para la extracción de las plantas de yuca con arrancador se siguieron los siguientes pasos:

1. Se escogieron cuatro matas de yuca, con características similares y se cortaron los tallos dejando una porción de este de 300 a 400 mm de longitud.
2. Se enganchó con el arrancador, en donde un palo sirve como palanca contra el suelo.
3. Se aplicó en el palo una fuerza continua hacia arriba para extraer los tubérculos.
4. Luego de extraer completamente los tubérculos, se cortaron del tallo y se separaron los partidos.
5. Por último, se pesaron los tubérculos partidos y el total de tubérculos obtenidos.
6. Este procedimiento se realizó para el resto de plantas de yuca.

Los resultados obtenidos se muestran en las siguientes tablas:

Tabla 20. Resultados con el prototipo

Pruebas	1	2	3	4	Promedio
Peso total de yucas arrancadas (kg)	5,25	6,5	4,0	7,25	5,75
Peso de yucas partidas (kg)	0,25	0,5	0,0	1,0	0,44
Tiempo de montaje (s)	15	17	13	18	16
Tiempo de extracción (s)	38	42	35	55	42
Tiempo total de operación (s)	53	59	48	73	58

Tabla 21. Resultados con el método de palanca.

Pruebas	1	2	3	4	Promedio
Peso total de yucas arrancadas (kg)	4,5	6,75	3,5	7,0	5,5
Peso de yucas partidas (kg)	1,0	1,25	0,75	1,75	1,2
Tiempo de montaje (s)	27	33	24	28	28
Tiempo de extracción (s)	65	75	50	83	68
Tiempo total operación (s)	92	108	74	111	96

Tabla 22. Resultados con arrancador.

Pruebas	1	2	3	4	Promedio
Peso total de yucas arrancadas (kg)	4,75	5,75	6,5	2,75	4,95
Peso de yucas partidas (kg)	1,25	0,75	1,25	0,75	1,0
Tiempo de montaje (s)	11	10	13	9	11
Tiempo de extracción (s)	75	82	88	40	71
Tiempo total de operación (s)	86	93	101	49	83

En las figuras 118 y 119, Se puede observar la diferencia del daño que se produce a la yuca en el proceso de extracción utilizando los diferentes métodos.



Figura 118. Yucas arrancadas con el prototipo



Figura 119. Yucas extraídas con el arrancador.

Las observaciones después de realizar las pruebas con los diferentes métodos son las siguientes:

- La cantidad promedio de yucas partidas cuando se utiliza para la extracción el prototipo es 63% menor en comparación con el método de palanca y un 56% menor que con el arrancador, debido a que en el prototipo se pueden aplicar cargas

repetitivas las cuales hacen que el terreno donde se encuentran los tubérculos se aflojen, reduciendo así la resistencia que presenta el suelo y facilitando la extracción de estos, mientras que en los métodos tradicionales casi siempre la carga es continua y si el terreno presenta mucha resistencia los tubérculos tienden a partirse en mayor proporción.

- El tiempo de montaje promedio cuando se utiliza para la extracción el prototipo es 43% menor en comparación con el método de la palanca, ya que en dicho método se pierde mucho tiempo al realizar el amarre de la cuerda al tallo y posteriormente al palo que realiza la palanca. En comparación con el arrancador, el tiempo de instalación del prototipo es 31% mayor, ya que la instalación con el arrancador es más sencilla que con el prototipo.
- El tiempo de extracción promedio cuando se utiliza el prototipo es 38% menor en comparación con el método de palanca y un 41% menor que con el arrancador, esto se debe al principio que utiliza el prototipo para descompactar el terreno donde se encuentra el tubérculo, el cual consiste en realizar una serie de cargas repetitivas en la palanca principal, las cuales hacen que el terreno poco a poco valla cediendo hasta llegar un punto donde no opone resistencia para la extracción, mientras que al utilizar los métodos tradicionales es muy complicado realizar cargas repetitivas para descompactar el terreno, y por la resistencia que opone este terreno los tiempos tiendes hacer mayores que cuando se utiliza el prototipo.

- En el tiempo total promedio de operación, se presenta una disminución cuando se utiliza el prototipo del 40% en comparación con el método de palanca y un 30% respecto al método con arrancador.

Analizando estos resultados, se llegó a concluir que el prototipo satisface las necesidades plateadas, las cuales eran una disminución en los daños al tubérculo y en el tiempo de cosecha, además de la disminución del esfuerzo físico y el riesgo a lesiones en operario, en comparación con los métodos tradicionales de desarraigar plantas de yucas.

4.3. Instrucciones de manejo y mantenimiento del prototipo mecánico desarraigador.

Para un buen funcionamiento del prototipo se recomienda seguir la siguiente instrucción de manejo y mantenimiento:

4.3.1. Instructivo de manejo para realizar la labor de extracción de la yuca.

1. Seleccionar la panta de yuca que se le realizara la extracción, la cual debe tener un grosor del tallo menor o igual a 80 mm para garantizar un buen agarre de las mordazas.
2. Se debe cortar el tallo y dejarlo de una longitud entre 60 y 100 mm, para garantizar una buena posición del prototipo y un buen agarre de las mordazas.
3. Se despliega el pedal de apoyo del prototipo y se inserta la palanca principal, en la cabeza de palanca.

4. Se ubica la base del prototipo a una distancia aproximada de 460 mm del tallo de la planta de yuca de tal forma que la pinza de sujeción que encima del tallo.
5. Estando la pinza de sujeción en posición, se abre y por medio de las mordazas se sujeta el tallo ya cortado. Por el mecanismo que tiene la pinza y la configuración de las mordazas no es necesario que el operario tenga que sujetar con fuerza las mordazas al tallo, puesto que el peso de la palanca hace que las mordazas se sujeten por sí mismas y el prototipo quede en posición.
6. Con la pinza sujeta al tallo, el operario se dirige a la palanca principal, la cual agarra con las dos manos y utiliza sus pies para apoyarse en la base del pedal de apoyo.
7. El operario aplica cargas repetitivas verticales hacia abajo con el fin de descompactar el terreno donde se encuentra las raíces de la planta, cuando el operario observe que ya el terreno ha cedido, se aplica una carga continua para terminar de extraer las raíces.

4.3.2. Instructivo de mantenimiento.

El prototipo mecánico desarraigador, por su diseño y construcción tendrá mantenimiento en todas las articulaciones en las cuales se les debe aplicar unas gotas de aceites para evitar el desgaste de los componentes. Así mismo después de terminar la labor de cosecha se debe retirar cualquier elemento ajeno al prototipo para evitar el deterioro de las piezas, preferiblemente estos se deben retirar con agua limpia.

4.4. Ficha técnica de prototipo y costos del proyecto

- En la siguiente tabla se muestran la ficha técnica del prototipo D.Y.M.H.

		FICHA TÉCNICA DEL EQUIPO					
		Prototipo D.Y.M.H.					
DESCRIPCIÓN FÍSICA		Equipo diseñado en aceros de bajo porcentaje de carbono, el cual utiliza el principio de momento de una fuerza para maximizar la ganancia mecánica y así reducir el esfuerzo físico que sufre el operario.					
CARACTERÍSTICAS GENERALES							
Peso	15 kg	Altura	1,14 m	Ancho	250 mm	Largo	1,66 m
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS:		FOTO DEL EQUIPO					
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Materiales: Acero AISI/SAE 1008 y 1020. Acero ASTM A653 SS grado 230 y A36. ➤ Peso del operario en el pedal de apoyo debe estar entre: 490 N (50kg) y 1.18 kN (120 kg). ➤ Grosor de los tallos entre 20 y 80 mm. ➤ La carga máxima que soporta el prototipo es de 1,8 kN (184 kg) 							
FUNCIÓN		el prototipo D.Y.M.H, es una máquina de accionamiento manual que se utiliza para desarraigar plantas de yuca.					
INSTRUCCIONES DE USO							
<ol style="list-style-type: none"> 1. Cortar el tallo y dejarlo de una longitud entre 60 y 100 mm. 2. Ubicar la base del prototipo D.Y.M.H, a una distancia aproximada de 460 mm del tallo de la planta. 3. Sujetar el tallo de la planta con la pinza de sujeción lo más cerca del suelo posible. 4. Aplican cargas repetitivas verticales hacia abajo con el fin de descompactar el terreno donde se encuentra las raíces de la planta, cuando el operario observe que ya el terreno ha cedido, se aplica una carga continua para terminar de extraer las raíces. 							
MANTENIMIENTO							
Se les debe aplicar unas gotas de aceites en todas las articulaciones para evitar el desgaste de los componentes. Así mismo después de terminar la labor de cosecha se debe retirar cualquier elemento ajeno al prototipo para evitar el deterioro de las piezas, preferiblemente estos se deben retirar con agua limpia.							

- **Costos del prototipo.**

Material	Referencia	Cantidad	Costos (\$)
Acero ASTM A36	3/16"	5,3 kg	12.155
	1/8"	1,4 kg	3.211
Acero ASTM A653 SS grado 230	Diámetro 1,9" calibre 16	3 m	25.000
Acero AISI/SAE 1008	Cuadrado de 1" calibre 16	2 m	8.400
	Rectangular de 2" por 1" calibre 16	2 m	13.500
Acero AISI/SAE 1008	Barra circular de diámetro 1/2"	1 m	4.000
	Barra circular de diámetro 3/4"	0,5 m	10.000
	Barra circular de diámetro 3/8"	60 mm	1.000
Cable de Acero más accesorios	Sección de 6 por 7 de diámetro 1/8"	1,5 m	4.000
Tornillos	SAE grado 1 de diámetro 1/4"	10	5.000
Electrodos para soldadura	E6011 de 3/32" de diámetro	1/2 kg	3.000
	E6013 de 3/32" de diámetro	1/2 kg	3.000
Base del prototipo	-----	1	30.000
Pintura	Poliuretano	1/16 de galón	23.000
	Cromato de zinc	1/16 de galón	
Accesorios	Tapones de los tubos entre otros	-----	11.000
Mano de obra	-----	-----	180.000
Total: \$ 336.266			

- **Costos del proyecto.**

Descripción	Cantidad	Costos (\$)
Impresión del documento para el director	1	57.000
Impresión del documento para presentarlo al comité	3	171.000
Impresión del documento correcciones	1	57.000
Documento final	2	183.000
Viáticos	-----	100.000
Total: \$ 568.000		

Costo total del proyecto: **\$ 904.266**

5. CONCLUSIONES

Al final del proceso de construcción y validación del prototipo mecánico desarraigador de una planta de yuca se puede concluir lo siguiente:

- La carga utilizada para el diseño del prototipo fue de 1,8 kN, la distancia de la base al tallo fue de 460 mm para que esta no interfiera con la raíces y las medidas del dispositivos se hicieron con base a la estatura promedio de los hombre en Colombia (1,72 m).
- Los materiales empleados para la construcción del prototipo fueron: el acero SAE 1008, SAE 1020, ASTM A653 SS grado 230 y ASTM A36.
- Se construyó un prototipo cuyo peso fue de 15 kgf, el cual es permisible al momento del transporte manual.
- Con la implementación del prototipo se logró reducir el daño que sufren los tubérculos en un 56%, el tiempo de extracción en 38% y el tiempo total de desarraigado en un 30% con respecto a los métodos tradicionales evaluados.

Como conclusión general se tiene que se construyó un prototipo mecánico desarraigador de plantas de yuca, el cual facilita la labor de la cosecha de éstas, disminuyendo el esfuerzo físico, el tiempo de extracción y los daños al tubérculo en comparación con los métodos tradicionales usados para desarraigar plantas de yucas.

6. BIBLIOGRAFÍA

Aguilera, M, 2012. La yuca en el Caribe colombiano: De cultivo ancestral a agroindustrial. Documentos de Trabajo Sobre Economía Regional. 34p.

Akinwonmi, A. & Andoh, F. (2013). Design of a Cassava Uprooting Device. Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology, 5(2), 411-420 p.

Amponsah, S. Thajudhin, J. & Byju, G. (June de 2014). Comparative evaluation of manual cassava harvesting techniques in Kerala, India. Agric Eng Int: CIGR Journal, 41-52 pp.

Anatomía y biomecánica de la columna vertebral. (Consultado el 18 de febrero 2016).
Disponible en:
<http://ocw.um.es/gat/contenidos/palopez/contenidos/616e61746f6dc3ad615f706564726f5f616e67656c.pdf>

Aceros Otero. (Consultado el 30 de marzo 2016). Disponible en:
http://www.acerosotero.cl/planchas_acero_carbono_astm_a36.html

Baron, S. Estill, C. (2002). Soluciones simples: ergonomía para trabajadores agrícolas. 6 p.

Cables de Acero. (consultado el 11 de abril 2016). Disponible en:
<http://www.cablesdeacero.com.mx/Anexos/Catalogo.pdf>

Cadavid, L. 2006. Aspectos tecnológicos sobre la producción de la yuca. Publicación del Consorcio latinoamericano de apoyo a la investigación y de apoyo de la yuca (CLAYUCA). Pp. 24-27.

Ceballos, H. Morante, N. Calle, F. Lenis, J. Jaramillo, G. Pérez, J. (2002). Mejoramiento genético de la yuca. En: La yuca en el tercer milenio: Sistemas modernos de producción, procesamiento, utilización y comercialización. Publicación CIAT. Cali, Colombia, pp. 295-325.

Ceballos, H. De la Cruz, G. (2002). Taxonomía y morfología de la yuca. La yuca en el tercer milenio: sistemas modernos de producción, procesamiento, utilización y comercialización, compilado, Cali, Centro de Internacional de Agricultura Tropical, CIAT.

El Tiempo. (Consultado el 18 de febrero 2016). Disponible en: <http://www.eltiempo.com/archivo/documento/CMS-13128617>

Escudero, M. (2013). Manipulación de cargas con carretillas elevadoras, 187-188 pp.

Especificaciones del acero A36. (Consultado el 12 de febrero del 2016). Disponible en http://www.ehowenespanol.com/especificaciones-del-acero-a36-info_138559/

FAOSTAT. 2013. Rescatado de: https://www.finagro.com.co/sites/default/files/node/info.../yuca_0.docx. Pp. 3-4.

Gil, J. Ospina, B. (2009). Evaluación y adaptación de sistemas de alimentación porcina con base en el cultivo de la yuca. 11p

Gobernación de Córdoba. (Consultado el 02 octubre 2015). Disponible en: <http://www.cordoba.gov.co/cordoba/geografia.html>

Heredia, P. Del castillo, S. Bejarano, P. marcela Gordillo, M. (2007). Proyecto agrosalud-centro internacional de agricultura tropical. (CIAT). Información nutricional para tres regiones de Colombia: Costa Atlántica, Nariño, Cauca y Valle. Pp. 168-169.

Kodak, E. (1986). Diseño de ergonomía para la gente en el trabajo.

La casa del perno. (Consultado el 30 de marzo de 2016). Disponible en:
http://www.casadelperno.com/AyudaTecnica_Resistencia.html

L.A.S. Agbetoye. (1999). Developments in Cassava Harvesting Mechanization. 13p.

Metales y perfiles S.A. (consultado el 11 de abril del 2016). Disponible en:
<http://www.metalesyperfiles.com/wp-content/tablas/aceros/steel.pdf>

Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural - MADR. (2006). Desarrollo de la fruticultura en Córdoba. 14 p.

Ospina, B. García, M. & Alcalde, C. 2002. Sistemas Mecanizados de Siembra y Cosecha para el Cultivo de la Yuca U. y. C. La Yuca en el Tercer Milenio: Sistemas Modernos de Producción Procesamiento. Cali, Colombia, CIAT.

Standard Specification for Steel Sheet, Zinc-Coated (Galvanized) or Zinc-Iron Alloy-Coated (Galvannealed) by the Hot-Dip Process. A 653/A 653M – 09 § 7 (2009).

Suárez, L. Mederos, V. (2011). Apuntes sobre el cultivo de la yuca (Manihot esculenta Crantz). Tendencias actuales. 27p.

Tubos Colmena. (Consultado el 30 de marzo 2016). Disponible en:
<http://tuboscolmena.com/colmena/wp-content/uploads/2015/02/Cerramiento.pdf>

7. ANEXOS

Anexo 1. Mediciones de la fuerza para desarraigar.

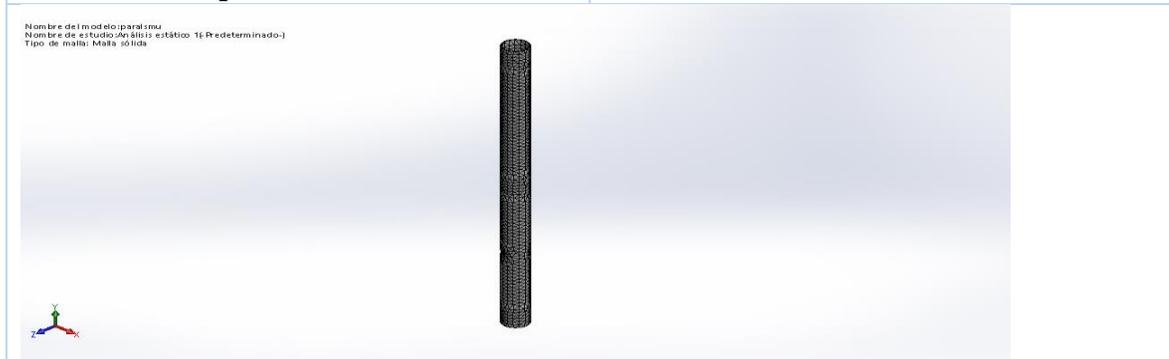
Clase de yuca	Características de la yuca arrancada	Fuerza utilizada para desarraigar	Evidencia
Yuca (venezolana)	<ul style="list-style-type: none"> • planta de 10 meses con un grosor del tallo de 40mm. • arrancada en el municipio de San antero Córdoba. 	1,15kN (117kg)	
Yuca (venezolana)	<ul style="list-style-type: none"> • planta de 10 meses con un grosor del tallo de 40mm. • arrancada en el municipio de San antero Córdoba. 	1,23kN (125kg)	
Yuca (venezolana)	<ul style="list-style-type: none"> • planta de 10 meses con un grosor del tallo de 40mm. • arrancada en el municipio de San antero Córdoba 	1,31kN (134kg)	

<p>Yuca (venezolana)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • planta de 1 año con un grosor del tallo de 60mm • arrancada en el municipio de San antero Córdoba 	<p>1,47kN (150kg)</p>	
<p>Yuca blanca-mona</p>	<ul style="list-style-type: none"> • planta de 1 año con un grosor de 40mm • arrancada en el municipio de San Pelayo Córdoba 	<p>1,5kN (153kg)</p>	
<p>Yuca blanca-mona</p>	<ul style="list-style-type: none"> • planta de 1 año con un grosor de 37mm • arrancada en el municipio de San Pelayo-Córdoba 	<p>0,82kN (84kg)</p>	
<p>Yuca blanca-mona</p>	<ul style="list-style-type: none"> • planta de 1 año con un grosor de 38mm • arrancada en el municipio de San Pelayo-Córdoba 	<p>1,183kN (120kg)</p>	

Anexo 2. Información de la malla utiliza en la simulación de los parales.

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	9.51365 mm
Tolerancia	0.475682 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Número total de nodos	15140
Número total de elementos	7520
Cociente máximo de aspecto	27.2
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	0.0133
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	1.13
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:04
Nombre de computadora:	SUMY



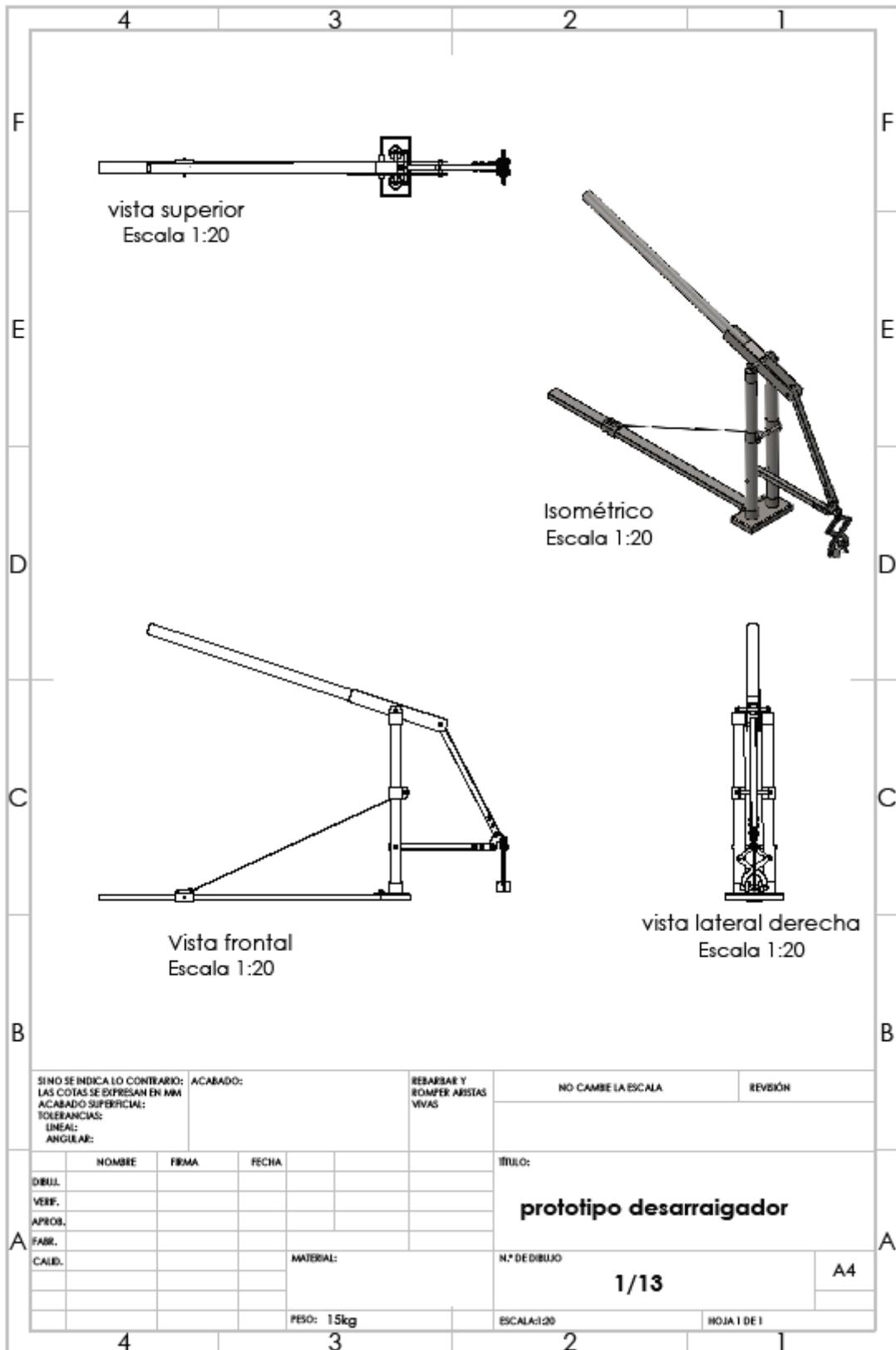
Anexo 3. Posición del prototipo para transportarlo.



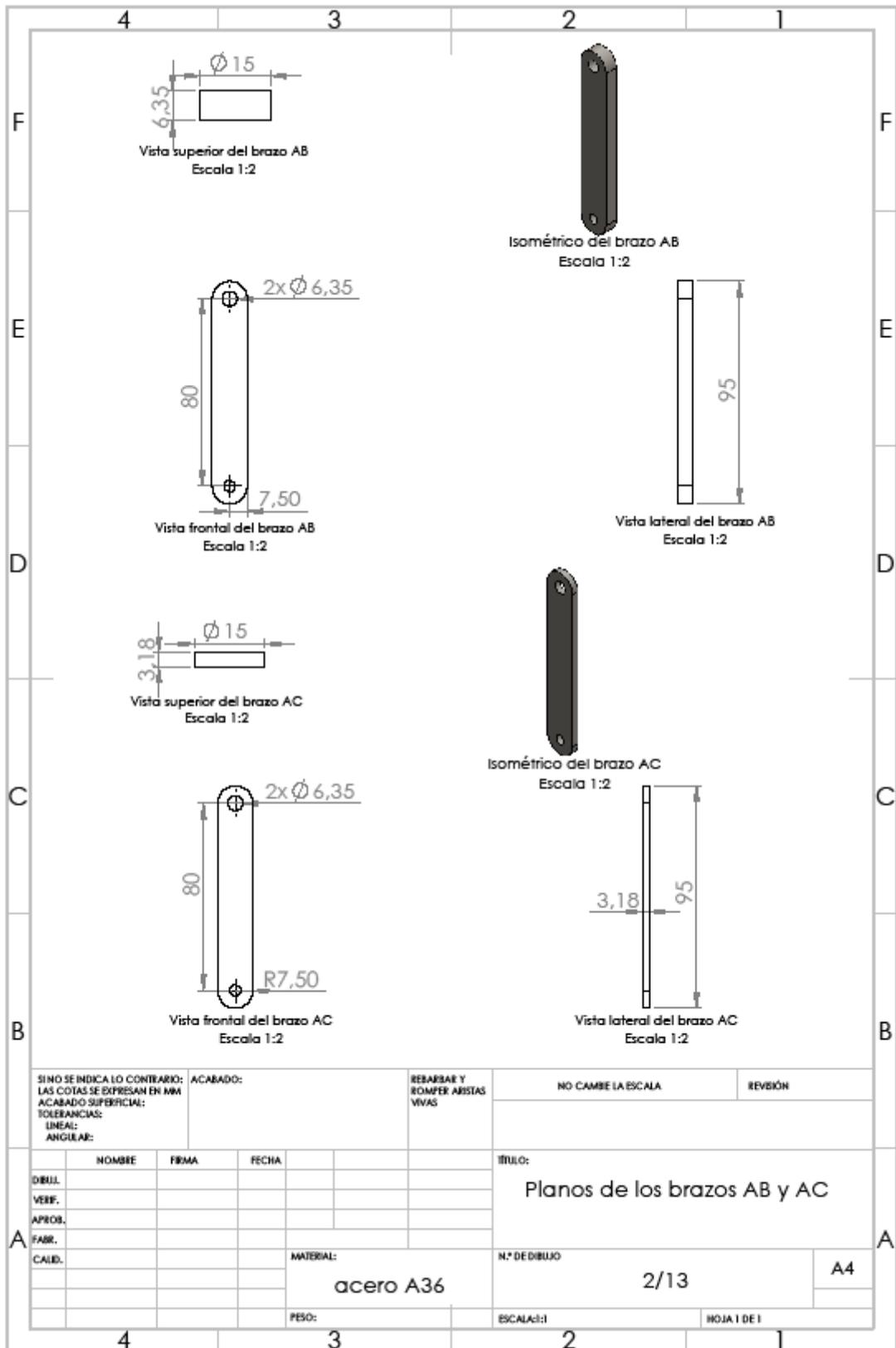
Anexo 4. Posición del prototipo en campo.



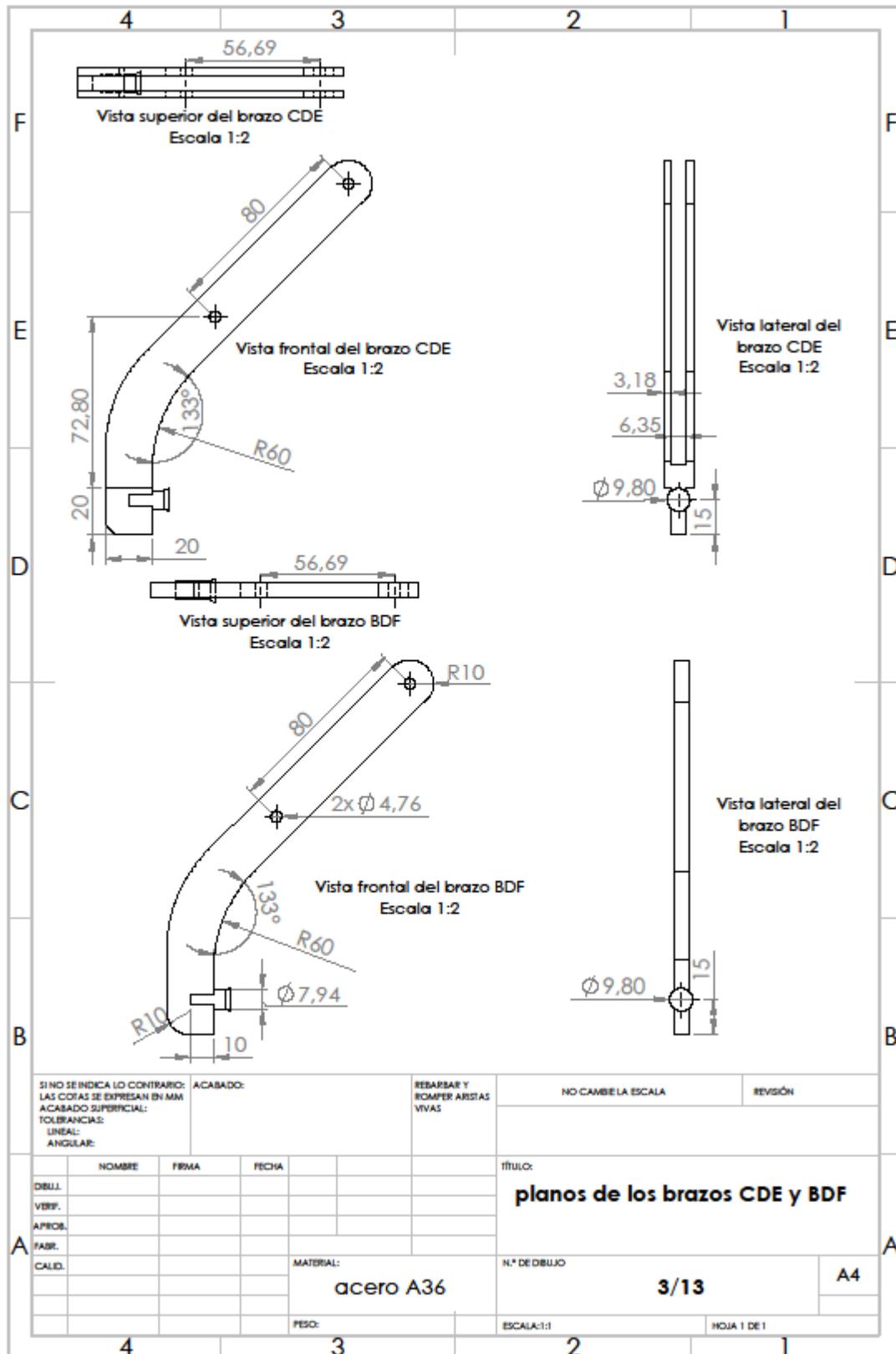
Anexo 5. Vistas del prototipo mecánico desarraigador (planos)



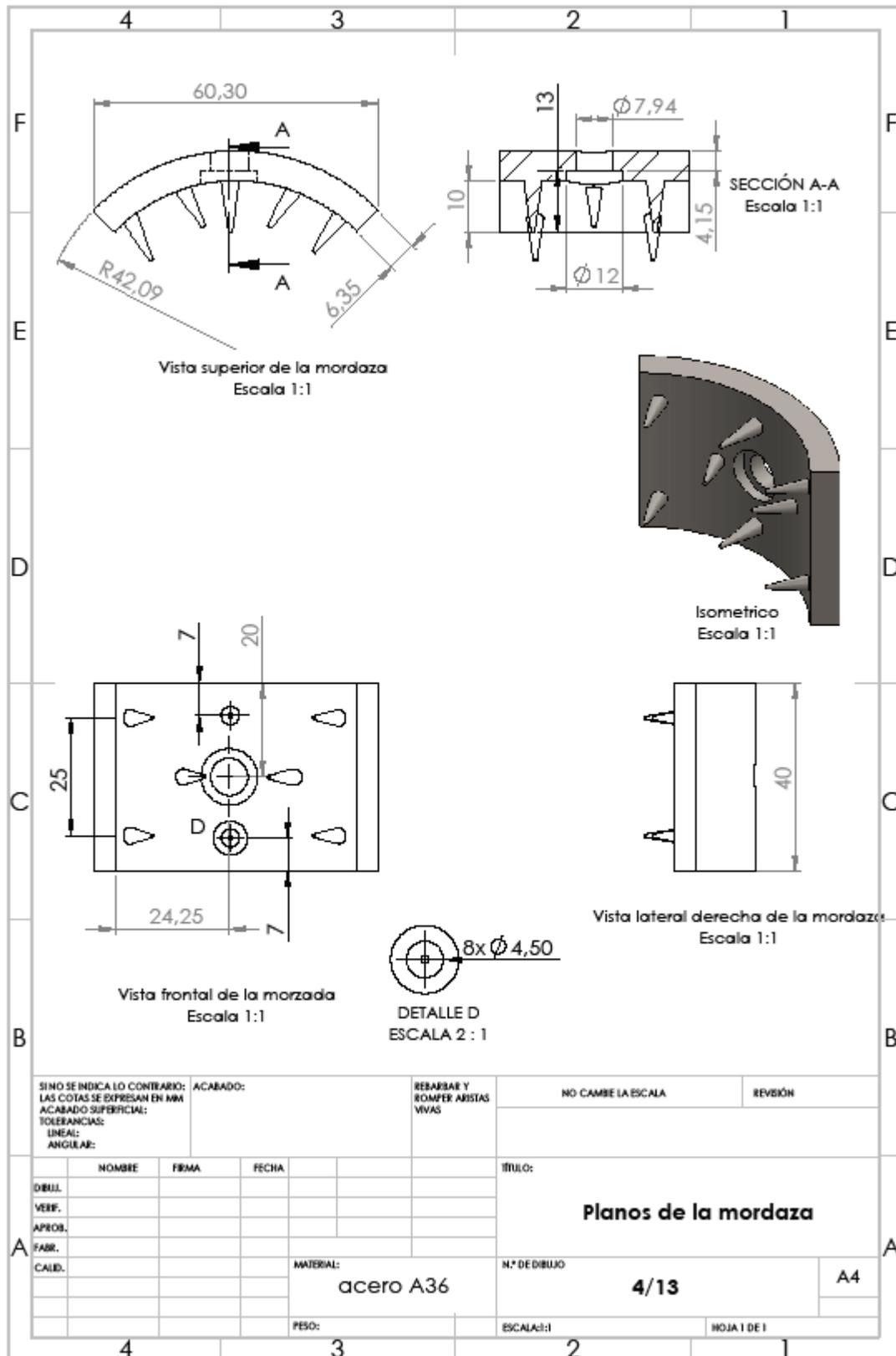
Anexo 6. Vistas de los brazos AB Y AC de la pinza (planos)



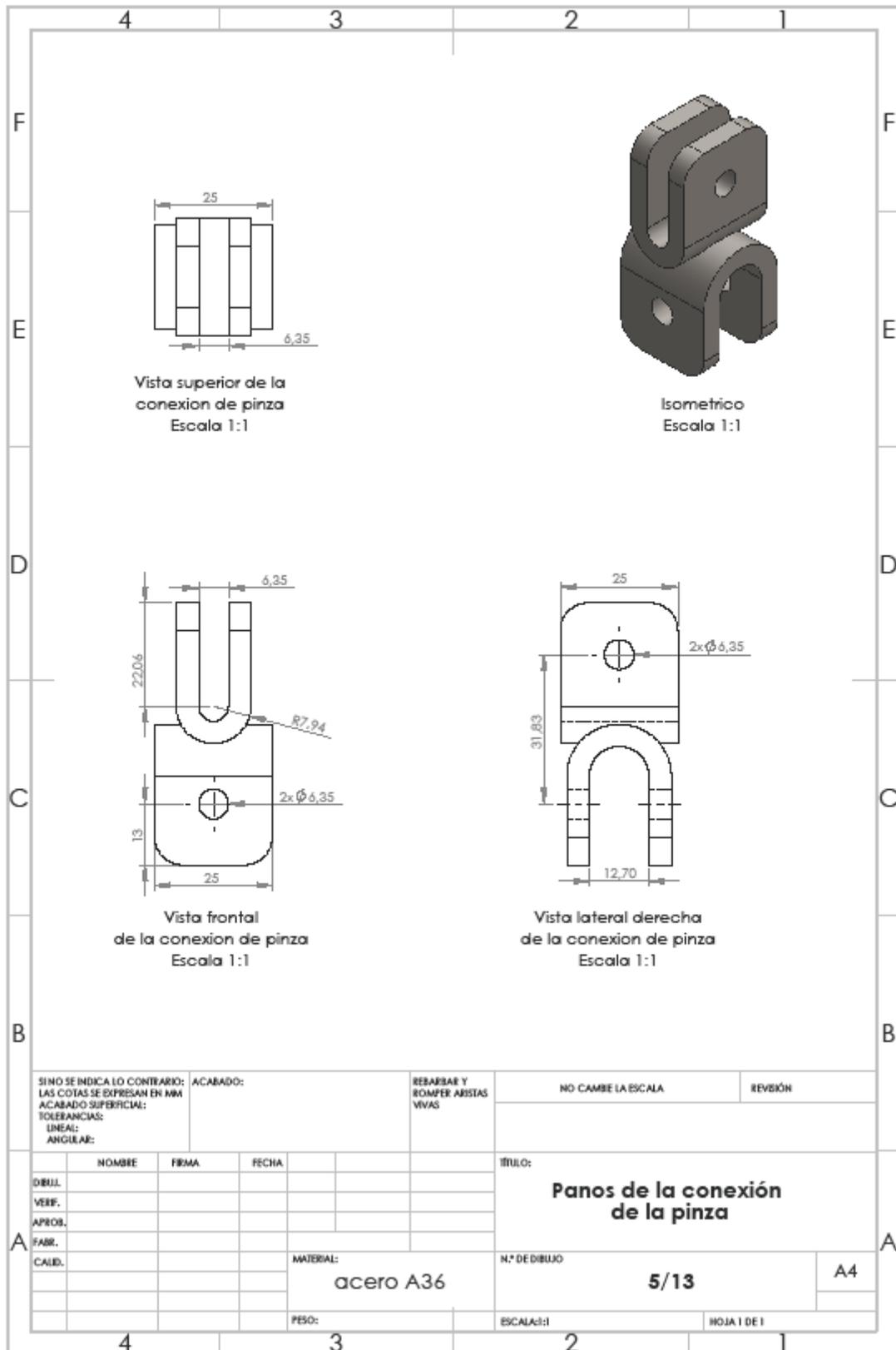
Anexo 7. Vistas de los brazos BDF Y CDE de la pinza (planos)



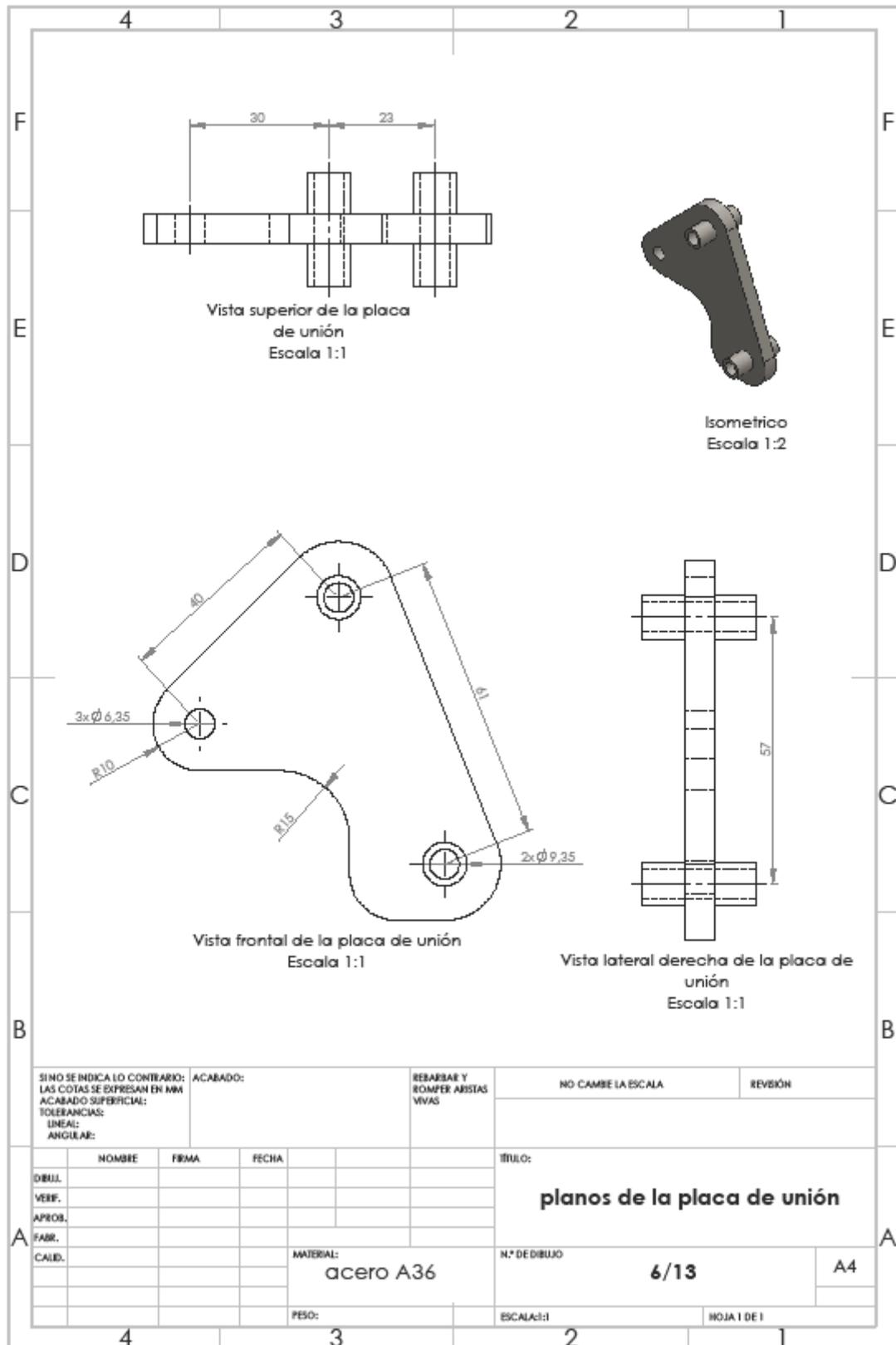
Anexo 8. Vistas de las mordazas (planos)



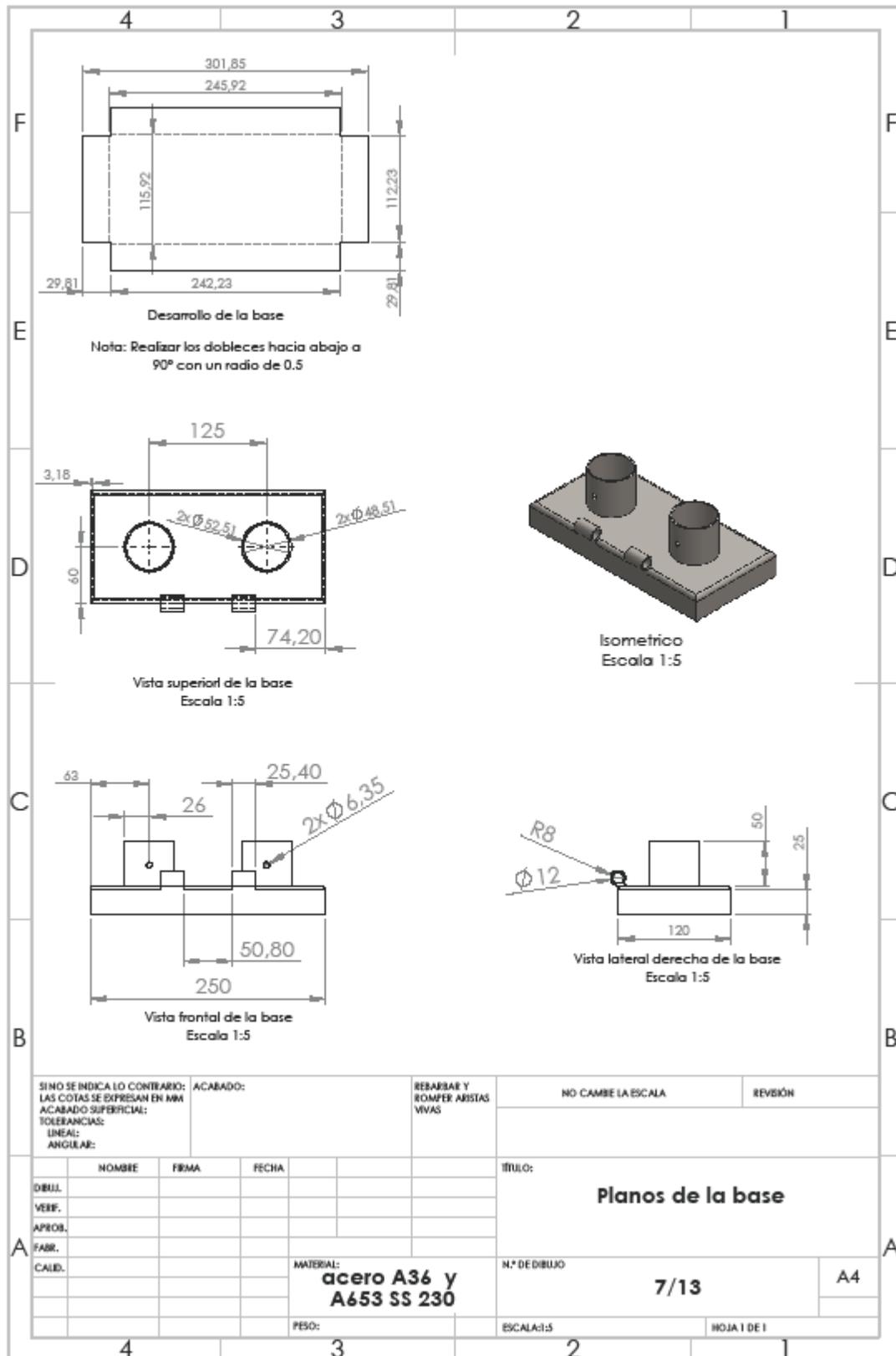
Anexo 9. Vistas de la conexión de la pinza (planos)



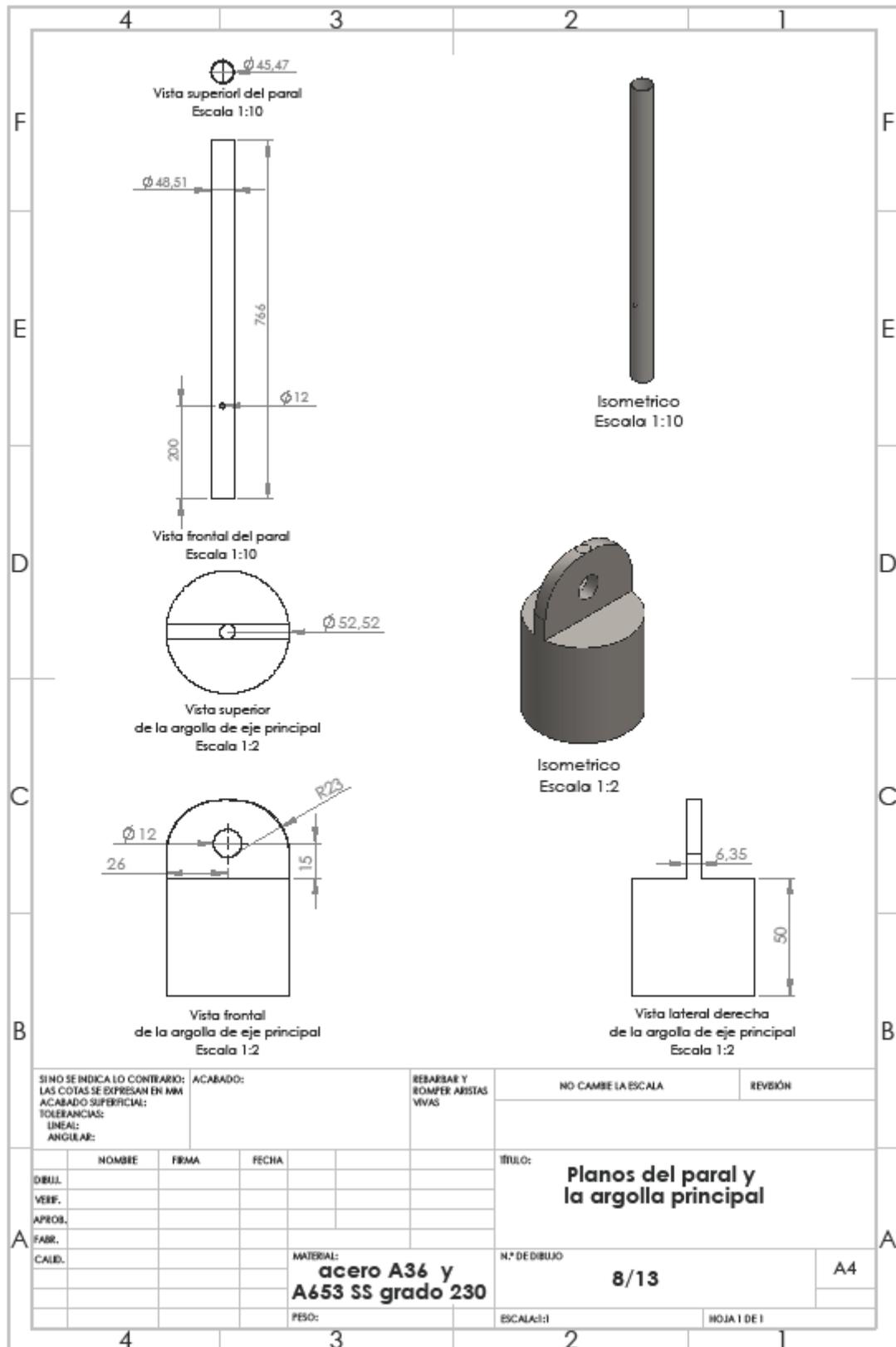
Anexo 10. Vistas de la placa de unión (planos)



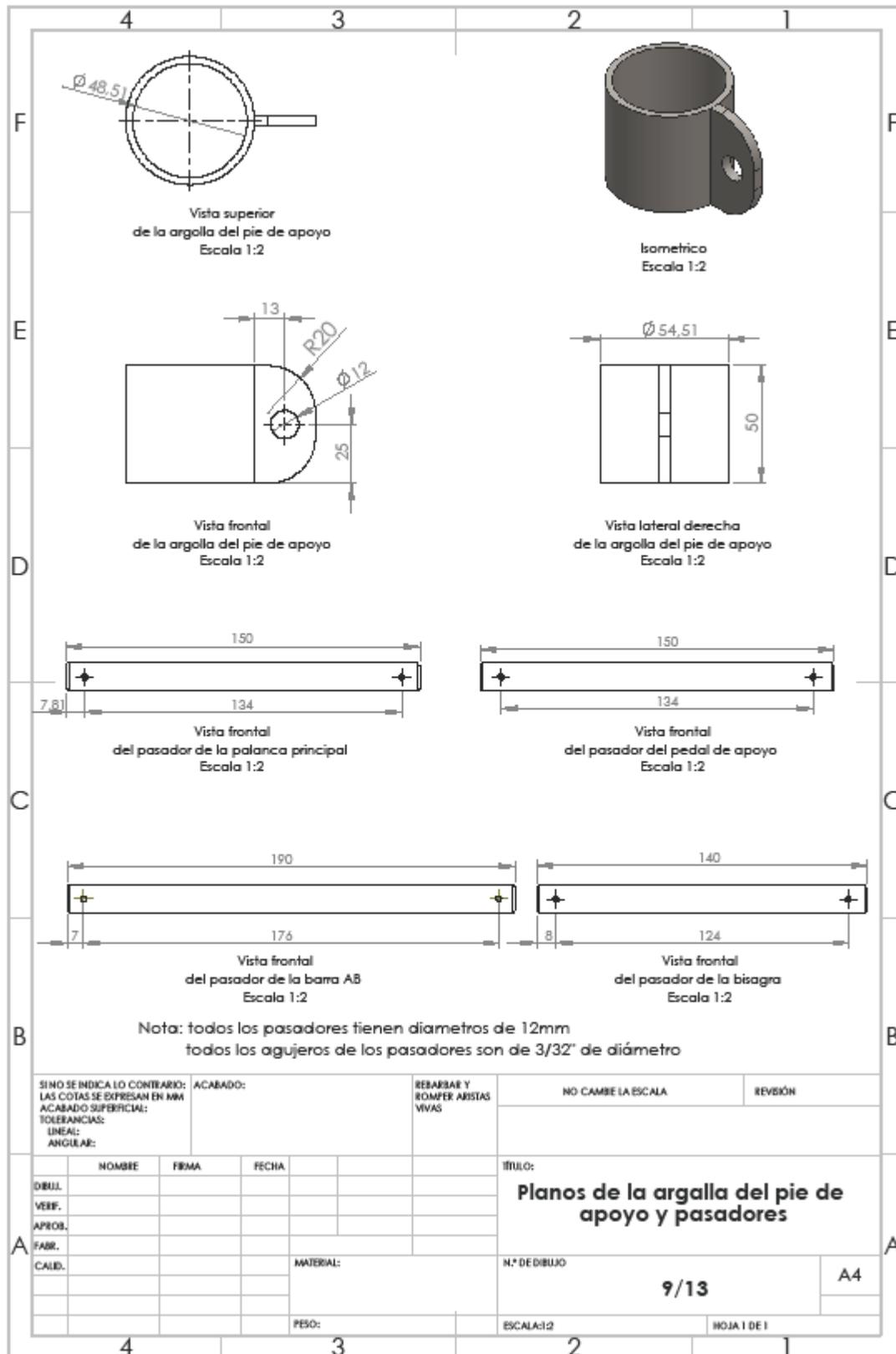
Anexo 11. Vistas de la base (planos)



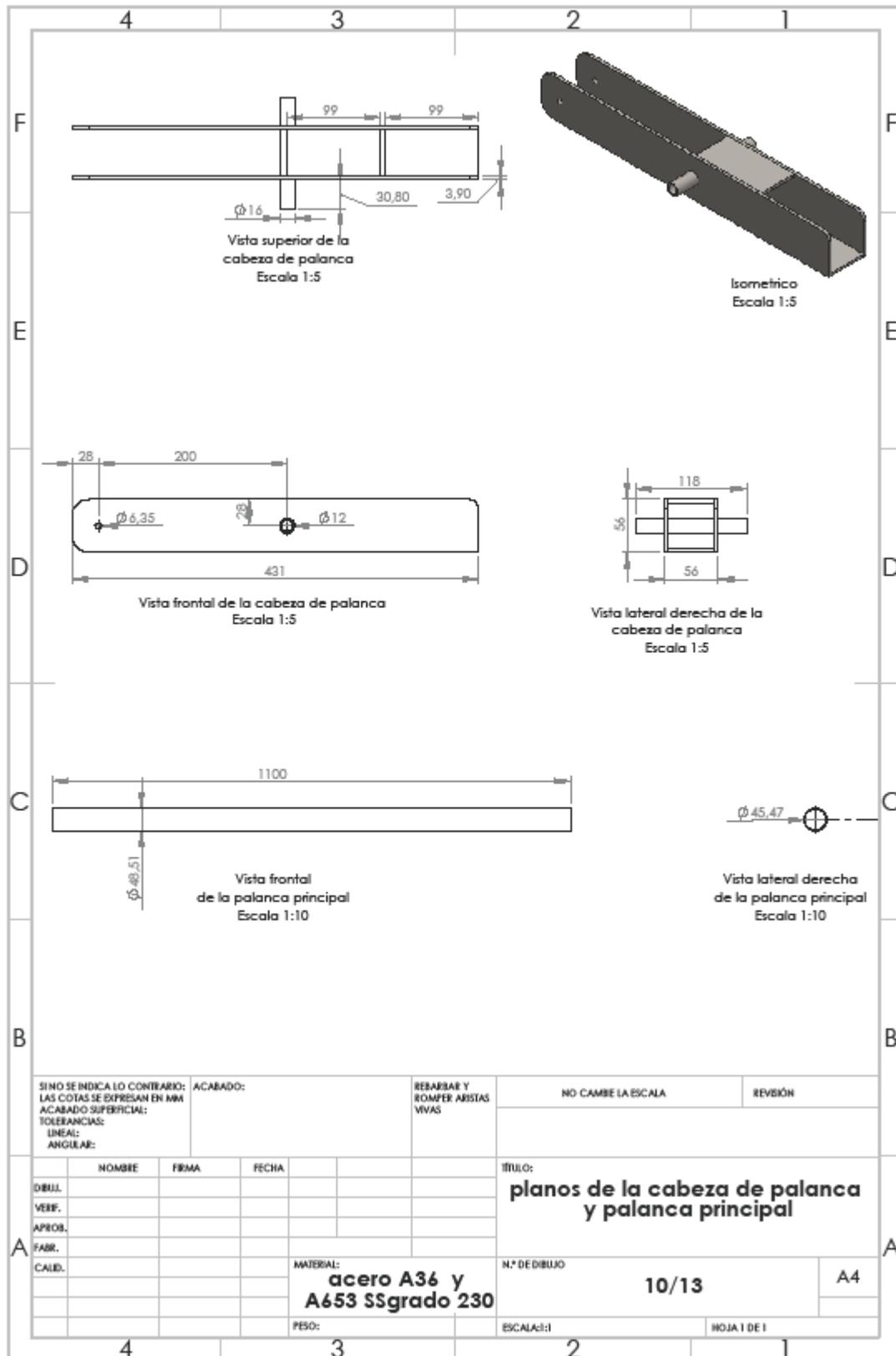
Anexo 12. Vistas de los paralelos y argolla del eje principal (planos)



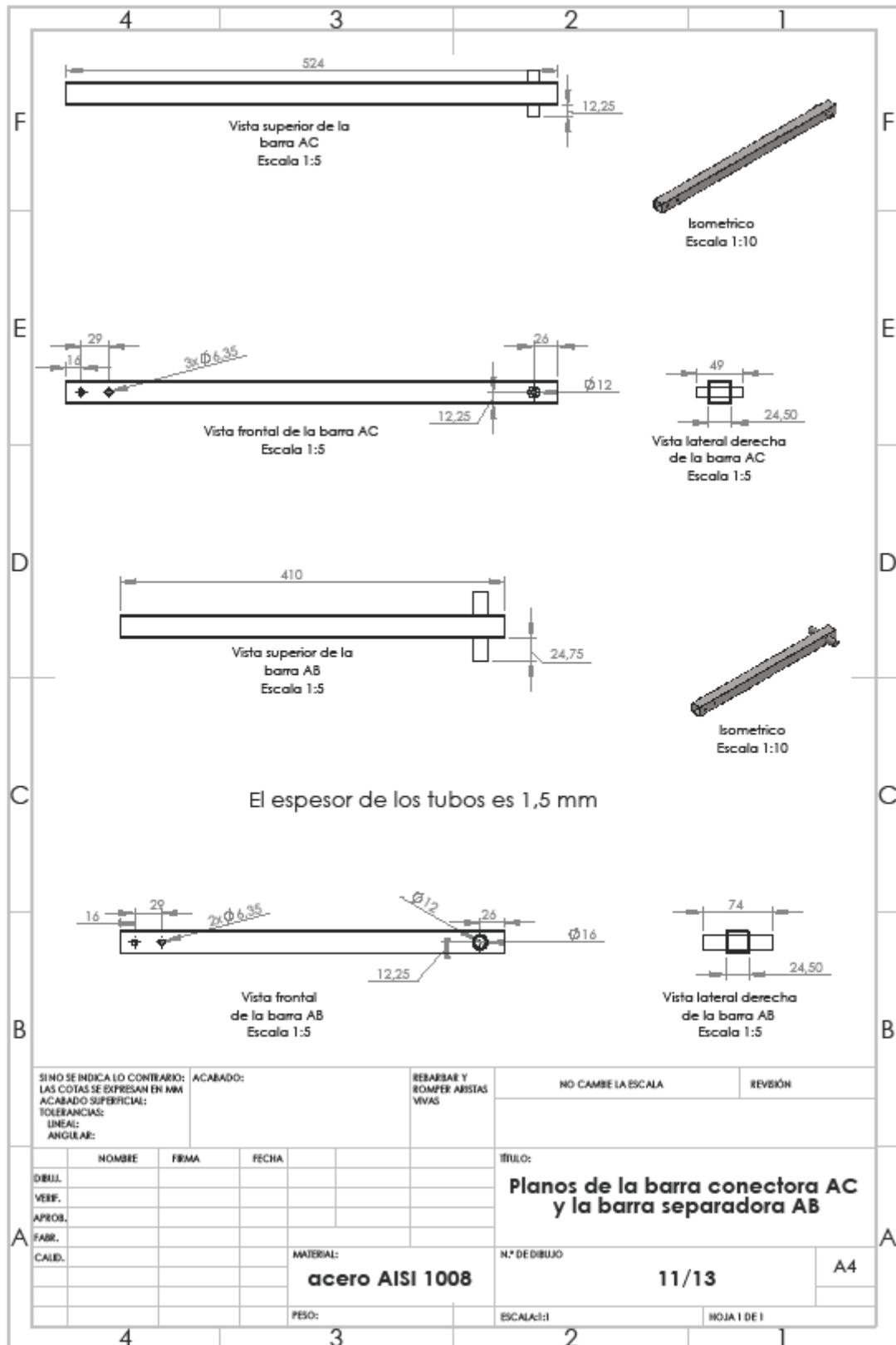
Anexo 133. Vistas de argolla del pie de apoyo y pasadores (planos)



Anexo 14. Vistas de la palanca principal y de la cabeza de palanca principal (planos)



Anexo 15. Vistas de la barra conectora AC y la barra separadora AB (planos)



Anexo 17. Vistas de la articulación de la bisagra (planos)

