

REPÚBLICA DE CUBA.
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR.
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS.
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



Trabajo de Diploma

**Título: Diseño de un dispositivo mecánico para cosechar
palmiche.**

Autor: Eduardo Jesús Roque Roche

**Tutores: Dr. Pedro Fundora Beltrán
Ms.C. Yabiel Pérez Gómez**

**“Año 61 de la Revolución”
Cienfuegos, 2019**

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS



Sistema de Documentación y Proyecto.

Hago constar que el presente trabajo constituye la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Cienfuegos, autorizando a que el mismo sea utilizado por el Centro de Estudio Superior para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de dicha institución.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico.
Nombre y Apellidos. Firma.

Vice Decano.
Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Tutor.
Nombre y Apellidos. Firma.

Sistema de Documentación y Proyecto.
Nombre y Apellido. Firma.

Pensamiento

“Con Dios está la sabiduría y el poder; Suyo es
el consejo y la inteligencia.”

Job 12:13

Dedicatorias y Agradecimientos.

Quiero dedicarle esta tesis a:

*A Dios, por haberme guiado y guardado en todos los momentos de mi vida y
haberme permitido estudiar esta carrera tan bonita.*

*A mi hija, por ser la inspiración y el impulso en los momentos en que todo parecía
demasiado difícil para seguir.*

*A mi esposa, por ser la mujer de mi vida, y por ayudarme y apoyarme, y por darme
su amor incondicional hasta en los momentos que no podía ser recíproco.*

*A mi mamá, por quererme desde el momento en que vine a este mudo y haber
estado conmigo en los momentos más críticos y difíciles.*

*A mi papá, por estar ahí siempre que lo he necesitado y por haber confiado en mí
cuando decidí hacerme ingeniero.*

*A mis abuelos, que con todo amor y paciencia me han ayudado en mi crianza y
formación como persona.*

*A mi hermano Iam, que desde pequeño ha sido mi compañero de aventuras y un
ejemplo de hermano, demostrando en muchas ocasiones ser más maduro que yo.*

*A mi hermano Alberto, por ser tan especial como es él, y por sin tener ningún lazo
de sangre me ha permitido ser tu hermano.*

*A mi hermano Damián, que me ha dado mucha alegría y ánimo y me ha
demostrado su confianza y cariño.*

A mi tío Ovidio, que ha sido un bastión espiritual para la familia y una guía en lo personal, todo un ejemplo como ser humano.

A mi suegra, que ha sido una segunda madre para mí, acogiéndome con los brazos abiertos como su hijo.

A mi cuñado Yuniel, por ser tan comprensivo y solidario, y estar presente en los momentos difíciles.

A toda la familia en general, que por ser numerosa no os puedo mencionar a todos, pero les dedico esta tesis por ser tan importantes.

A mis compañeros, con los cuales he compartido esta magnífica experiencia que es la educación superior, mil gracias por su ayuda.

A los profesores, que han brindado todo su conocimiento de buena gana, en aras de formarnos, soportando, a veces, lo insoportable.

A Jocky, simplemente gracias.

Resumen.

En el siguiente informe se presenta el diseño de un dispositivo mecánico para cosechar palmiche, debido a que la cosecha del fruto de la palma real está limitada en nuestro país y en el mundo por no existir ningún método de cosecha seguro para el trabajador y la palma; desperdiciándose así, la explotación de la fuente de alimento animal menos costosa de nuestro país y la posibilidad de sustituir importaciones de granos que se utilizan para este fin (maíz, soya, trigo, etc.).

Dicho diseño parte de un análisis de fuerzas sobre un esquema de análisis, mediante el cual calculamos las fuerzas implicadas y el coeficiente de fricción mínimo necesario para que no ocurra la caída, después se miden experimentalmente los coeficientes de fricción estático y dinámico que existen entre la madera de palma y el caucho; y con estos valores calculamos la potencia necesaria para dicho ascenso. Luego de este análisis calculamos los parámetros necesarios para el diseño de un mecanismo que permitiese el contacto de los rodillos del dispositivo con la palma, adaptándose a los cambios de diámetro de esta. Después se diseñaron las demás piezas de la estructura del dispositivo, procurando siempre un alto coeficiente de seguridad. Por último, se seleccionaron los elementos agregados (motor, baterías, reductor de velocidad y frenos) y se realizó el cálculo del costo de fabricación y de recuperación de la inversión. Arrojando que el dispositivo mecánico para cosechar palmiche es seguro y factible mecánica y económicamente para el país.

Palabras claves.

Palmiche, cosecha, dispositivo, seguridad.

Summary.

In the following report the design of a mechanical device is presented to harvest palmiche, because the crop of the fruit of the real palm is limited in our country and in the world for not existing any method of crop insurance for the worker and the palm; being wasted this way, the exploitation of the less expensive source of food animal of our country and the possibility to substitute imports of grains that are used for this end (corn, soya, wheat, etc.).

This design leaves of an analysis of forces on an analysis outline, by means of which we calculate the implied forces and the necessary minimum coefficient of friction so that it doesn't happen the fall, later they are measured the static and dynamic coefficients of friction that exist between the palm wood and the rubber experimentally; and with these values we calculate the necessary power for this ascent. After this analysis we calculate the necessary parameters for the design of a mechanism that allows the contact of the rollers of the device with the palm, adapting to the changes of diameter of this. Then the other pieces of the structure of the device were designed, always offering a high coefficient of security. Lastly, the added elements were selected (motor, batteries, reducer of speed and controls) and he/she was carried out the calculation of the cost of production and of recovery of the investment. Hurting that the mechanical device to harvest palmiche is safe and feasible mechanical and economically for the country.

Key words.

Palmiche, it harvests, design, device.

Índice

Introducción.....	11
Capítulo 1: Revisión bibliográfica.	13
1.1 Propiedades y usos de la Palma Real (Roystonea regia O.F. Cook).....	13
1.1.1 Propiedades tecnológicas.	14
1.1.2 Propiedades físicas y mecánicas.....	14
1.1.3 El palmiche.....	15
1.2 Métodos actuales que se utilizan para trepar palmeras.....	19
1.3 Antecedentes de máquinas y dispositivos para trepar árboles.	21
1.3.1 Máquina trepadora de cocoteros.....	21
1.3.2 Dispositivos manuales utilizados para trepar palmeras.	22
1.4 Conceptos y facetas del diseño.....	25
1.4.1 Diseño mecánico.	25
1.4.2 Cálculo de las piezas de las máquinas durante el diseño.	27
1.4.3 Estructura metálica.....	28
1.4.4 Máquinas y mecanismos.....	29
1.4.5 Reconocimiento de la necesidad.	30
1.4.6 Definición del problema.	30
1.4.7 Síntesis.....	31
1.4.8 Análisis y optimización.	31
1.4.9 Evaluación.....	32
1.4.10 Presentación.	32
1.4.11 Herramientas y recursos de diseño.	32
1.5 Unión de piezas.....	34
1.5.1 Unión de piezas por apriete.	34
1.5.2 Unión por interferencia.	35
1.5.3 Unión por chaveta.....	36

Conclusiones parciales del capítulo uno.....	37
Capítulo 2: Metodología de diseño.....	38
2.1 Introducción.....	38
2.2 Cálculo de los parámetros iniciales.....	38
2.2.1 Coeficiente de fricción mínimo necesario (μ_n).....	40
2.2.2 Medición de los coeficientes de fricción estático y dinámico.....	41
2.2.3 Potencia requerida para el ascenso.....	47
2.3 Materiales a utilizar y sus características.....	48
2.4 Cálculo para el diseño.....	50
2.4.1 Síntesis del mecanismo que permite la adherencia del dispositivo a la palma en caso de cambio de diámetro.....	51
2.4.2 Cálculo de la superficie cauchotada del rodillo motriz.....	54
2.5 Diseño.....	56
2.5.1 Diseño del árbol del rodillo motriz.....	56
2.5.2 Diseño de los chaveteros.....	60
2.5.3 Comprobaciones de seguridad.....	61
2.5.4 Cálculo para determinar apriete, tolerancia y rugosidad superficial en el ajuste del árbol con el rodillo motriz.....	62
2.5.5 Selección de Cojinetes.....	64
2.6 Mecanismo para separar las ruedas del suelo.....	66
2.7 Análisis de resistencia de la estructura del dispositivo mecánico para cosechar palmiche.....	68
2.8 Aplicación de la tecnología SMAW para la soldadura de la estructura del dispositivo mecánico para cosechar palmiche.....	71
Conclusiones parciales del capítulo dos.....	77
Capítulo 3: Selección del motor, reductor de velocidad, frenos y análisis de costo de fabricación y tiempo de recuperación de la inversión.....	78
3.1 Introducción.....	78
3.2 Selección del motor.....	78
3.3 Selección del reductor de velocidad.....	79
3.4 Selección de frenos.....	81

3.5 Análisis de costo.	81
3.6 Tiempo de recuperación de la inversión.	85
Conclusiones parciales del capítulo tres.	85
Conclusiones generales.	86
Sugerencias.	86
Bibliografía.	87
Anexos.	89

Introducción.

El árbol más numeroso de nuestro país es sin dudas la Palma Real (*Roystonea regia* O.F. Cook), la cual es un símbolo patrio y está presente en nuestro escudo nacional, ya que representa la firmeza de nuestros ideales y el carácter intransigente del pueblo cubano. Los campesinos desde hace muchos años la han utilizado no solo por su madera, sino que además por sus frutos, ya estos son un gran alimento para el ganado. Se estima que existen alrededor de 15 millones de la especie en el país, de las cuales el 85% florecen y fructifican, produciendo entre 40 y 60 kg de palmiche/palma/año, lo que permite estimar el potencial de producción en el entorno de 636000 toneladas de palmiche/año.

La evaluación nutricional de recursos alimentarios no convencionales o alternativos nacionales ha sido y es objetivo priorizado de las instituciones de investigación en la esfera agropecuaria en nuestro país. Un grupo de investigadores ha venido desarrollando una serie de proyectos encaminados a la caracterización y evaluación digestiva de una gran variedad de recursos nacionales que, aunque en algunos casos han sido utilizados en la alimentación de los cerdos, en su gran mayoría adolecían de la información mínima necesaria para su adecuada utilización como fuentes de alimentos para esta especie.

Dentro de la gran variedad de recursos nacionales con posibilidades de uso en la alimentación animal se destaca con luz propia el fruto de la palma real, indiscutiblemente, una de las fuentes energéticas de tipo natural de más alta disponibilidad y relativamente bajo costo, esta fuente de energía podría constituir la base para la alimentación de determinadas categorías de cerdos en sistemas sostenibles de producción. La existencia de este recurso alimentario y las expectativas que genera en cuanto a sus posibilidades como fuente de alimento para los cerdos nos motivaron a pensar en cómo facilitar, agilizar y disminuir el riesgo en la cosecha de este fruto.

En algunas provincias del país una tonelada de palmiche maduro puede llegar a costar 440.00 pesos MN, lo que quiere decir que es el alimento para consumo animal menos costoso del país, cuando se compara con otras fuentes de alimento como el maíz (243.00 USD/t, unos 5 589.00 pesos MN/t, a la tasa de cambio actual),

la harina de yuca (1 175.00 a 4 890.00 MN/t, en relación al precio de venta de la yuca), la harina de boniato (1 253.00 a 5 280.00 MN/t, en relación al precio de venta del boniato), e incluso la harina de fruta del pan (898.00 pesos MN/t) que es la otra fuente alimento de consumo animal más barata del país. (Instituto de Ciencia Animal, 2010)

Por lo dicho antes se puede llegar a la conclusión de que este alimento es factible para el uso en el ganado y en los porcinos, donde se ceban estos animales de forma semi-intensiva, pero debido a la dificultad de obtención de esta fruta se ha encarecido su uso por parte de las entidades estatales, mediante una investigación señalada se ha formulado el siguiente:

Problema Científico.

No se cuenta en el país con las tecnologías necesarias para la cosecha del alimento animal menos costosa de la isla (el palmiche), producida por la palma real cubana (*Roystonea regia* O.F. Cook).

Hipótesis.

Es posible diseñar un dispositivo mecánico para cosechar palmiche que sea segura para el operario y factible mecánica y económicamente.

Objetivo General.

Diseñar un dispositivo mecánico para cosechar palmiche que sea seguro para el operario y factible mecánica y económicamente.

Objetivos Específicos.

- Realizar un análisis crítico acerca de los dispositivos y máquinas utilizados en la trepa de palmeras.
- Realizar una metodología para el diseño de la estructura del dispositivo mecánico para cosechar palmiche.
- Realizar un análisis del costo de fabricación de la estructura del dispositivo mecánico para cosechar palmiche.

Capítulo 1: Revisión bibliográfica.

1.1 Propiedades y usos de la Palma Real (*Roystonea regia* O.F. Cook).

La Palma Real (*Roystonea regia* O.F. Cook) es una especie endémica de Cuba, su tamaño puede alcanzar hasta 40 m de altura. Su tronco presenta la característica de ser más grueso en el tercio medio (figura 1.1), sin llegar a ser ventrudo, es liso y de color blanco grisáceo.

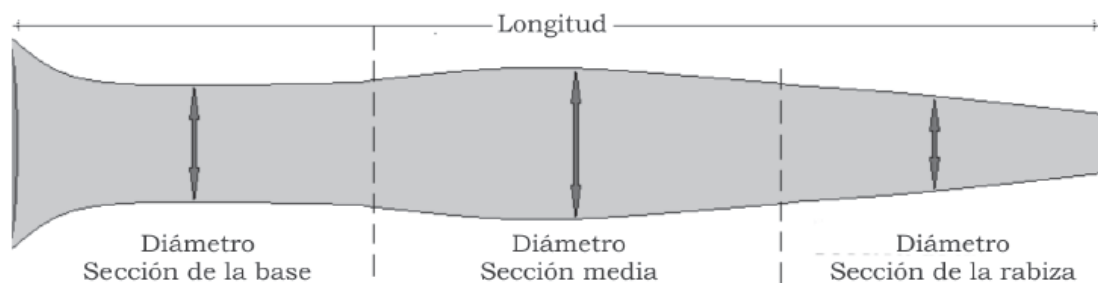


Figura 1.1 Secciones del tronco de la palma real.

Fuente: (Henry-Toriente, 2015)

La Palma Real (*Roystonea regia* O.F. Cook) tiene muchos usos, además de su popular cultivo en jardinería. El tronco proporciona tablas para los "bohíos" o casas campesinas, esto se debe a que de la parte exterior del tronco se pueden sacar tablas (figura 1.2). Las grandes hojas o pencas conocidas como guano sirven para techar casas. Con las espatas florales se hacen "catauros", que son como cestas no tejidas. Las vainas foliares o "yaguas" sirven para envolver las hojas curadas del tabaco en tercios y antes también eran muy usadas para hacer las paredes de los bohíos. Sus flores son una importante fuente de alimento para las abejas. Su fruto, el palmiche, cuelga muy abundantemente en racimos y brindan excelente alimento para cerdos. Los racimos ya secos son útiles como escobas rústicas. El cogollo tierno puede servir como alimento. La floración y fructificación ocurre a lo largo de todo el año y cada palma puede dar de 2 a 8 racimos de palmiche de por lo menos 23 kg (y pueden ser de hasta 92 kg) cada uno al año (Leiva Sanchez, 2001). El palmiche puede ser fuente de aceite para fabricar jabón, además, se ha empezado a usar el aceite de palmiche en la fabricación de medicamentos para el corazón.

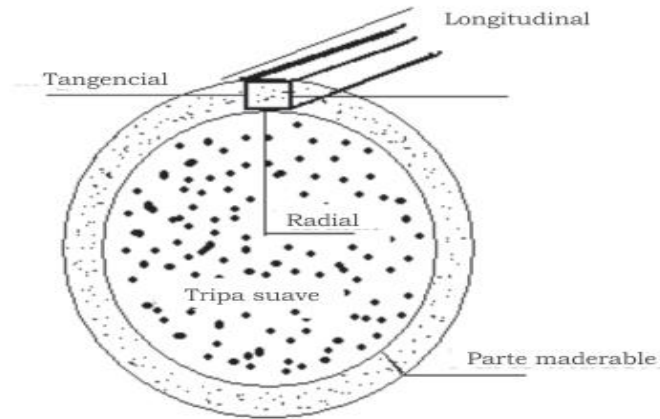


Figura 1.2 Corte transversal de la palma real.
Fuente: (Henry et al., 2015).

1.1.1 Propiedades tecnológicas.

Se ha comprobado mediante el estudio de las propiedades tecnológicas una marcada resistencia al corte por parte del tronco, lo que provocó en la década de los setenta que no se pudiera explotar excesivamente debido a que las herramientas de corte no lo permitían, sin embargo, hoy en día gracias al avance de la tecnología, es posible cortarla sin ningún problema. (Henry et al., 2015)

Además, se debe hacer alusión a la buena calidad de su pulido, disposición de las fibras, moldurado, barnizado y resistencia al uso de colas a partir de diferentes muebles elaborados con esta madera cuando el Instituto de Investigaciones Agro-Forestales fue creado en 1969. (Henry et al., 2015)

1.1.2 Propiedades físicas y mecánicas.

- La densidad normal de la especie es de $0,712 \text{ g/cm}^3$ como promedio, y la básica de $0,556 \text{ g/cm}^3$, lo cual la definen como una madera pesada en el primer caso y como semi-pesada en el segundo.

Nota: En el caso de la madera madura de palma de coco puede alcanzar una densidad en la parte central de 250 kg/m^3 y en la periferia 900 kg/m^3 . (Henry et al., 2015)

- La flexión estática alcanzó un valor de 95,9 MPa, mientras su módulo de elasticidad llegó a 12 497 608 MPa. La flexión dinámica se clasifica como media 0,788 kgf/cm². (Henry et al., 2015)

Los valores de las propiedades físicas y mecánicas confirman los usos tradicionales de la madera de la palma real y posibilitan ampliar su rango de empleo a la industria de la segunda transformación en la fabricación de muebles finos, estantes con variados objetivos, revestimientos de paredes y techos, carpintería para interiores de barcos, entre otros. (Henry et al., 2015)

1.1.3 El palmiche.

El palmiche (figura 1.3), que, desde hace quinientos años, ha sido usado por el campesino cubano para alimentar sus cerdos, originalmente traídos de la Península Ibérica. El fruto de la palma real conocido como palmiche, es un alimento esencialmente energético, debido a su alto contenido en grasa o aceite, que tiene el doble de energía de la fibra. Por eso, aunque la fibra del palmiche es de poca digestión en el palmiche, esto se compensa con la digestibilidad del aceite que es prácticamente completa. Una característica negativa del palmiche es su pobreza en proteína y en aminoácidos esenciales para el cerdo. Eso significa que cuando se incluyen grandes proporciones de palmiche en la dieta de los animales, hay que aumentar el suministro de las fuentes proteicas en la dieta. No existen evidencias suficientes de las ventajas organolépticas de la carne de cerdos alimentados con palmiche, pero es creencia popular el que los cerdos engordados con palmiche poseen una carne que es preferible a la de animales que comen otros recursos alimentarios, fundamentalmente por la diferencia en el sabor. Los experimentos realizados en este sentido han estado encaminados fundamentalmente al aprovechamiento de este recurso en el cerdo criollo cubano por la asociación natural entre este tipo de cerdo y las condiciones en las que se sitúan los palmares, aun así, se ha demostrado que en cerdos comerciales el fruto de la palma real cuenta con una aceptabilidad evidente. (Carmenatti-Macías, 2010)

Cada palma puede producir anualmente entre dos y ocho racimos de palmiche, tal vez con un promedio de 3.5 racimos por año. La producción de palmiche se da en

dos ciclos, con predominio entre octubre y febrero, aunque hay excepciones. Se estima que la producción anual de palmiche de una palma adulta está entre 40 y 50 kg.



Figura 1.3 Palmiche, fruto de la palma real.
Fuente: (Carmenatti et al., 2010).

En el palmiche, la semilla representa alrededor del 70 % del fruto, que es rojo cuando está maduro, y que ennegrece a medida que se seca. Cuando se cosecha el palmiche, tiene un contenido de materia seca que está entre el 50 y el 55%, según puede apreciarse en la tabla 1.

Tabla 1 Contenido de nutrientes del palmiche cubano.
Fuente: (Carmenatti et al., 2010).

Nutrientes	%
Materia seca	50-55
Minerales	20-30
Fibra	20-25
Grasa	30-45
Proteínas	6-8

No existen diferencias sustanciales entre el mesocarpio y el endocarpio en lo tocante al tenor de proteína cruda y extracto etéreo, aunque si pudiera existir para la fibra cruda, Por otra parte, mientras que la fracción mineral puede disminuir su contenido de afuera hacia dentro, lo contrario ocurre con la concentración de extracto etéreo. Igualmente, la fracción nitrogenada parece estar distribuida uniformemente en todo el fruto. La tabla 2 muestra la composición bromatológica de distintas fracciones del fruto de palmiche cubano. (Carmenatti et al., 2010).

Tabla 2 Contenido de nutrientes de distintas fracciones de palmiche cubano, por ciento en base seca.

Fuente: (Carmenatti et al., 2010).

Contenido de nutrientes	Fracción		
	Pericarpio	Mesocarpio	Endocarpio
Materia seca	91.5	46.0	36.0
Cenizas	9.5	6.5	3.9
Fibra Cruda	45.9	17.1	25.5
Extracto etéreo	4.7	23.3	24.4
Extracto libre de nitrógeno	33.4	45.5	38.9
Proteína Cruda (N x 6.25)	6.5	7.6	7.3

Relativo a la composición del aceite contenido en el fruto, en general puede decirse que posee una riqueza en ácidos láurico y mirístico que es propio del endospermo de frutos de distintas arecaceas (tabla 3), sin embargo, un contenido del ácido oleico superior al 25 % es propio del mesocarpio de estos frutos. Este hecho puede deberse a que en el palmiche no suelen separarse la semilla de la pulpa. (Carmenatti et al., 2010).

Tabla 3 Contenido en ácidos grasos del aceite de palmiche.
Fuente: (Carmenatti et al., 2010).

Ácidos grasos	Por ciento del total
Capríco	5.0
Láurico	32.0
Mirístico	16.0
Palmítico	7.5
Esteárico	1.0
Oleico	28.8
linoleico	9.7

Otros estudios realizados en el Instituto de Investigaciones Porcinas, toman al fruto de la Roystonea regia como patrón de referencia para evaluar el contenido de ácidos grasos (saturados o no), de otras fuentes de alimento para cerdos como se puede apreciarse en la tabla 4.

Tabla 4 Composición de ácidos grasos en aceite de palmiche cubano y la Bellota española, g/100g.

Fuente: (Carmenatti et al., 2010).

Ácidos grasos	Palmiche	Bellota
Saturados	41.9	16.7
Ac. láurico	18.1	6.0
Ac. mirístico	11.1	5.0
Ac. Palmítico	9.3	12.52
No Saturados	57.4	83.3
Monoinsaturados	43.6	67.0
Ac. Oléico	43.6	67.0
Poliinsaturados	13.5	16.4
Ac. Linoléico	13.5	14.5

Cuando se utiliza palmiche en la alimentación porcina, éste producto debe estar dirigido fundamentalmente a los animales en ceba y puerkas no paridas. Resultados experimentales han demostrado que el tope de crecimiento de los animales en ceba alimentados con más del 50% de palmiche en la dieta está entre 400 y 500 g/día,

en dependencia de que el palmiche no se muele o sí se muele. Es conocido que suministrar el grano de palmiche molido a los cerdos puede mejorar su utilización digestiva, sin embargo, este hecho pudiera limitar su utilización pues el grano molido no puede almacenarse durante más de tres días sin que se inicie su descomposición. Este proceso de descomposición ocurre al ponerse el grano molido en contacto con el oxígeno del aire lo que desencadena la oxidación o enrancia miento del aceite. Este inconveniente pudiera evitarse si el palmiche se almacenara seco y fuera molido en el momento de la oferta, aunque en la mayor parte de los casos, no se cuenta con el molino adecuado y se hace necesario moler cantidades mayores a la oferta diaria. Existen métodos muy sencillos de conservación de la harina de palmiche desarrollados por los campesinos y corroborados experimentalmente que consisten en añadir sal al 3% al producto molido, una vez bien mezclado se almacena en condiciones anaerobias (generalmente bolsas plásticas herméticamente cerradas que se abren al momento de su utilización). (Carmenatti et al., 2010).

1.2 Métodos actuales que se utilizan para trepar palmeras.

En nuestro país la trepa de palmeras queda supeditada principalmente a un grupo muy reducido de individuos, practicantes estos de dos técnicas fundamentalmente. La primera es la conocida "trepa a espuelas" (figura 1.4 a, b, c), la cual es una de las técnicas utilizadas por los compañeros de la Unión Eléctrica en la poda de árboles, pero debido a los daños que se le puede incurrir a la palma con dicha práctica no es recomendable darle un uso más extensivo.



Figura 1.4 a. Espuelas para trepar.

Fuente: <https://www.habitissimo.es/presupuestos/talar-arboles>.



Figura 1.4 b, c. Trepa a espuelas.

Fuente: <https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images>.

La segunda es la conocida "trepa a sogá" (figura 1.5) y es una práctica extremadamente peligrosa ya que el individuo que se incurre en la trepa se basa en el apoyo de sus pies con la palma, además de llevar consigo solamente una sogá para alcanzar sus objetivos, de ahí la importancia de construir un dispositivo mecánico para cosechar palmiche, que minimice el peligro de los operarios y aumente la cosecha de este fruto.

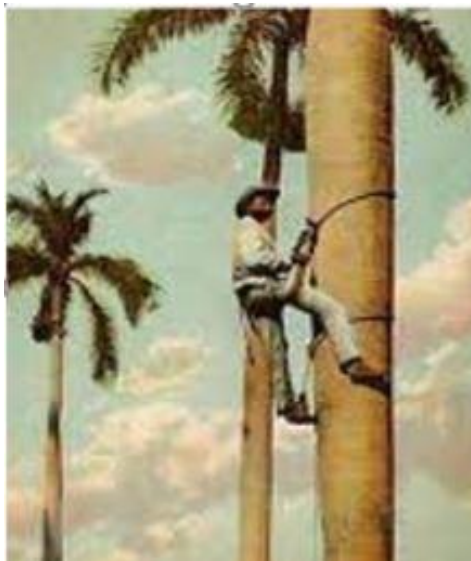


Figura 1.5 Trepa a sogá.

Fuente: (Carmenatti et al., 2010).

1.3 Antecedentes de máquinas y dispositivos para trepar árboles.

1.3.1 Máquina trepadora de cocoteros.

En el mundo se ha estudiado poco sobre este asunto, pero en la India, en el distrito de Thrissur, un señor fabricó una máquina trepadora de cocoteros (figura 1.6)



Figura 1.6 Máquina trepadora de cocoteros.

Fuente: Mesin panjat pokok kelapa [360p].webm.

Esta máquina funciona por la acción de un motor estacionario, el cual puede ser de combustión interna o eléctrico, el cual mueve un rodillo (figura 1.7), el cual tiene forma de hiperboloide y presenta muescas las cuales garantizan el rozamiento entre este y la superficie del árbol, lo cual genera una fuerza tractiva que garantiza un movimiento ascendente.



Figura 1.7 Motor y rodillo de la máquina trepadora de cocoteros.

Fuente: Mesin panjat pokok kelapa [360p].webm.

Este modelo no se puede utilizar para trepar palmeras ya que su diseño es para los cocoteros los cuales a diferencia de las palmeras presentan un tronco con diámetro

prácticamente uniforme. Por lo tanto, este antecedente solo nos sirve para analizar la forma que podría tener una máquina de este tipo.

1.3.2 Dispositivos manuales utilizados para trepar palmeras.

Dentro de las máquinas utilizadas en la trepa de palmeras se encuentran los dispositivos manuales o máquinas simples. Estos son accionados por un operador y consisten en una o varias estructuras metálicas que transforman el movimiento de flexión de las piernas del operador en la traslación del sistema (estructura + operador) sobre la superficie del tronco de la palma, valiéndose solamente del peso propio de este y de la fuerza ejercida por la flexión de sus piernas.

Como se puede apreciar en la figura 1.8 cuando el operador está sentado, el peso de este recae sobre la estructura superior del sistema (1), pero debido a la descomposición de dicha fuerza (el peso) en un par (momento flector) y una fuerza trasladada hacia la superficie del tronco de la palma, dicha estructura mantiene la adherencia necesaria para evitar el patinaje con el tronco. Cuando el operador se levanta y flexiona las piernas, el peso de este recae sobre la estructura inferior del sistema (2), dándole el impulso necesario para trasladar la estructura superior (1) sobre la superficie del tronco de la palma.



Figura 1.8 Dispositivo manual para trepar palmeras.

Fuente: <https://www.google.com/imgres?imgurl=https%3A%2F%2Fhttp2.mlstatic.>

En el año 2018 en la Universidad de Cienfuegos los estudiantes de cuarto año de la carrera ingeniería mecánica: Andrés Lorenzo Álvarez González y Eduardo Jesús Roque Roche realizaron el diseño de dos modelos distintos (modelo A y modelo B) de dispositivos manuales para trepar palmeras (figura 1.9 a y b). Los cuales funcionan con el mismo principio del dispositivo anterior.

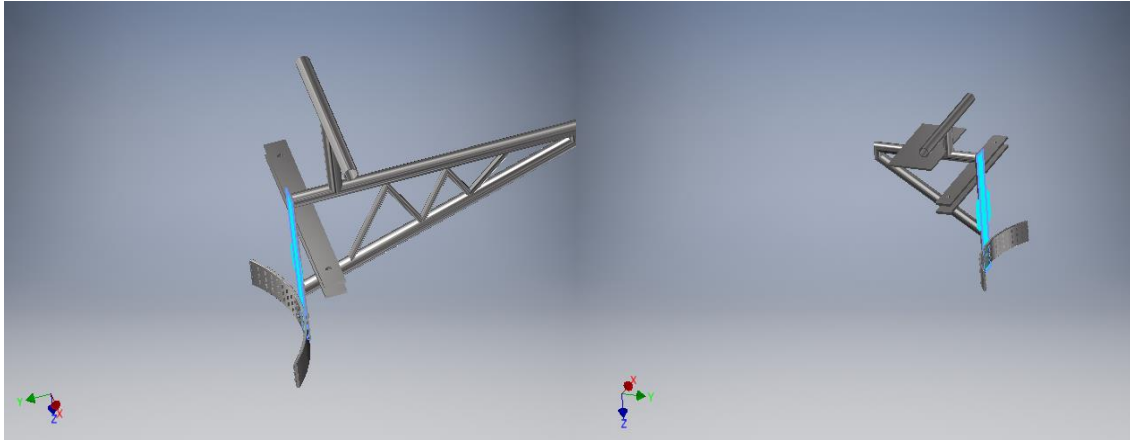


Figura 1.9 a. Dispositivo manual para trepar palmeras modelo A, parte superior e inferior.
Fuente: Elaboración Propia.

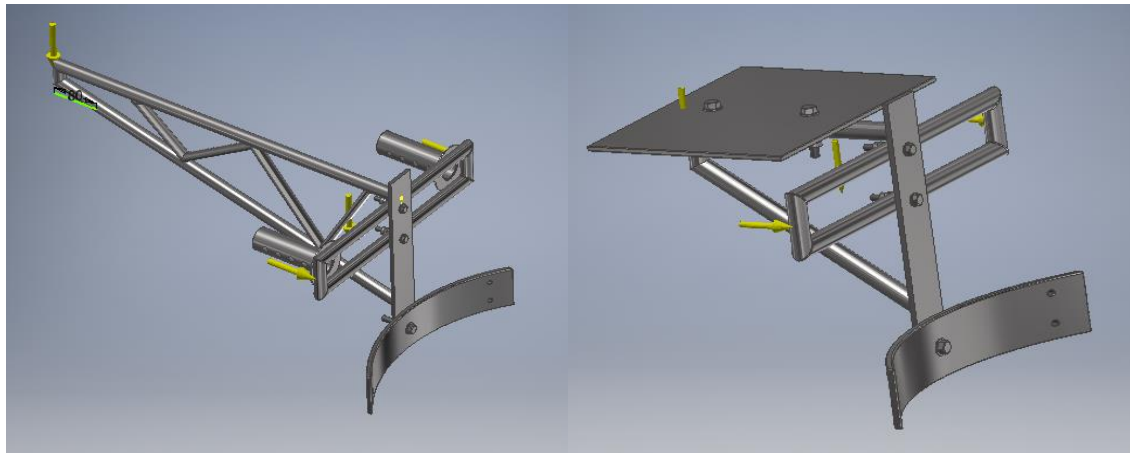


Figura 1.9 b. Dispositivo manual para trepar palmeras modelo b, parte superior e inferior.
Fuente: Elaboración Propia.

Para realizar el diseño de estos modelos, se llevó a cabo un estudio en los terrenos de la Universidad, donde se tomaron mediciones con un dispositivo hecho a base de madera (figura 1.10).

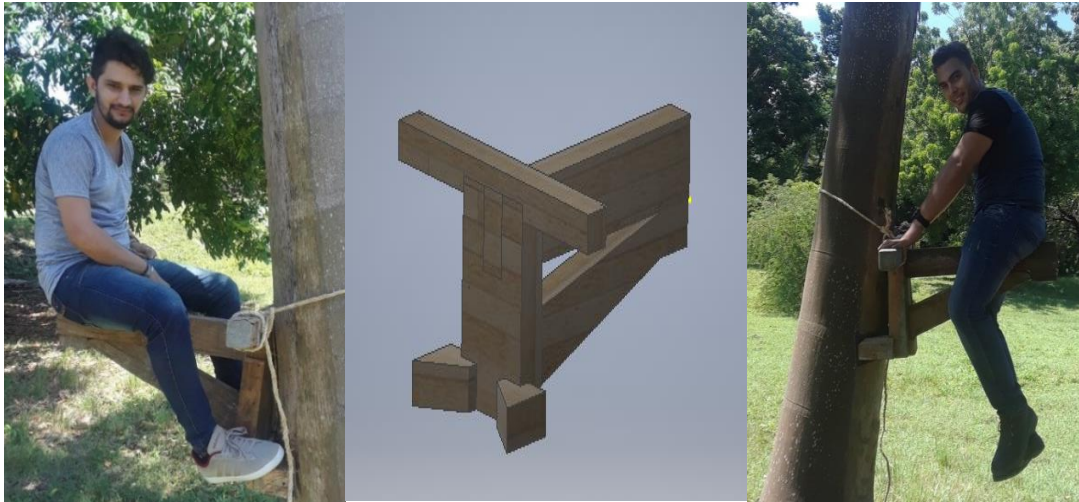


Figura 1.10 Dispositivo de madera.
Fuente: Elaboración Propia.

La prueba que se realizó en zonas aledañas a la Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez” y a ejemplares de Palma Real con 0,4 m de diámetro como promedio en casi todas sus secciones. Algunos de los resultados obtenidos se muestran a continuación:

- I. Uso de la goma: Se demostró que el uso de gomas cauchotadas en la zona de contacto del prototipo con la palma, garantiza la adherencia necesaria con la superficie del tronco (figura 1.11).



Figura 1.11 a. Vista lateral del prototipo; **b.** prueba del prototipo.
Fuente: Elaboración Propia.

- II. Desfasaje de la cuerda: Se demostró que el desfasaje máximo recomendado de la cuerda con respecto a la horizontal debe ser de aproximadamente 24° (figura 1.12), debido a que valores superiores a este incurrirían al posible patinaje de la estructura con respecto a la superficie del tronco. Este desfasaje es provocado mayormente por el inadecuado tensado de la cuerda, por lo que se recomienda una correcta comprobación de este parámetro antes de incurrirse a la trepa.



Figura 1.12 Ángulo de desfasaje de la cuerda.

Fuente: Elaboración Propia.

- III. Dimensiones del prototipo: Se demostró el correcto dimensionado del prototipo, ya que fue capaz de resistir todas las cargas y esfuerzos que incurrieron sobre este. Además, la distribución de los elementos que componen la estructura permitieron la aparición de un momento flector sobre el tronco de la palma que evita el patinaje del prototipo con la superficie. Dicha cuestión se corroboró en todas las posiciones en las que el individuo que se incurre en la trepa puede adoptar.

1.4 Conceptos y faces del diseño.

1.4.1 Diseño mecánico.

Según Fedosiev (1985) el diseño es un proceso de creación de las máquinas en forma de documentos (generalmente dibujos) que se lleva a cabo de base de

cálculos teóricos, prácticas de construcción, tecnología y de explotación, así como también de experiencias. El diseño lleva muchas versiones. En caso general, la óptima es tal versión que permite obtener los índices necesarios de trabajo con un gasto mínimo de trabajo social. El diseño de máquinas se realiza por fases, lo que permite controlar y aprobar los proyectos en diferentes etapas de elaboración. En las fases principales del diseño de máquinas se elaboran los documentos que siguen:

I. Especificaciones técnicas: Se hacen para un proyecto de máquinas que entran en la nomenclatura principal de las máquinas de fabricación en serie y en masa.

II. Anteproyecto: Comprende el desarrollo en croquis de las vistas generales de los conjuntos principales.

III. Proyecto de contrato: Comprende las vistas generales definitivamente desarrolladas de la máquina y de sus conjuntos, lista para el despiece.

IV. Proyecto de ejecución: Es un conjunto de vistas generales, dibujos de taller de las piezas, especificaciones y otros documentos, suficiente para la fabricación de la máquina.

Al terminar el diseño es necesario preocuparse por la estética técnica. Entre los conceptos de belleza, desde el punto de vista ingenieril, y de racionalidad estructural. Las estructuras racionales parecen bellas y las bellas resultan racionales.

Según Shigley (2008), diseño es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema y mediante el uso de herramientas de ingeniería (como las matemáticas, la estadística, computación, las gráficas y el lenguaje) se combinan para producir un plan que cuando se lleva a cabo crea un producto funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que se puede fabricar y comercializar. Mediante Hamrock (2000), diseño es la transformación de conceptos e ideas en maquinaria útil, el objetivo de producir esta máquina que no solo sea resistente para funcionar con eficiencia durante un tiempo razonable, sino que también sea posible de realizar económicamente.

Para Norton (2009) el diseño se ha definido como el proceso de aplicar las diversas técnicas y principios científicos con el propósito de definir un dispositivo, un proceso o un sistema con suficientes detalles que permitan su realización.

Para Romeva (2002) el diseño es un conjunto de actividades destinadas a concebir y definir un producto en todas las determinaciones necesarias para su posterior realización y utilización.

De los conceptos mencionados anteriormente sobre el diseño mecánico analizados cada uno de ellos y el más utilizado para esta área es la mencionada por el autor Shigley, por su mejor entendimiento y facilidad de diseño que presenta este libro para el dispositivo mecánico para cosechar palmiche.

1.4.2 Cálculo de las piezas de las máquinas durante el diseño.

A fin de determinar preliminarmente las medidas de las piezas se emplean los cálculos convencionales simplificados. Las piezas de máquinas tienen que satisfacer la condición de fiabilidad-conservando sus índices de explotación y debe tener el costo mínimo necesario de producción y de explotación. Por eso es importante utilizar los materiales más adecuados teniendo en cuenta su costo y déficit. Los criterios de cálculo más importante que se toman en consideración en el análisis de las piezas son:

- I. Resistencia mecánica
- II. Rigidez
- III. Resistencia al desgaste
- IV. Resistencia al cambio de la temperatura
- V. Resistencia a las vibraciones.

Como definitivos se emplean los cálculos por criterios de capacidad de trabajo y fiabilidad que reflejan con bastante exactitud los fenómenos físicos que se manifiestan durante el funcionamiento de la máquina. En los últimos tiempos, muchos cálculos de las piezas se llevan a cabo con calculadoras y computadoras electrónicas digitales, incluso los cálculos de las piezas a fabricar de acuerdo con programas normalizados, cálculos complejos que son difíciles o imposibles para el cálculo a mano, y confección de tablas de cálculos. (Fedosiev, 1985)

1.4.3 Estructura metálica.

En su acepción más grande se refiere a la forma en que se organizan las partes de un sistema u objeto. Desde el punto de vista ingenieril, las “estructuras” están ligadas a la construcción; así, son estructuras los puentes, edificios, torres, presas y diversas máquinas, etc. Así decimos que es aquella parte de la construcción que soporta el conjunto, es decir que es capaz de resistir las diversas acciones que actúan sobre ella (peso propio, sobrecargas de uso, viento. Movimiento sísmico, transporte, etc.) (Cervera-Díaz, 2004)

Hoy en día, los aceros estructurales son uno de los materiales de construcción de mayor importancia a nivel mundial. Por muchas características deseables, los aceros estructurales han llevado a que se utilicen en una gran variedad de aplicaciones. Esta disponibilidad en muchas formas de producción de máquinas y ofrecen una alta resistencia inherente. Tiene un módulo de elasticidad muy alto, de manera que las deformaciones bajo cargas son muy pequeñas.

Además, los aceros estructurales poseen una gran ductilidad (capacidad de deformarse); tiene una relación esfuerzo-deformación unitaria en forma lineal, incluso para esfuerzos relativamente altos y su módulo de elasticidad es el mismo a tensión que a compresión. (Cervera et al., 2004)

El diseño de la mayoría de las estructuras está regido por las especificaciones o normas. Aun si estas no rigen el diseño, el proyectista quizá las tomara como una guía. No importa cuántas estructuras haya diseñado es imposible que el proyectista haya encontrado toda situación posible, por lo mismo al recurrir a las especificaciones, el recomendará el mejor material de que se dispone. Las especificaciones de ingeniería son desarrolladas por varias organizaciones y contienen las opiniones más valiosas de esas instituciones sobre la buena práctica de la ingeniería. (McCormac, 2002)

De los conceptos de estructuras metálicas mencionados el más acorde con nuestra máquina es el que menciona el autor McCormac, por su facilidad de entendimiento que presenta este libro para la estructura del dispositivo mecánico para cosechar palmito.

1.4.4 Máquinas y mecanismos.

Las máquinas son dispositivos que se utilizan al modificar, transmitir y dirigir fuerzas para llevar a cabo un objetivo específico. Una sierra de cadena es una máquina conocida que dirige fuerzas hacia la cadena con la finalidad de cortar madera. Un mecanismo es una parte mecánica de una máquina cuya función es transmitir movimiento y fuerza de una fuente de potencia a una salida. Es el corazón de la máquina. En la sierra de cadena el mecanismo toma la potencia de un pequeño motor y la suministra en el extremo de corte de la cadena. (Myszka, 2012)

La teoría de los mecanismos y las máquinas es una ciencia aplicada que sirve para comprender las relaciones entre la geometría y los movimientos de las piezas de una máquina o un mecanismo, y las fuerzas que generan tales movimientos. (Shigley, 2008)

Analizando la mejor opción de los mecanismos para el dispositivo mecánico para cosechar palmiche es la mencionada por el autor Myszka, por la explicación de diversas máquinas y su amplia aplicación en nuestro medio. En el proceso de diseño de máquinas, el ingeniero debe establecer ciertos criterios que recomiendan varios autores como son: Shigley, Deutschman, Hamrock y Norton. Donde que el criterio apropiado para el dispositivo mecánico para cosechar palmiche es el del autor Shigley que dice: ¿Qué es el proceso de diseño? ¿Cómo comienza? ¿El ingeniero simplemente se sienta en la silla de su escritorio con una hoja de papel en blanco y anota algunas ideas? ¿Qué sucede después? ¿Qué factores influyen o controlan las decisiones que deben tomarse? Por último, ¿cómo termina el proceso de diseño? (Shigley, 2008)

El proceso completo, de principio a fin, que a menudo se bosqueja como se muestra en la figura 1.15, comienza con la identificación de una necesidad y la decisión de hacer algo al respecto. Después de muchas iteraciones, termina con la presentación de los planes para satisfacer la necesidad. De acuerdo con la naturaleza de la tarea de diseño, algunas fases de éste pueden repetirse durante la vida del producto, desde la concepción hasta la terminación. (Shigley, 2008)

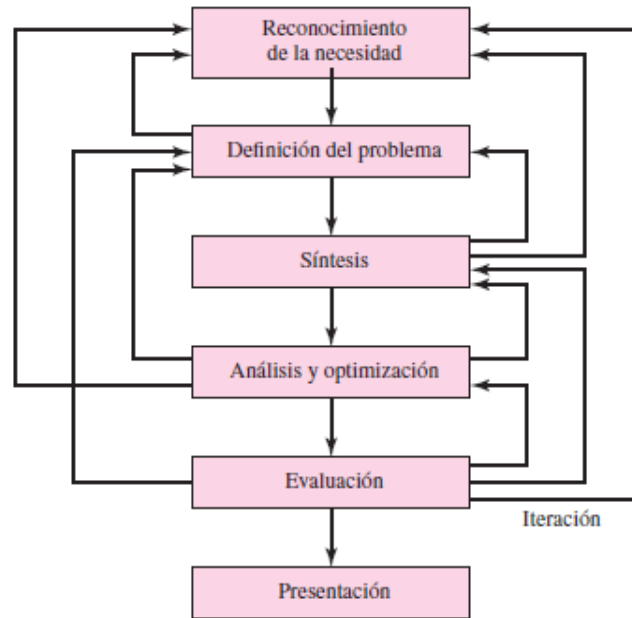


Figura 1.15 Fases del proceso de diseño.
Fuente: (Shigley, 2008).

1.4.5 Reconocimiento de la necesidad.

Con frecuencia, el reconocimiento y la expresión de ésta constituyen un acto muy creativo, porque la necesidad quizá sólo sea una vaga inconformidad, un sentimiento de inquietud o la detección de que algo no está bien. A menudo la necesidad no es del todo evidente; el reconocimiento se acciona por una circunstancia adversa particular o por un conjunto de circunstancias aleatorias que se originan casi de manera simultánea. Por ejemplo, la necesidad de hacer algo acerca de una máquina de empaque de alimentos se manifiesta por el nivel de ruido, la variación en el peso del paquete y por alteraciones ligeras pero perceptibles en la calidad del paquete o envoltura. (Shigley, 2008)

1.4.6 Definición del problema.

Es más específica y debe incluir todas las especificaciones del objeto que va a diseñarse. Las especificaciones son las cantidades de entrada y salida, las características y dimensiones del espacio que el objeto debe ocupar y todas las limitaciones sobre estas cantidades. Puede considerarse al objeto que va a

diseñarse como algo dentro de una caja negra. En este caso deben especificarse las entradas y salidas de la caja, junto con sus características y limitaciones. Las especificaciones definen el costo, la cantidad que se va a manufacturar, la vida esperada, el intervalo, la temperatura de operación y la confiabilidad. Los puntos obvios en las especificaciones son las velocidades, avances, limitaciones de la temperatura, el intervalo máximo, las variaciones esperadas en las variables, las limitaciones dimensionales y de peso, etcétera. (Shigley, 2008)

1.4.7 Síntesis.

La calidad implica un conjunto de actitudes nuevas en las empresas que afectan en profundidad a los sistemas de organización y a los métodos de gestión. Para esto utilizamos una matriz QFD (diseño para la calidad) cuyo objetivo principal es asegurar que se tiene en cuenta la voz del usuario o cliente, a la vez que constituye una ayuda para la planificación de la calidad durante todo el ciclo de vida. (Riva, 2002)

Varios esquemas debemos proponer, investigarse y cuantificarse en términos de medidas establecidas. A medida de lo que vamos desarrollando, se deben realizar análisis para evaluar si el desempeño del sistema es satisfactorio, y observar que tan bien se desempeñará. Los esquemas en competencia se comparan de manera que se puede elegir el camino que conduzca al producto más competitivo. Con esto conseguimos dar la solución al problema que requiere el cliente. Consiguiendo una mejor aceptación de la máquina.

1.4.8 Análisis y optimización.

Tanto el análisis como la optimización requieren que se construyan o inventen modelos abstractos del sistema que admitirá alguna forma de análisis matemático. A estos modelos se les llama modelos matemáticos. Cuando se les crea se espera que sea posible encontrar uno que simule muy bien al sistema físico real. (Shigley, 2008)

1.4.9 Evaluación.

Representa la prueba final de un diseño exitoso y por lo general implica la prueba del prototipo en el laboratorio. Aquí se desea descubrir si el diseño en verdad satisface la necesidad o las necesidades. ¿Es confiable? ¿Competirá exitosamente con productos similares? ¿Es económica su manufactura y uso? ¿Se mantiene y se ajusta con facilidad? ¿Se puede obtener una ganancia por su venta o uso? ¿Qué tan probable es que el producto propicie demandas legales? ¿Se obtiene un seguro con sencillez y a bajo costo? ¿Quizá sea necesario que se reconozca que se requiere reemplazar partes o sistemas defectuosos? (Shigley, 2008)

1.4.10 Presentación.

Sin duda, muchos grandes diseños, invenciones y trabajos creativos se han perdido para la posteridad sólo porque sus creadores no fueron capaces o no estuvieron dispuestos a explicar sus logros a otros. La presentación es un trabajo de venta. El ingeniero, cuando presenta una nueva solución al personal administrativo, gerencial o de supervisión, está tratando de vender o de probarles que la solución que él propone es la mejor. A menos que lo anterior se pueda hacer de manera exitosa, el tiempo y el esfuerzo empleado en obtener la solución en gran parte se habrán desperdiciado. Cuando los diseñadores venden una idea nueva, también se venden a sí mismos. Si suelen tener éxito en la venta de ideas, diseños y soluciones nuevas a la gerencia, comienzan a recibir aumentos salariales y promociones; de hecho, así es como cualquiera tiene éxito en su profesión. (Shigley, 2008)

1.4.11 Herramientas y recursos de diseño.

En la actualidad, el ingeniero tiene una gran variedad de herramientas y recursos disponibles que le ayudan a solucionar problemas de diseño. Las computadoras y los paquetes de software proporcionan herramientas de gran capacidad para diseñar, analizar y simular componentes mecánicos. Además de estas herramientas, el ingeniero siempre necesita información técnica, ya sea en forma de desempeño básico en ciencias/ingeniería o las características de componentes especiales recién lanzados. En este caso, los recursos pueden ir desde libros de ciencia/ingeniería hasta folletos o catálogos de los fabricantes. También la

computadora puede jugar un papel importante en la recolección de información. (SHIGLEY, 2008).

En el diseño de la Máquina Trepadora de Palmeras se utilizará software especializados para ingeniería que tenemos disponibles como: ANSYS, MSC. ADAMS, AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 2017, SOLIDWORKS 2016, AUTOCAD 2017 y Microsoft Excel.

AUTOCAD. Este software permite el diseño asistido por computadora, la modelación se lo hace en 2D o 3D, la forma más rápida para representar los planos. También se lo puede aplicar para realizar los respectivos planos de la máquina.

SOLIDWORKS. Es un software de diseño asistido por computadora para modelado mecánico en 3D, permite modelar piezas y conjuntos como también la representación de planos, permite la simulación para de esta manera visualizar su funcionamiento. Mediante este software se realizará la solución modular de la respectiva máquina con cada uno de sus elementos, como también realizar los planos respectivos para su posterior construcción.

AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL. Es un software de diseño asistido por computadora para modelado mecánico en 3D, que permite dibujar piezas en 2D y luego llevarlas a 3D. Mediante este software se realizará el análisis de elementos finitos a la estructura del dispositivo mecánico para cosechar palmiche y se realizarán los planos de dicha estructura.

ANSYS. Es un software para simulación bajo la teoría de elementos finitos empleado para análisis estructural, transferencia de calor, dinámica de fluidos, para la resistencia de materiales, determinación de esfuerzos. Se empleará para la resistencia de materiales para la estructura.

MSC. ADAMS. Es la denominación comercial de un software que realiza análisis sobre mecanismos. Se compone de varios módulos que permiten hacer simulaciones del funcionamiento por medio de animaciones, realizar análisis de vibraciones, realizar análisis de esfuerzos, etc.

Microsoft Excel. Es una hoja de cálculo que le brinda al usuario varias herramientas matemáticas y estadísticas, además contiene paquetes de análisis de datos, con

los que se pueden resolver problemas de optimización por métodos lineales o no lineales.

1.5 Unión de piezas.

1.5.1 Unión de piezas por apriete.

Las uniones de piezas con apriete son acoplamientos tensados, en los cuales el apriete se produce debido a que existe diferencia entre las medidas de las piezas a acoplar. Para cazar las piezas se utilizan las fuerzas elásticas de las piezas previamente deformadas.

Las uniones citadas pueden dividirse en dos grupos:

- 1- Uniones de piezas por superficies cilíndricas o cónicas, en este caso, una pieza se llama contenida (eje) y la otra que contiene (agujero).
- 2- Uniones de piezas por superficies planas mediante anillos abrazaderas o bien placas de sujeción en doble T.

Las más utilizadas son las uniones de primer tipo. Las uniones con apriete pueden soportar fuerzas y momentos arbitrariamente dirigidos. La ventaja común de las uniones citadas consiste en la posibilidad de su sujeción para cargas muy grandes y en su buena resistencia a las cargas de choque. (Reshtov, 1990)

Las uniones de tipo uno, son de sencilla fabricación, garantizan un buen centrado y no requieren piezas especiales de sujeción. Sus principales inconvenientes están dadas por su complejidad en el montaje y desmontaje, posibilidad de aflojamiento del ajuste y deterioro de las superficies de ajuste durante el desmontaje, gran dispersión de la resistencia a la adherencia, debido a la dispersión de las medidas reales de ajuste dentro de los límites de tolerancia. (Reshtov, 1990)

Las uniones cilíndricas con apriete, pertenecientes al primer grupo referenciado, tienen numerosos usos para grandes cargas, sobretodo dinámicas y especialmente en casos donde no se necesite montaje y desmontaje frecuente.

El carácter de la unión se determina por apriete según el ajuste seleccionado y se encuentra normalizado en un sistema de tolerancia y ajustes límites. Se pueden dividir en ajustes en caliente, prensado, prensado ligero, etc. En caso de apriete

fuerte la resistencia al desplazamiento (al corte) alcanza 100 Kg/cm^2 , este tipo de unión se prohíbe en piezas de paredes delgadas.

Por su método de montaje se clasifican en a presión, con calentamiento del agujero o bien enfriamiento del eje. Aunque el montaje a presión permite controlar con eficacia de la unión midiendo la fuerza de presión, se ha comprobado que la resistencia del acoplamiento de las piezas que se arman por contracción térmica supera 1,5 veces la resistencia de la unión a presión, ya que esta última elimina irregularidades en las superficies a acoplar, aunque solo se sugiere en piezas pequeñas. El uso del calentamiento es especialmente cómodo, en comparación con la unión a presión para piezas con gran relación entre longitud y diámetro. La temperatura del calentamiento debe ser más baja que la del revenido. La presión en el apriete debe ser tal que las fuerzas de rozamiento resulten más grandes que las fuerzas exteriores cortantes.

1.5.2 Unión por interferencia.

La unión por interferencia es la que ocurre cuando se quieren unir dos elementos y el diámetro de uno de estos está diseñado unas micras más pequeño lo que produce el ajuste conocido como apriete. Los cálculos de la unión por interferencia tienen dos objetivos fundamentales calcular si el apriete mínimo de la unión garantiza que no se deslicen por la acción del par de fricción y el apriete máximo que permiten el eje y el agujero, para que no fallen durante el ensamblaje.

Entre los cálculos que se realizan para evitar las fallas está la capacidad portante, que depende del apriete que se logre con el ajuste. Lo que ocurre es que el apriete, en las superficies acopladas provocan una presión específica (p) debido a la deformación elástica de las piezas unidas. Las distribuciones de tensiones en las piezas de una unión por interferencia se obtienen a partir del estudio de los tubos de paredes gruesas ya que la pieza exterior se puede considerar un tubo sometido a presión interior y la interior un tubo sometido a presión exterior. La distribución de las tensiones radiales y tangenciales en estas uniones se muestra en la figura 1.16. (Reshtov, 1990)

Donde d_1 es el diámetro interior de la pieza contenida que puede ser cero en el caso de ejes macizos y d_2 el diámetro exterior de las piezas que contiene, aunque en la

realidad no están distribuidas de forma regular. Para calcular la presión en el apriete también se tienen en cuenta el apriete que se logre en la unión (δ), el módulo de elasticidad de primer orden (ξ) y el coeficiente de Poisson. (Reshtov, 1990).

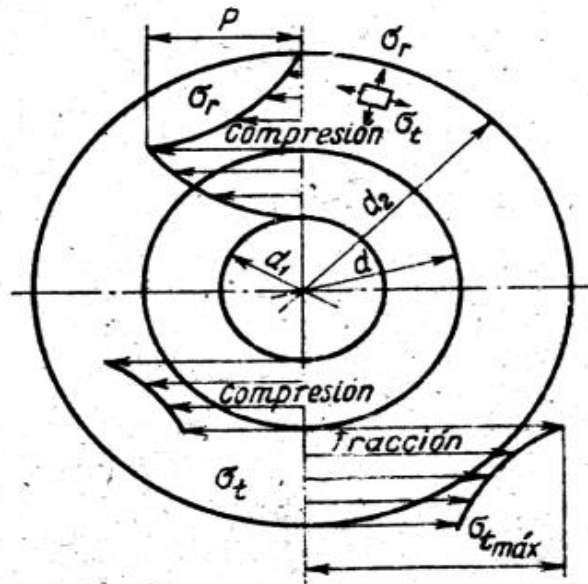


Figura 1.16 Distribución de las tensiones radiales y tangenciales.
Fuente: (Reshtov, 1990).

1.5.3 Unión por chaveta.

La chaveta es una pieza que se coloca en las ranuras de dos piezas en contacto y que impide el giro o desplazamiento relativo de dichas piezas. Las chavetas se emplean predominantemente para transmitir el momento de torsión desde el eje al cubo o viceversa. Los principales tipos de chavetas están normalizados. Estas pueden dividirse en dos grupos. (Reshtov, 1990)

Primer grupo: Uniones no tensadas.

Se ejecutan con chavetas prismáticas y de Woodruff (lengüetas redondas), se ejecutan con sección rectangular y con relación entre la altura y el ancho de la sección desde 1:1 para ejes de diámetro pequeño hasta 1:2 para diámetros grandes, estas se fabrican de acero estirado brillante y sus caras de trabajo son las laterales más estrechas. La chaveta se empotra en el eje a una profundidad

aproximada de 0,6 su altura y en dirección radial se prevé una holgura. Un defecto de la chaveta prismática es la dificultad de garantizar su intercambiabilidad, eso es, la necesidad del ajuste manual o de la selección de las chavetas en las uniones vitales lo que limita su uso en la producción en grandes lotes o masas.

Segundo grupo: Uniones tensadas.

Se efectúan con chavetas en cuña; estas son cuñas con inclinación de 1:100. A diferencia de las chavetas prismáticas las de cuña no tienen más que caras de trabajo anchas y por las laterales existen holguras. Las chavetas en cuña forman una unión tensada capaz de transmitir no solo el momento de torsión, sino también carga axial. No obstante, originan desplazamientos radiales del eje del cubo, respecto al eje del árbol en una magnitud igual al juego radial de encaje y a las deformaciones por contacto y por consiguiente aumenta la descentración de la pieza montada. En caso de cubos cortos, es posible la deformación de las piezas a unir, esta es la razón por la cual el campo de las chavetas en cuña ha disminuido bruscamente. No se utilizan absolutamente en la construcción de aparatos de precisión. La ventaja de este tipo de unión es la ausencia de juego y por esta razón, buena resistencia a las cargas de choque.

Conclusiones parciales del capítulo uno.

- Mediante la búsqueda bibliográfica se pudo constatar la importancia que tiene el palmiche como alimento animal, específicamente para la cría de cerdos; el cual lo tenemos a mano en nuestro país, pero debido a la dificultad que presenta su cosecha no se puede explotar al máximo.
- Los métodos actuales de cosecha del palmiche son muy peligrosos y no existe en el mundo una máquina o un dispositivo mecánico que se pueda emplear para agilizar la cosecha y minimizar el peligro.
- Se encontró una amplia bibliografía que reúne los aspectos más importantes del diseño y sus fases, la cual permite comenzar un segundo capítulo de esta investigación para realizar el diseño de la estructura del dispositivo mecánico para cosechar palmiche.

Capítulo 2: Metodología de diseño.

2.1 Introducción.

Para el diseño de la estructura del dispositivo mecánico para cosechar palmiche, es necesario determinar ciertos parámetros que resultan indispensables a la hora de comenzar el trabajo. Debemos calcular el coeficiente de fricción mínimo que es necesario (μ_n) para que el dispositivo mecánico para cosechar palmiche no presente caída de la palma cuando este estático o en reposo, las reacciones normales (N_1 , N_2) que el peso total del equipo genera cuando está en contacto con la palma y con ello la fuerza de adherencia del dispositivo con esta, además de la fuerza tractiva necesaria para que el dispositivo venza el peso y ascienda a una velocidad recomendable, y con ello conocer la potencia que se debe suministrar para que ocurra dicho ascenso. También es necesario medir por el método experimental los coeficientes de fricción estático y dinámico que presenta la superficie de madera de palma con materiales de caucho, y que dimensión debe tener la superficie cauchotada del rodillo motriz para que exista una tensión adicional entre esta y la camisa del rodillo, para evitar desplazamientos entre estos.

2.2 Cálculo de los parámetros iniciales.

Para establecer una metodología de cálculo que se adapte correctamente al dispositivo que estamos diseñando es necesario realizar un esquema de análisis de dicho dispositivo (figura 2.1), mediante el cual podemos observar las reacciones que provoca el peso total (G_t) al estar en contacto con la palma, además se puede observar una figura de la pieza que se propone utilizar para que el dispositivo mecánico para cosechar palmiche se ajuste a los cambios de diámetro de la palma, los cuales puedes ir de 60cm a 20cm, con un promedio de 40cm. La adaptación a los cambios de diámetro de dicho mecanismo se basa en la acción del peso del operario (G_h) en dos placas (figura 2.2), que están unidas en su centro con el resto del dispositivo mediante un pivote, las cuales mantienen unido el rodillo que no es motriz del dispositivo a la palma y evita que estos pierdan el contacto con dicha palma en caso de reducción de diámetro, y en caso de aumento de este, provoca el

ascenso de la silla donde se encuentra el operario, con lo cual se logra eliminar el problema que conlleva el tronco e diámetro irregular de la palma.

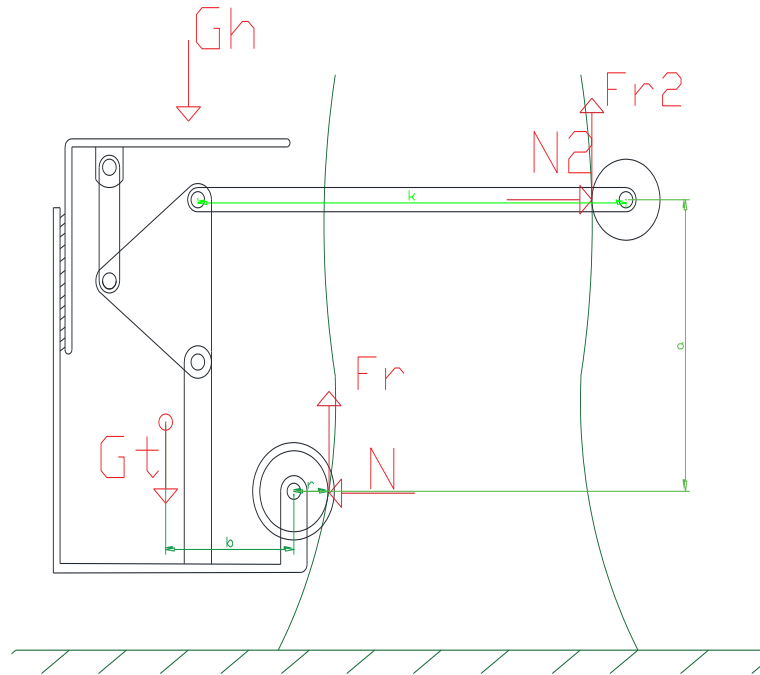


Figura 2.1 Esquema de análisis estático del dispositivo mecánico para cosechar palmiche.

Fuente: Elaboración Propia.

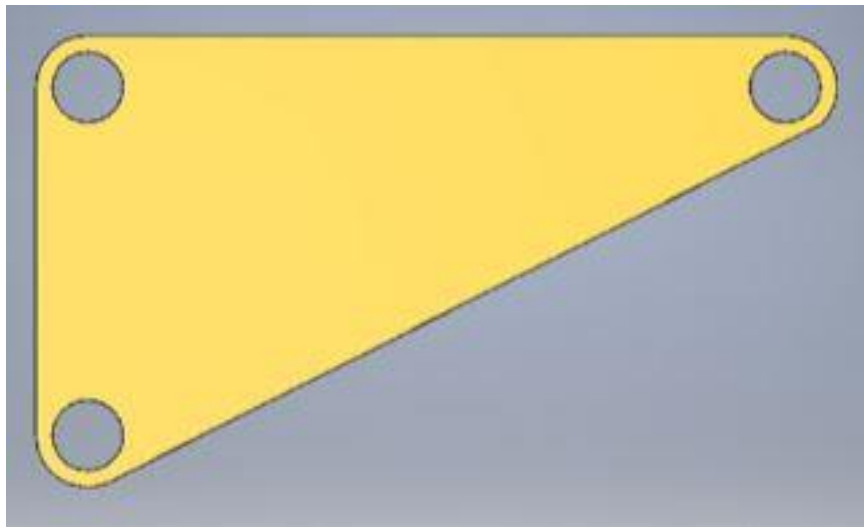


Figura 2.2 Placas del dispositivo que permiten la adaptación de este a los cambios de diámetros de la palma.

Fuente: Elaboración Propia.

2.2.1 Coeficiente de fricción mínimo necesario (μ_n).

Para calcular el coeficiente de fricción mínimo necesario (μ_n) hay que aplicar la segunda ley de Newton.

$$\sum F = m \times a$$

$$\sum F_x = 0$$

$$N_1 = N_2 \quad (2.1)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$Gt = Fr_1 + Fr_2 \quad (2.2)$$

$$\sum Ma = 0$$

$$Gt \times (b + r) + Fr_2 \times d = N_2 \times a$$

$$N_2 = \frac{Gt \times (b+r) + Fr_2 \times d}{a} \quad (2.3)$$

$$Fr = \mu \times N$$

Por lo que se puede apreciar, si el coeficiente de fricción es el mismo, en este caso las fuerzas de rozamiento Fr_1 y Fr_2 son iguales, por lo tanto:

$$\mu_n = Fr_1 / N_1 = Fr_2 / N_2 \quad (2.4)$$

Los cálculos se realizaron para varios pesos del operario y los resultados obtenidos se muestran en la tabla 5. Donde Gt es la suma de los pesos del hombre y el dispositivo, Fr_1 y Fr_2 son las fuerzas de rozamiento, N_1 y N_2 son las reacciones normales entre las ruedas y la palma provocadas por el peso y μ_n es el coeficiente de fricción mínimo necesario para que no ocurra la caída del dispositivo. Además, se utilizaron los siguientes datos:

$$a = 0.45m, D = 0.5m, r = 0.12m, x = 0.4m$$

Tabla 5 Coeficiente de fricción mínimo.

Fuente: Elaboración Propia.

Gt (kg)	Gt (N)	Fr1 (N)	Fr2 (N)	N1 (N)	N2 (N)	μ_n
160,00	1569,60	784,80	784,80	2860,16	2860,16	0,27
165,00	1618,65	809,33	809,33	2949,54	2949,54	0,27
170,00	1667,70	833,85	833,85	3038,92	3038,92	0,27
175,00	1716,75	858,38	858,38	3128,30	3128,30	0,27
180,00	1765,80	882,90	882,90	3217,68	3217,68	0,27
185,00	1814,85	907,43	907,43	3307,06	3307,06	0,27
190,00	1863,90	931,95	931,95	3396,44	3396,44	0,27

Como se puede apreciar el coeficiente de fricción mínimo necesario (μ_n) para que el dispositivo se mantenga firme contra la palma no depende de los cambios de peso, sino a las distancias a la que se encuentre el centro de gravedad del dispositivo con respecto al centro de la rueda motriz (D), al radio de la rueda motriz (r), al diámetro de la palma (d), y a la distancia horizontal que existen entre el centro de la rueda motriz y la rueda conducida (a). Después de calcular el coeficiente de fricción mínimo necesario (μ_n) es hora de medir por medio de experimentos los coeficientes de fricción estático y dinámico que existen entre la madera de palma y el caucho.

2.2.2 Medición de los coeficientes de fricción estático y dinámico.

Debido a la ausencia de los valores de los coeficientes de fricción estático y dinámico entre la madera de palma y el caucho en la bibliografía, es necesario hallarlos experimentalmente, utilizando una tabla de madera de palma (figura 2.3).

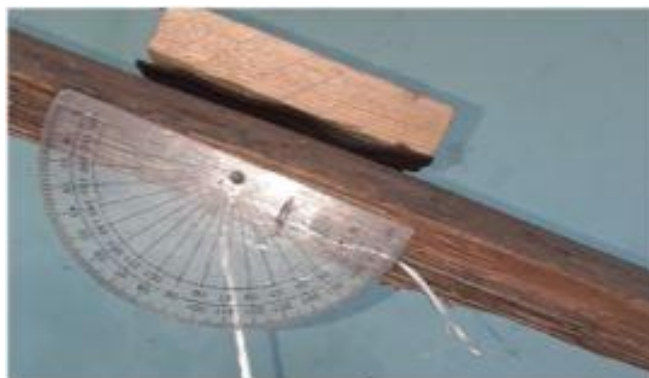


Figura 2.3 Tabla de Palma utilizada para el experimento.

Fuente: Elaboración Propia.

Medición del coeficiente de fricción estático.

Para medir el coeficiente de fricción estático (μ_e) se utilizó un bloque de madera con superficie de caucho de masa m_1 , una tabla de palma y un compás y una cuerda con peso en un extremo para medir el ángulo de inclinación θ . Como se pudo observar en la figura 2.3.

Para encontrar el valor del coeficiente estático se utilizó el esquema de análisis del experimento (figura 2.4) y se calculó de acuerdo a la siguiente metodología.

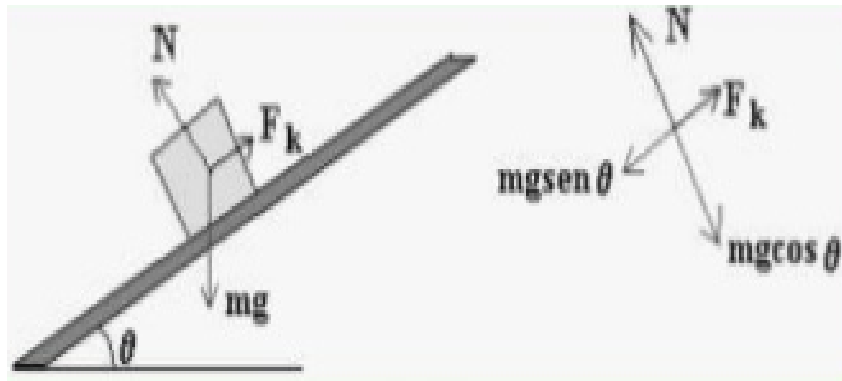


Figura 2.4 Esquema de análisis del experimento para determinar μ_e .

Fuente: Elaboración Propia.

Como hay equilibrio en sentido perpendicular al plano de inclinación (eje y, de nuestro sistema de referencia), la fuerza normal N es igual a la componente y el peso.

$$N = mg \cos \theta \quad (2.5)$$

Como el bloque no se mueve y tiene aceleración cero la componente x del peso es igual a la fuerza de rozamiento.

$$mg \sin \theta = F_k \quad (2.6)$$

Sustituyendo la ecuación 2.5 y la 2.6 en la ecuación 2.3 obtenemos que:

$$mg \sin \theta = \mu_e \times mg \cos \theta$$

Despejando μ_e .

$$\mu_e = \tan \theta \quad (2.7)$$

El ángulo de inclinación de la tabla de palma θ , para el cual el bloque de madera comenzó a moverse fue de 35° .

Medición del coeficiente de fricción dinámico.

Para medir el coeficiente de fricción dinámico (μ_d) se utilizó un bloque de madera con superficie de caucho de masa m_1 , un bloque de madera con masa m_2 , una tabla de palma, una cuerda inextensible y una polea de fricción despreciable.

El bloque de madera con superficie de caucho de masa m_1 se sitúa sobre un plano inclinado con un ángulo de 45° . El bloque está conectado al otro bloque de masa m_2 que cuelga de su otro extremo mediante una cuerda inextensible que pasa por una polea ideal (de rozamiento y momento de inercia despreciables). Sabiendo que el coeficiente de rozamiento dinámico a calcular es el que existe entre el cuerpo de masa m_1 y la tabla de palma, se construyó el esquema de análisis de la figura 2.5.

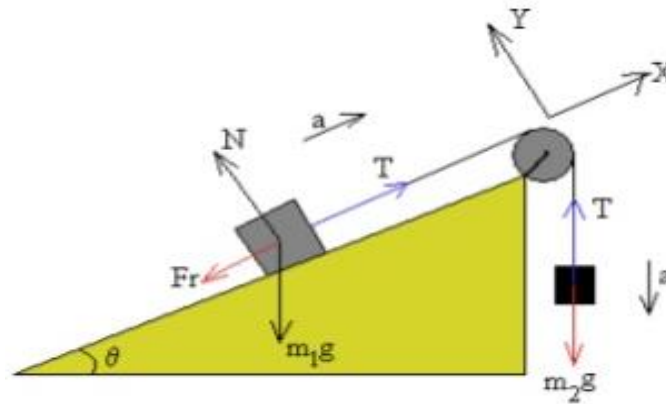


Figura 2.5 Esquema de análisis del experimento para determinar μ_d .

Fuente: Elaboración Propia.

En las figuras 2.6 a y b, se indica las fuerzas que actúan en cada uno de los bloques y la aceleración.

Sobre el bloque de masa m_1 actúan cuatro fuerzas.

$$\sum F_x = m_1 \times a$$

$$\sum F_y = 0$$

$$T - f_k - m_1 g \sin \theta = m_1 a$$

$$N - m_1 g \cos \theta = 0$$

$$T = f_k + m_1 g \sin \theta + m_1 a$$

$$N = m_1 g \cos \theta$$

$$T = \mu_d N + m_1 g \sin \theta + m_1 a$$

$$T = \mu_d m_1 g \cos \theta + m_1 g \sin \theta + m_1 a \quad (2.8)$$

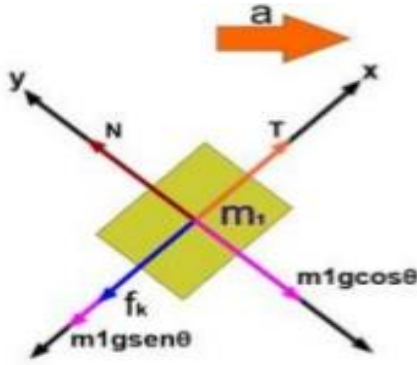


Figura 2.6 a. Fuerzas que actúan sobre el bloque de masa m_1 .
Fuente: Elaboración Propia.

Sobre el bloque de masa m_2 actúan dos fuerzas.

$$m_2g - T = m_2a$$

$$T = m_2g - m_2a \quad (2.9)$$

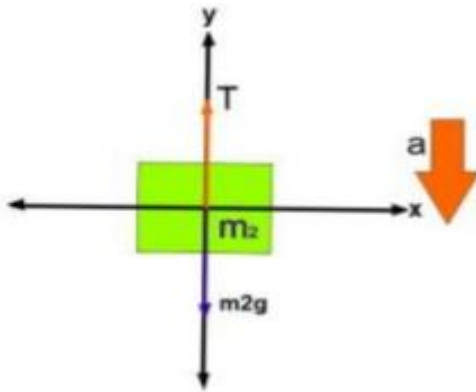


Figura 2.6 b. fuerzas que actúan sobre el bloque de masa m_2 .
Fuente: Elaboración Propia.

Como $T = T$, procedemos a sustituir las ecuaciones 2.8 y 2.9, y despejar la aceleración del sistema.

$$\mu_d m_1g \cos\theta + m_1g \sin\theta + m_1a = m_2g - m_2a$$

$$m_1a + m_2a = m_2g - m_1g \sin\theta - \mu_d m_1g \cos\theta$$

$$a(m_1 + m_2) = g(m_2 - m_1 \sin\theta - \mu_d m_1 \cos\theta)$$

$$a = \frac{g(m_2 - m_1 \sin\theta - \mu_d m_1 \cos\theta)}{(m_1 + m_2)} \quad (2.10)$$

La velocidad que alcanza después de desplazarse h , partiendo desde reposo es:

$$V^2 = V_0^2 + 2a\Delta x$$

$$V^2 = 2ah \quad (2.11)$$

Sustituyendo la ecuación 2.10 en la 2.11, obtenemos la siguiente ecuación:

$$V^2 = \frac{2g(m_2 - m_1 \sin\theta - \mu d m_1 \cos\theta)h}{(m_1 + m_2)} \quad (2.12)$$

Analizando en movimiento del bloque de masa m_1 vemos que al momento que este pasa por el punto señalado O, el bloque se detiene después desplazarse x . Entonces las fuerzas que actúan sobre el son:

Conociendo que:

$$V^2 = V_0^2 = \frac{2g(m_2 - m_1 \sin\theta - \mu d m_1 \cos\theta)h}{(m_1 + m_2)}$$

$$\Delta x = x$$

La ecuación del movimiento es:

$$-fx - m_1 g \sin\theta = m_1 \dot{a}$$

$$-\mu d N - m_1 g \sin\theta = m_1 \dot{a}$$

$$-\mu d m_1 g \cos\theta - m_1 g \sin\theta = m_1 \dot{a}$$

$$\dot{a} = -g(\sin\theta + \mu d \cos\theta) \quad (2.13)$$

De las ecuaciones de movimiento rectilíneo uniformemente acelerado tenemos que:

$$V^2 = V_0^2 + 2a\Delta x$$

$$-V_0^2 = 2\dot{a} \Delta x \quad (2.14)$$

Reemplazando todo lo conocido y despejando μd nos queda que:

$$\begin{aligned} -\left[\frac{2g(m_2 - m_1 \sin\theta - \mu d m_1 \cos\theta)h}{(m_1 + m_2)}\right] &= -2g(\sin\theta + \mu d \cos\theta)x \\ (m_2 - m_1 \sin\theta - \mu d m_1 \cos\theta)h &= (m_1 + m_2)(x \sin\theta + \mu d x \cos\theta) \\ (m_2 - m_1 \sin\theta)h - \mu d h m_1 \cos\theta &= (m_1 + m_2)(x \sin\theta) + \mu d x \cos\theta(m_1 + m_2) \\ (m_2 - m_1 \sin\theta)h - (m_1 + m_2)(x \sin\theta) &= \mu d h m_1 \cos\theta + \mu d x \cos\theta(m_1 + m_2) \\ (m_2 - m_1 \sin\theta)h - (m_1 + m_2)(x \sin\theta) &= \mu d (h m_1 \cos\theta + x \cos\theta(m_1 + m_2)) \\ \mu d &= \frac{(m_2 - m_1 \sin\theta)h - (m_1 + m_2)(x \sin\theta)}{[h m_1 \cos\theta + x \cos\theta(m_1 + m_2)]} \quad (2.15) \end{aligned}$$

Para realizar el cálculo hay que tener en cuenta los siguientes datos:

$$m_1 = 0.63\text{kg}, m_2 = 1.41\text{kg}, h = 0.3\text{m}, x = 0.055\text{m}, \theta = 45^\circ$$

Método de corrección de errores.

Para obtener un valor de medición correcto se utilizó un método de corrección de errores, en este caso el "criterio de Rait" el cual da un 99.73% de fiabilidad. Para

ello fue necesario tomar una amplia muestra (n) de mediciones, en este caso fueron 100 mediciones para cada caso, este método permite descartar “valores extraños” de mediciones y se realizó de la siguiente manera:

Determinación de Y que es el parámetro que indica el punto máximo de la curva en la “campana de Gauss” (figura 2.7), el cual no es más que la media ($\bar{X}$) de las mediciones tomadas.

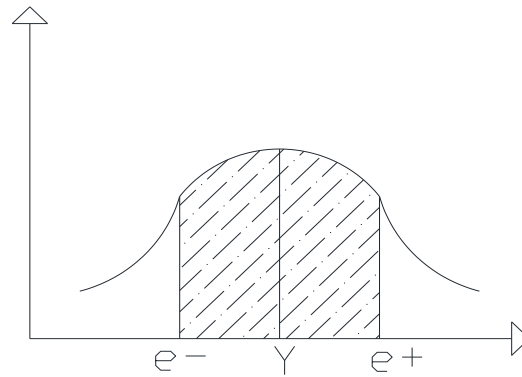


Figura 2.7 Campana de Gauss.
Fuente: Elaboración Propia.

$$Y = \bar{X} = \sum_{i=1}^n X_i / n \quad (2.16)$$

A continuación, se calcula la desviación típica o estándar (S).

$$S = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(X_i - \bar{X})^2}{n-1}} \quad (2.17)$$

Conociendo estos valores y conociendo que según el criterio de Rait, $t=3$ se puede calcular el rango de fiabilidad (R_e) de la forma siguiente:

$$R_e = \bar{X} \mp t \times S \quad (2.18)$$

Todas las mediciones que no están dentro de este rango fueron desechadas y se volvió a realizar el procedimiento iterativamente hasta que no quedó ningún “valor extraño” en la medición, y se tomaron los valores medios de los coeficientes de fricción dinámico y estático que existe entre la madera de palma y el caucho, los cuales se muestran en la tabla 6.

Tabla 6 coeficientes de fricción dinámico y estático.
Fuente: Elaboración Propia.

μ_e	μ_d
0.7	0.596

2.2.3 Potencia requerida para el ascenso.

Para calcular la potencia requerida para el ascenso es necesario conocer la fuerza de adherencia (F_{μ}) que presenta la rueda motriz, ya que la fuerza tractiva (P_t) que genera el momento motriz (M_m) producido por el motor tiene que ser menor que dicha fuerza de adherencia, y a su vez mayor que el peso total (G_t) para que ocurra el movimiento sin patinaje. Por lo que se utilizará la siguiente metodología:

Conociendo el coeficiente de fricción dinámico (μ_d) entre la madera de palma y el caucho, y la reacción normal entre la rueda motriz y la palma (N_1) se puede calcular la fuerza de adherencia (F_{μ}) de la rueda motriz.

$$F_{\mu} = N_1 \times \mu_d \quad (2.19)$$

Conociendo la fuerza de adherencia (F_{μ}) de la rueda motriz hay que escoger una fuerza tractiva (P_t) que cumpla la siguiente condición: $G_t < P_t < F_{\mu}$.

Con la fuerza tractiva (P_t) y el radio de la rueda (r) calculamos el momento motriz (M_m).

$$M_m = P_t \times r \quad (2.20)$$

Para calcular la potencia (N) necesitamos conocer a qué velocidad (V) se va a mover nuestro dispositivo, recomendablemente esta velocidad debe ser pequeña, por lo tanto, utilizaremos 0.5m/s, con ella calcularemos la velocidad angular (ω) de la rueda motriz.

$$\omega = V / r \quad (2.21)$$

$$N = M_m \times \omega \quad (2.22)$$

En la tabla 7 se muestra la potencia (N) para distintos valores de peso total (G_t), para ello se calculó $\omega = 4.17\text{rad/s}$.

Tabla 7 Potencia necesaria.

Fuente: Elaboración Propia.

Gt (kg)	Gt (N)	F_{μ} (N)	P_t (N)	M_m (Nm)	N (kW)
160,00	1569,60	1704,66	1637,13	196,46	0,82
165,00	1618,65	1757,93	1688,29	202,59	0,84
170,00	1667,70	1811,20	1739,45	208,73	0,87
175,00	1716,75	1864,47	1790,61	214,87	0,90
180,00	1765,80	1917,74	1841,77	221,01	0,92
185,00	1814,85	1971,01	1892,93	227,15	0,95
190,00	1863,90	2024,28	1944,09	233,29	0,97

Como se puede apreciar la potencia que se necesita para que ocurra el ascenso es aproximadamente de 1000 W y el momento torsor es de 234 Nm. Conocidos estos valores es momento de decidir los materiales a utilizar en el diseño según sus propiedades y características.

2.3 Materiales a utilizar y sus características.

Para el diseño del dispositivo mecánico para la cosecha de palmiche se utilizará principalmente dos tipos de acero al carbono, el AISI 1020 para la estructura, ya que este es un acero estructural de alta resistencia, y el AISI 1045 para el árbol, la chaveta y la camisa del rodillo motriz. A continuación, se muestran las propiedades de dichos aceros:

Acero AISI 1020.

Acero al carbono que puede utilizarse en estado cementado, templado y revenido o simplemente en estado calibrado. Por su contenido de carbono estos aceros se utilizan para la fabricación de piezas estructurales o de maquinaria de mediana resistencia con una gran tenacidad. Es fácilmente soldable con soplete o arco y su maquinabilidad mejora con el forjado o normalizado, y disminuye con el recocido.

Tabla 8 Composición química del acero AISI 1020 en %.

Fuente: Catálogo de aceros.

%C	%Si	%Mn	P máx.	S máx.
0,18-0,23	0,15-0,30	0,30-0,60	0,04	0,05

Posee una estructura ferrítico-perlítica (estado normalizado), y el simple aumento de la cantidad de carbono ocasiona la elevación de la resistencia y del umbral de fragilidad en frío. La resistencia máxima con esta estructura corresponde a un contenido de carbono del 0,8% y alcanza solamente los 100 kgf/mm². (A.P.Gulíáev, 1983)

El acero depende de su estructura y composición. La acción conjunta del tratamiento térmico y la aleación es un procedimiento eficaz de elevar las características mecánicas del acero.

Propiedades mecánicas:

- Dureza 152 HB (82 HRB)
- Esfuerzo de fluencia: $\sigma_f = 246 \text{ MPa}$ (25 kgf/mm²)
- Esfuerzo máximo: $\sigma_b = 441 \text{ MPa}$ (45 kgf/mm²)
- Límite de fatiga: $\sigma_{-1} = 17\text{-}22 \text{ kgf/mm}^2$ (166,77-215,82 MP; $\tau_{-1} = 10\text{-}13 \text{ kgf/mm}^2$ (98,1-127,53 MPa)
- Resiliencia: $a_k = 8 \text{ kgf/cm}^2$ (0,78 MPa)
- Elongación: $\delta = 25\%$ (en 50 mm)
- Reducción de área: $\psi = 40\%$
- Módulo de elasticidad: $E = 200 \text{ GPa}$ (29000 KSI)

Propiedades físicas:

- Densidad $7,85 \text{ g/cm}^3$ (0,284 lb/in³)

Tabla 9 Propiedades mecánicas según SAE J1397.
Fuente: Catálogo de aceros.

Propiedades Mecánicas					
Estado de suministro	Resistencia a la tracción MPa	Límite elástico MPa	Alargamiento %	Reducción de área %	Dureza Brinell aprox.
Laminado en caliente	441	196	25	45	140 - 180
Normalizado	490 - 588	343	30	55	150
Recocido	441 - 537	294	35	60	130 - 150
Calibrado	539 - 686	441	10	35	180 - 220
Templado y revenido	686 - 833	441	15	45	-

Acero AISI 1045.

Tabla 10 Composición química del acero AISI 1045 en %.
Fuente: Catálogo de aceros.

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
0.42 - 0.49	0.17 - 0.37	0.5 - 0.8	0.04	No más de: 0.04 - 0.25		0.25

Tabla 11 Tratamientos térmicos, características y propiedades.

Fuente: Catálogo de aceros.

Procesos del tratamiento térmico	Diámetro o espesor en mm	Temperatura ° C	Medio de enfriamiento	Designación			
				σ_b (Kg/mm ²)	Dureza		
					HB	HR C	
Normalización	Hasta 80	850 – 870	Aire	≥ 61	127	-	Para mejor maquinado
Temple Revenido Temple Revenido	Hasta 80 Hasta 60	820 -840 560 - 600 820 - 840 520 - 550	Agua Aire Agua Aire	≥ 75 ≥ 85	192 - 241 241 - 285	-	Piezas que requieran elevada resistencia (árboles, husillos, rodillos estriados, varillas, ejes, sin fines, grandes tornillos de fijación)
Temple Revenido		830 – 850 280 – 320	Aceite Aire	≥ 90	-	35 - 40	Aumenta la dureza de piezas finas de compleja configuración.
Temple Revenido Revenido	Hasta 40	820 -840 300 – 350 180 - 220	Agua Aire Aire	≥ 129	-	30 - 35 40 - 45	Aumento de la resistencia al desgaste de piezas sencillas que sufra poca carga al choque (bujes topes, fijadores, manguitos)

El acero AISI 1045 se debe utilizar para piezas que requieran elevada resistencia, como, por ejemplo, el árbol del rodillo motriz del dispositivo mecánico para cosechar palmiche.

2.4 Cálculo para el diseño.

Teniendo en cuenta los parámetros calculados anteriormente y los materiales a utilizar, es hora de realizar algunos cálculos para el diseño del dispositivo, como lo son la síntesis del mecanismo que permite la adherencia del dispositivo a la palma

en caso de cambio de diámetro y el apriete de la superficie cauchotada de los rodillos.

2.4.1 Síntesis del mecanismo que permite la adherencia del dispositivo a la palma en caso de cambio de diámetro.

Para un correcto diseño del mecanismo que permite la adherencia del dispositivo mecánico para la cosecha del palmiche, fue necesario tomar mediciones a distintas palmas utilizando un dispositivo manual hecho a base de madera (figura 2.8), el cual ya se había utilizado en un diseño anterior; con este dispositivo se pudo medir la distancia (H) de la cuerda que une de punta a punta el pivote de este y así poder formular las siguientes ecuaciones que tienen como resultado calcular la distancia (S) que se alejará dicho pivote de la palma, en caso de cambio de diámetro de esta, para ello se tomó un diámetro máximo de 0.58 m. Ver figura 2.9.



Figura 2.8 Dispositivo manual hecho de madera.
Fuente: Elaboración Propia.

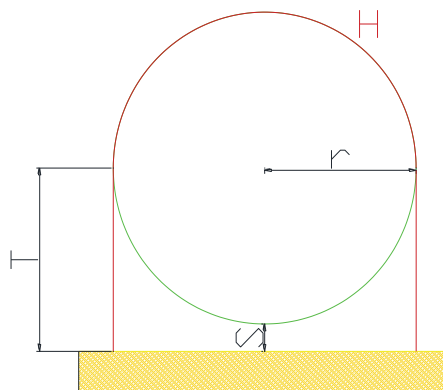


Figura 2.9 Medidas tomadas con el dispositivo de madera.
Fuente: Elaboración Propia.

Para calcular el desplazamiento del pivote (S) se utilizó la siguiente metodología; donde H es la distancia en metros de la cuerda que une de punta a punta el pivote, L es la longitud de la palma en metros, D es el diámetro de la palma y T es la distancia entre el centro de la palma y el dispositivo.

$$T = \frac{H - \frac{L}{2}}{2} \quad (2.23)$$

$$S = T - \frac{D}{2} \quad (2.24)$$

Los resultados de estos cálculos se colocaron en la tabla 8, para las distintas mediciones tomadas y los datos se plotearon en el gráfico 2.1, donde S se puso en función de la relación entre el cambio de diámetro y el diámetro máximo D/D₀.

Tabla 12 Desplazamiento del pivote.
Fuente: Elaboración Propia.

L (m)	H (m)	D (m)	S (m)	T (m)	D/D ₀
0,69	1,50	0,22	0,47	0,58	0,38
1,10	1,50	0,35	0,30	0,48	0,61
1,16	1,50	0,37	0,28	0,46	0,64
1,33	1,50	0,42	0,21	0,42	0,73
1,45	1,50	0,46	0,16	0,39	0,80
1,55	1,50	0,49	0,12	0,36	0,86
1,66	1,50	0,53	0,07	0,34	0,92
1,81	1,50	0,58	0,01	0,30	1,00

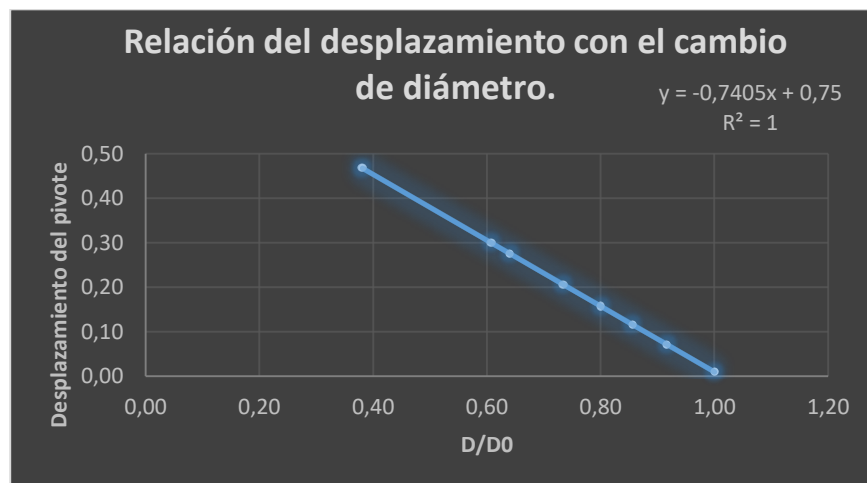


Gráfico 2.1 Relación del desplazamiento del pivote con el cambio de diámetro.
Fuente: Elaboración Propia.

Mediante el gráfico 2.1 se obtuvo la ecuación 14, la cual es una ecuación lineal donde el coeficiente de correlación R^2 es el máximo, lo que demuestra que existe una alta correlación entre los valores representados en el gráfico y dicha ecuación, la cual nos permite conocer el desplazamiento entre el pivote del dispositivo y la palma siempre que se conozca que reducción de diámetro presenta la palma con relación a su diámetro mayor.

$$S = -0.7405 \times \frac{D}{D_0} + 0.75 \quad (2.25)$$

Como se pudo apreciar en la tabla 8, el desplazamiento máximo al que se expone el pivote es de 0.47m, conociendo este valor se realizó la síntesis de dicho pivote (figura 2.10), en la cual se aprecia que, utilizando esas medidas se puede alcanzar un diámetro máximo de 0.67m. En caso de encontrarse con una excepción, ósea, con una palma de mayor diámetro, no se debe realizar la trepa.

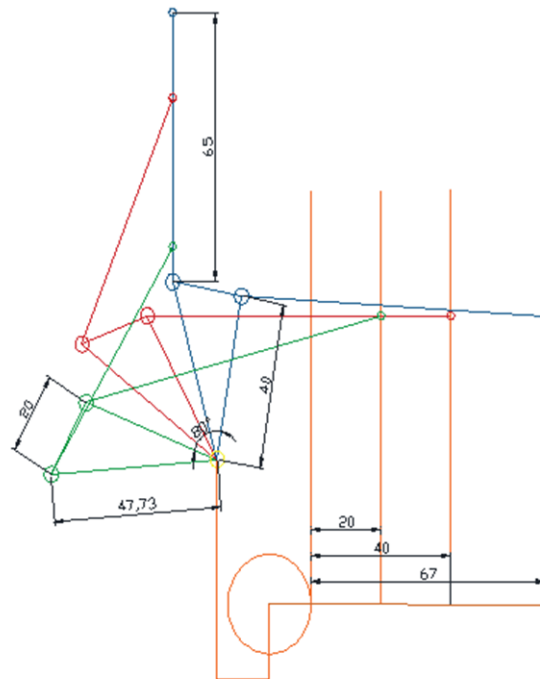


Figura 2.10 Síntesis del mecanismo del pivote del dispositivo mecánico para cosechar palmito.

Fuente: Elaboración Propia.

2.4.2 Cálculo de la superficie cauchotada del rodillo motriz.

La superficie cauchotada del rodillo motriz presentará en su exterior una forma helicoidal, para así asegurar que independientemente al cambio de diámetro de la palma estas tengan mayor área de contacto (figura 2.11)

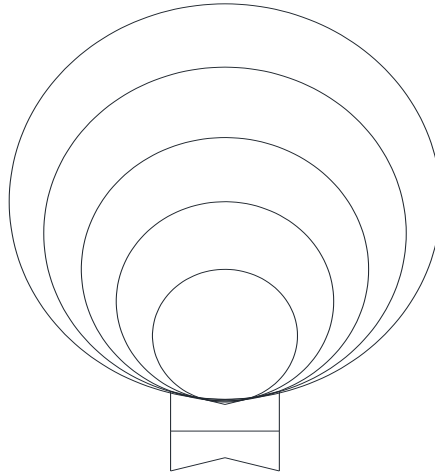


Figura 2.11 Contacto del rodillo con la superficie de la palma.
Fuente: Elaboración Propia.

Pero por su parte interior, la superficie cauchotada del rodillo motriz estará en contacto con una camisa de acero AISI 1045 (ver figura 2.12), que a la vez estará unido a un árbol por medio de una chaveta. Para evitar deslizamientos entre la superficie cauchotada del rodillo motriz y la camisa de este, es necesario que la superficie cauchotada del rodillo motriz tenga una tensión adicional producto a un estiramiento (x), conociendo dicho estiramiento o desplazamiento, podemos conocer que dimensión interior va a tener la superficie cauchotada del rodillo motriz.

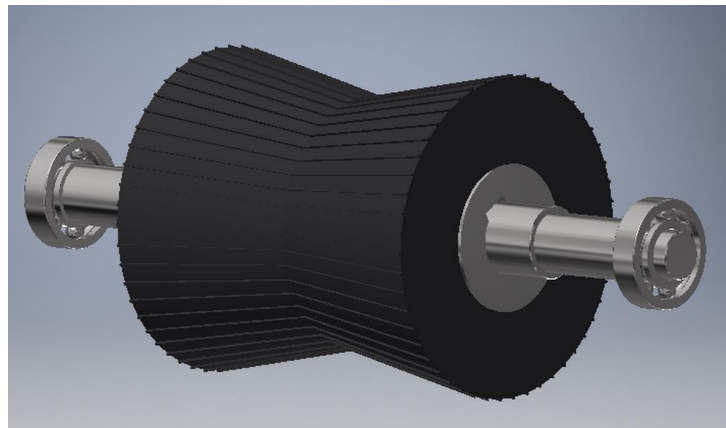


Figura 2.12 Unión de la superficie cauchotada del rodillo motriz con la camisa.

Fuente: Elaboración Propia.

La condición para que no exista patinaje entre la superficie cauchotada del rodillo motriz y la camisa de este es que la fuerza de rozamiento entre la palma y el rodillo motriz (F_r) ha de ser menor que la fuerza de rozamiento entre la camisa y la superficie cauchotada del rodillo motriz (F_{rc}). Para realizar los cálculos se utilizaron los siguientes datos:

Datos:

- Coeficiente de fricción estático entre el acero y el caucho $\mu_e = 0.4$
- Módulo de compresibilidad del caucho $k = 33.96 \text{ N/mm}$
- Fuerza de rozamiento entre la palma y el rodillo $F_r = 2024.28 \text{ N}$
- Reacción normal de la superficie de la palma con el rodillo $N = 3396.44 \text{ N}$

Para obtener el estiramiento (x) se siguió la siguiente metodología:

$$F_{rc} > F_r \quad (2.26)$$

Como la fuerza de rozamiento entre la camisa y la superficie cauchotada del rodillo motriz F_{rc} es producida por la suma de la reacción normal del rodillo motriz con la palma y la fuerza elástica de la superficie cauchotada producida por su deformación o estiramiento, obtenemos la siguiente ecuación:

$$(N + Fe)\mu_e > F_r \quad (2.27)$$

$$Fe = k \times x \quad (2.28)$$

Sustituyendo x en la ecuación 2.27 obtenemos que:

$$x > \frac{\frac{F_r - N}{\mu_e}}{k}$$

Despejando los valores obtenemos que el estiramiento o desplazamiento x ha de ser mayor que 49.01 mm, Por lo cual utilizaremos 50 mm.

Con este valor podemos determinar el diámetro interior de la superficie cauchotada del rodillo motriz, ya que es la diferencia entre el diámetro exterior de la camisa y el estiramiento x . Como el diámetro exterior de la camisa es de 100 mm podemos afirmar que el diámetro interior de la superficie cauchotada del rodillo motriz será de 50 mm.

2.5 Diseño.

Después de conocer los parámetros iniciales necesarios para el diseño es hora de realizar el diseño de los componentes de la estructura del dispositivo mecánico para cosechar palmiche, teniendo en cuenta que todas las piezas y componentes deben de tener un alto coeficiente de seguridad y a la vez tener el menor peso posible, para que dicho dispositivo pueda ser movido por los obreros que realizarán la tarea de cosechar el fruto de la palma real.

Se realizará el diseño de los componentes de los rodillos (árbol, chaveta, rodamientos, etc.), así como el resto la estructura, apoyándonos en los análisis de elementos finitos que nos brinda el programa AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 2017 para determinar los posibles puntos críticos y asegurarnos que el coeficiente de seguridad en estos es mayor que el recomendable, así también revisaremos todos los puntos en que exista soldadura, para asegurarnos de que no existe ningún peligro.

2.5.1 Diseño del árbol del rodillo motriz.

Para diseñar el árbol que va unido al rodillo motriz (figura 2.13) se tuvo en cuenta el diámetro interior del rodillo $D = 60 \text{ mm}$, la longitud que debe tener dicho árbol $L = 670 \text{ mm}$, que los cojinetes de rodamientos deben ir a los extremos, que en el centro debe ir el chavetero del rodillo motriz, y que debe tener unos escalones intermedios en los cuales debe ir o una rueda dentada o una catalina, para suministrar el momento torsor al rodillo.



Figura 2.13 Árbol del rodillo motriz.

Fuente: Elaboración propia.

Para realizar el análisis de resistencia de este se utilizó la ayuda del programa AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 2017, y se analizó el árbol bajo la acción de una carga distribuida $Q = 9.4 \text{ N/mm}$ el cual es provocado por la acción de la normal $N_1 = 3396 \text{ N}$ sobre la rueda de 306 mm de longitud, y un momento torsor de 233 Nm (figura 2.14).

Tabla 13 Propiedades del material.

Fuente: Elaboración Propia.

Material		Acero AISI 1045
Módulo de elasticidad	E	206000 MPa
Módulo de rigidez	G	80000 MPa
Densidad	ρ	7860 kg/m ³

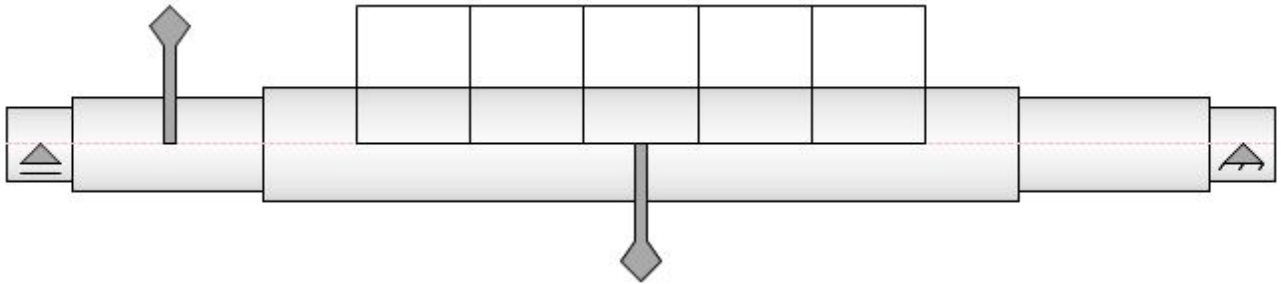


Figura 2.14 Esquema de fuerzas que actúan sobre el árbol.

Fuente: Elaboración Propia.

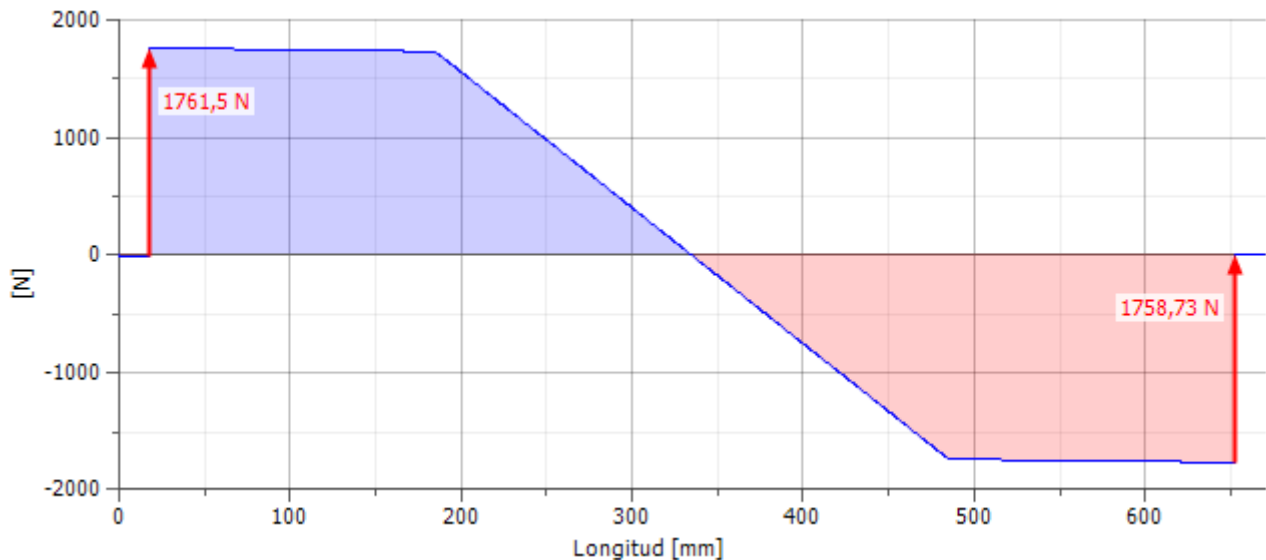


Gráfico 2.2 Diagrama de fuerza cortante.

Fuente: Elaboración Propia.

En el gráfico 2.2 se puede observar los valores de las reacciones en los apoyos producto a la carga distribuida (Q).

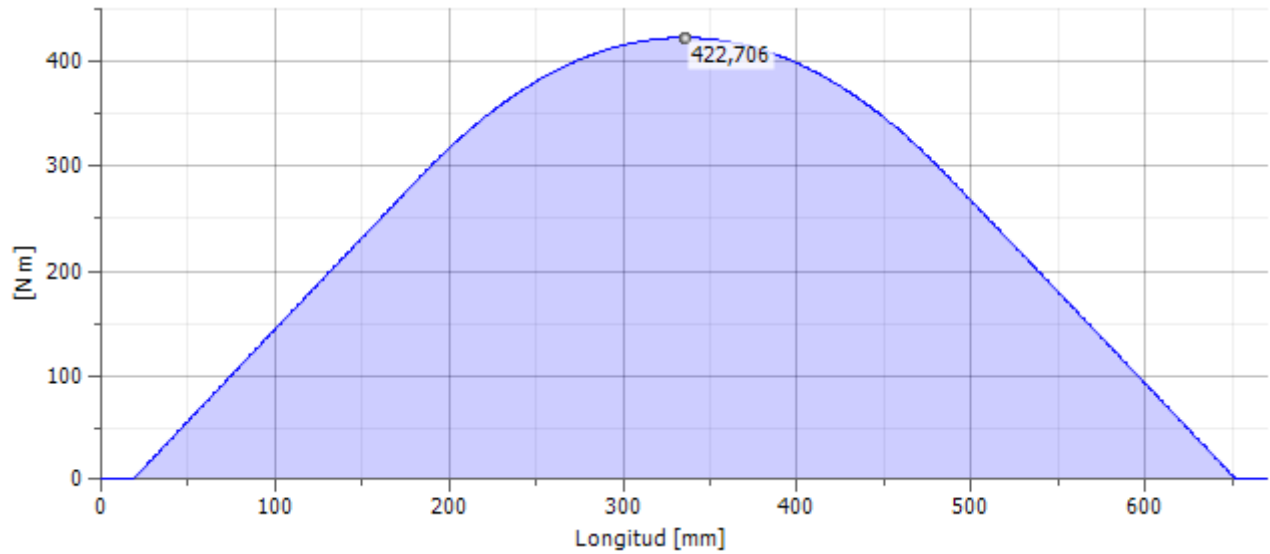


Gráfico 2.3 Diagrama de momento flector.

Fuente: Elaboración Propia.

En el gráfico 2.3 se puede observar el momento flector que se produce por la acción de la carga distribuida (Q).

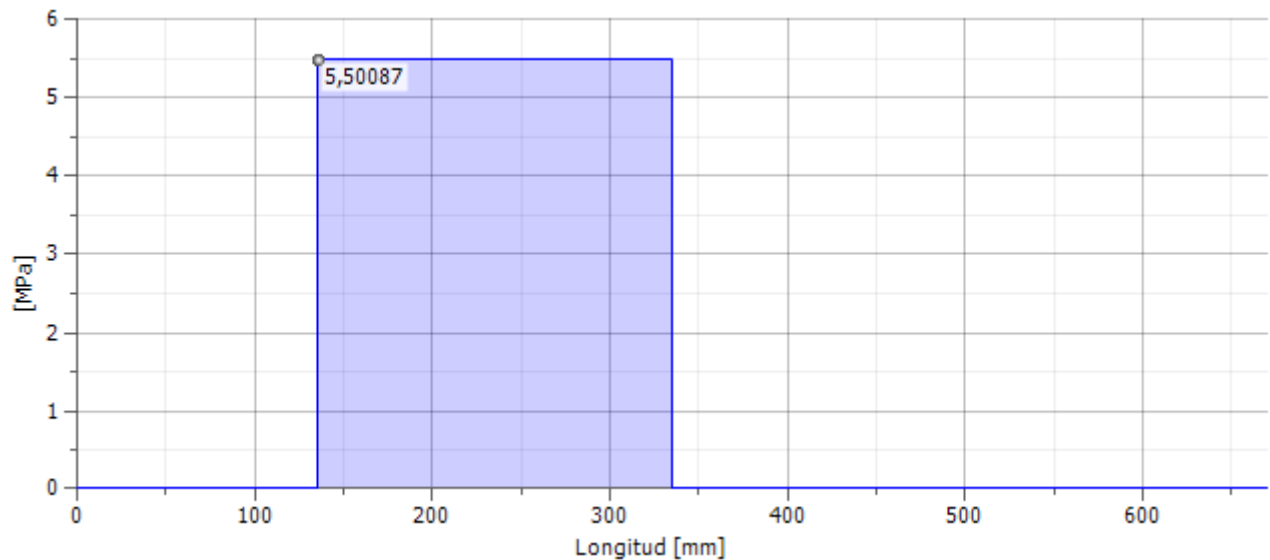


Gráfico 2.4 Diagrama de momento torsor.

Fuente: Elaboración Propia.

En el gráfico 2.4 se puede observar el comportamiento del momento torsor en el árbol, el cual es constante, entra por la catalina o rueda dentada y sale por el rodillo motriz.

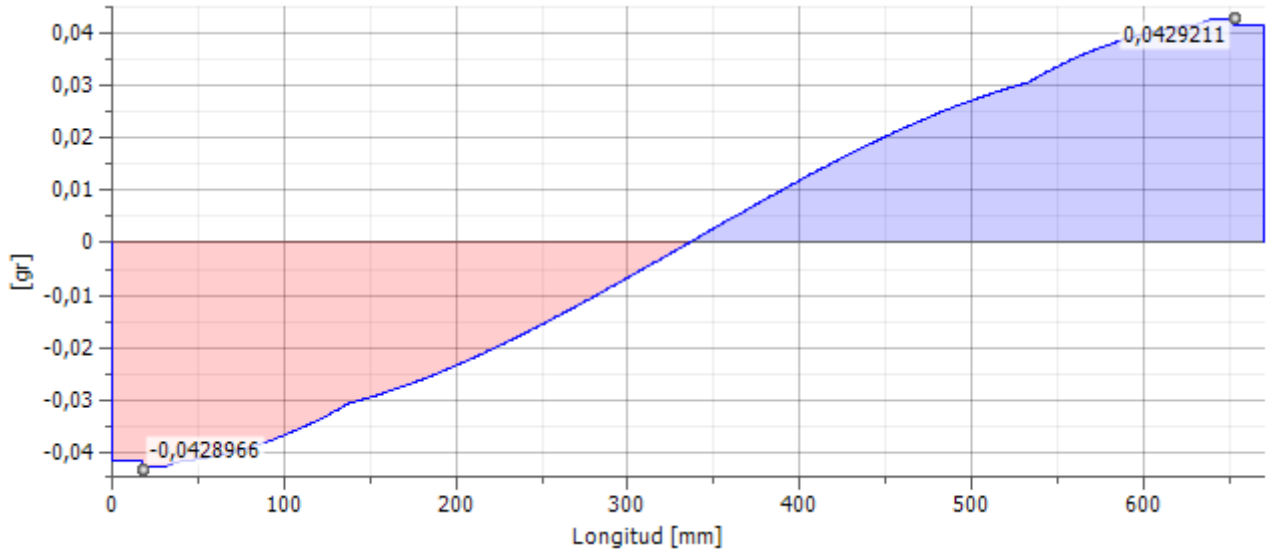


Gráfico 2.5 Diagrama del ángulo de flexión.
Fuente: Elaboración Propia.

En el gráfico 2.5 se puede observar el ángulo de flexión (θ) en grados, provocado por la acción de la carga distribuida (Q) el cual es máximo en los apoyos.

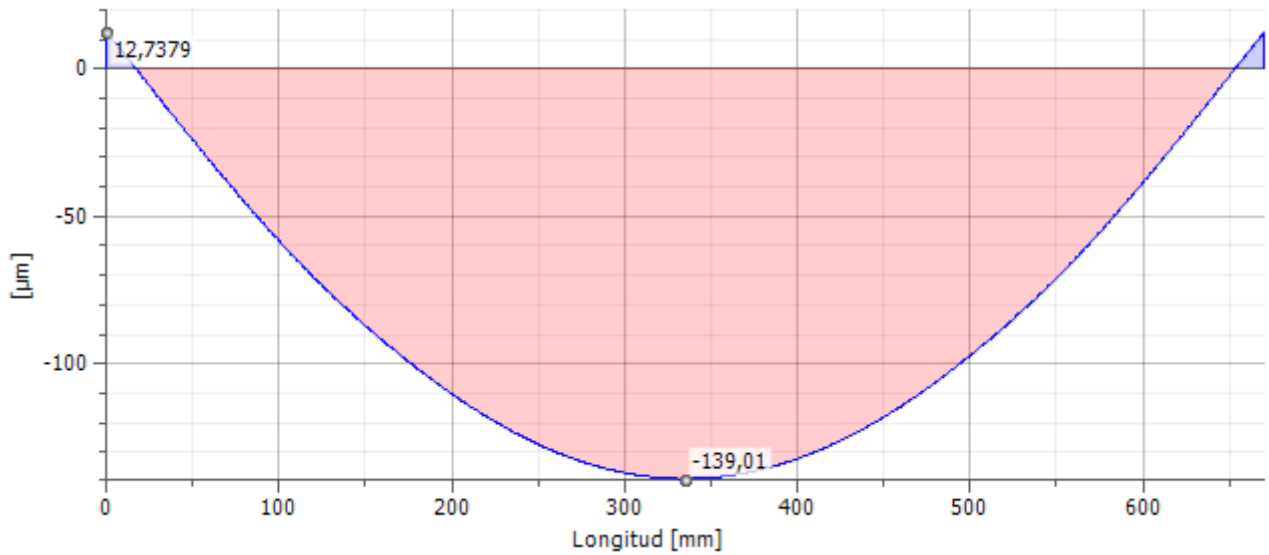


Gráfico 2.6 Diagrama de flexión (flecha).
Fuente: Elaboración Propia.

En el gráfico 2.6 se puede observar la flexión máxima o flecha a la que va a estar expuesto el árbol, producto de la acción de la carga distribuida (Q).

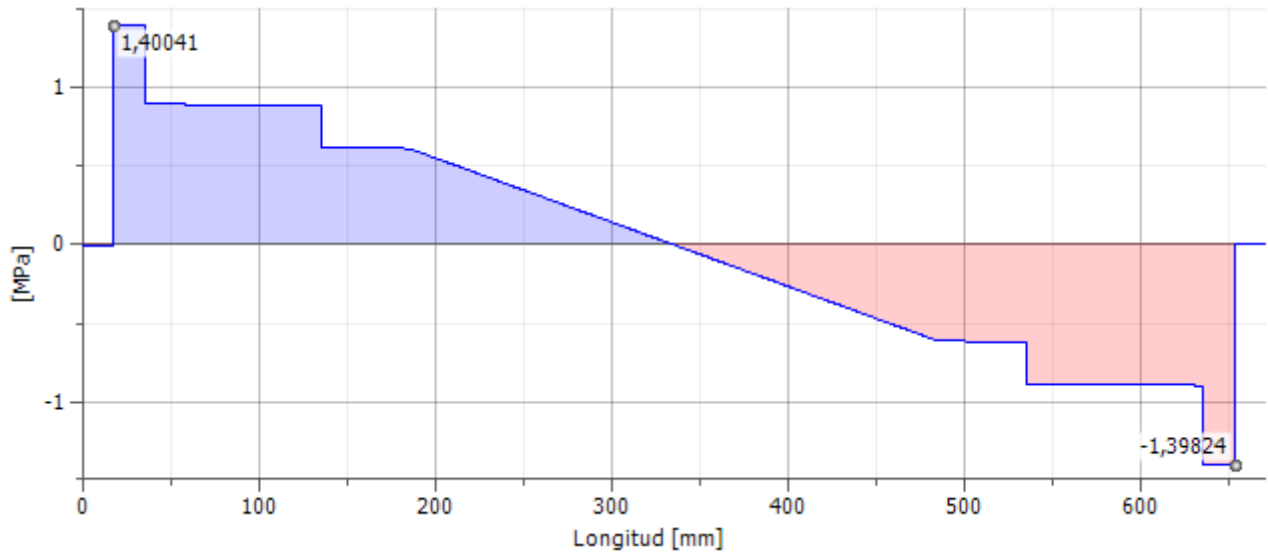


Gráfico 2.7 Diagrama de tensión de corte.
Fuente: Elaboración Propia.

En el Gráfico 2.7 se puede observar las tensiones de corte máximas que van a estar presentes, las cuales se encuentran en los apoyos.

2.5.2 Diseño de los chaveteros.

Para diseñar los chaveteros, primero se seleccionaron las chaveta DIN 6885-3 A 25 X 9 X 280 (figura 2.15 a) y la chaveta DIN 6885-1^a 14 X 9 X 36 (figura 2.15 b), y con estas medidas se procedió realizar el cálculo de resistencia de esta con la ayuda del programa AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 2017, para ello se tomó una presión sobre los chavetero de 1.75 MPa y 2.35 Mpa, la cual es producida por la acción del momento motriz $M_m = 233 \text{ Nm}$ sobre las caras de los chaveteros; y la acción de la fuerza normal $N_1 = 3396 \text{ N}$ (Figura 2.16). Los resultados se pueden apreciar en la tabla 14 y en la figura 2.17.

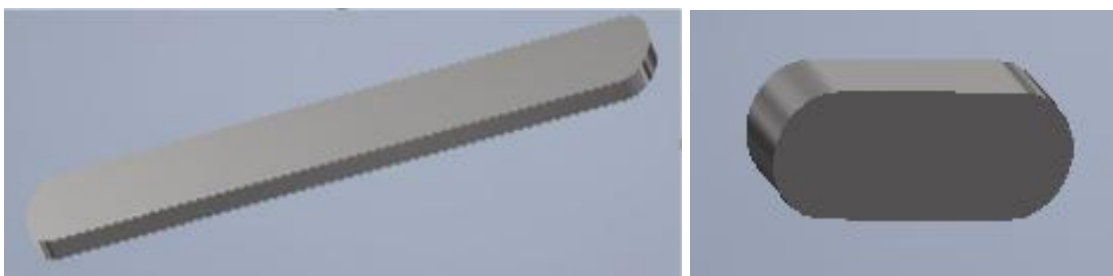


Figura 2.15 a, b Chavetas del árbol del rodillo motriz.
Fuente: Elaboración Propia.

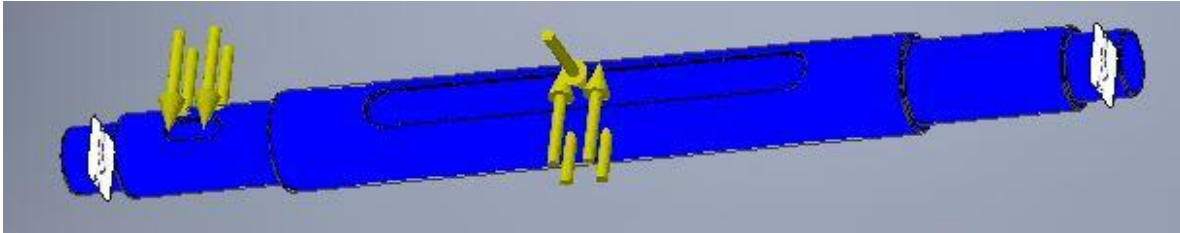


Figura 2.16 Fuerzas que actúan sobre el chavetero.
Fuente: Elaboración Propia.

Tabla 14 Datos del árbol.
Fuente: Elaboración Propia.

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	1586330 mm ³	
Masa	12,4527 kg	
Tensión de Von Mises	0,035424 MPa	25,1695 MPa
Primera tensión principal	-10,4447 MPa	28,1737 MPa
Tercera tensión principal	-25,6718 MPa	10,3438 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,0533691 mm
Coefficiente de seguridad	3.63	15

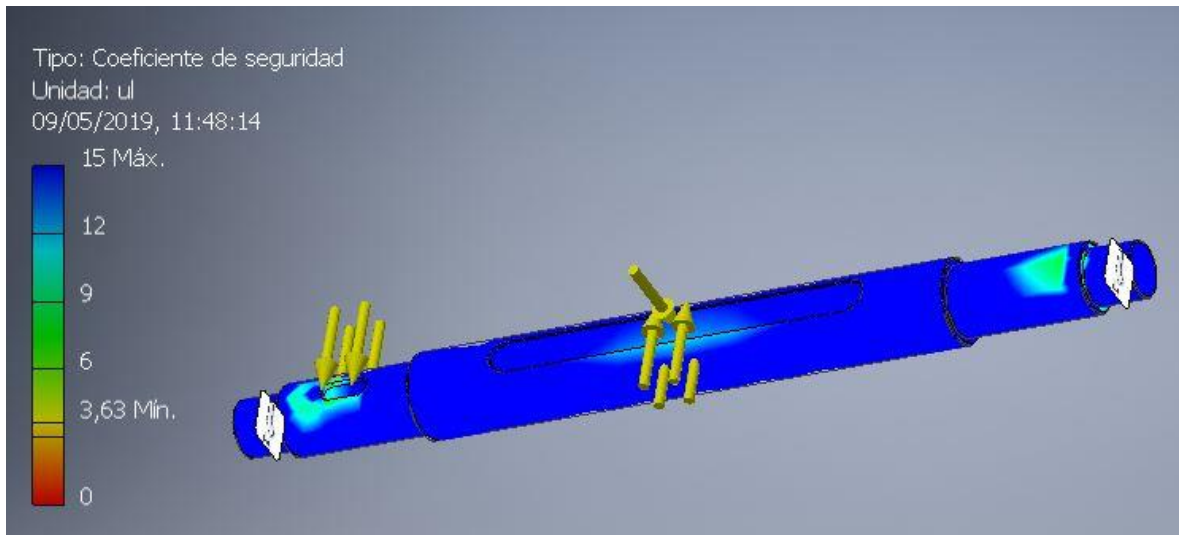


Figura 2.17 Coeficiente de seguridad del árbol.
Fuente: Elaboración Propia.

2.5.3 Comprobaciones de seguridad.

Como se puede observar en los resultados, el árbol y el chavetero con esas dimensiones tienen un alto coeficiente de seguridad, pero de todas formas hay que realizar ciertas comprobaciones.

Comprobación de fatiga volumétrica.

Esta comprobación consiste en comparar el coeficiente de seguridad (n) con la siguiente escala:

$n < 1$ inaceptable; $1 < n < 1.5$ aceptable; $1.5 < n < 2$ recomendable; $n > 2$ buena.

Como se puede apreciar el coeficiente de seguridad del árbol $n = 3.63$ está por encima, por lo tanto, el árbol pasa satisfactoriamente esta comprobación.

Comprobación de estabilidad.

Esta comprobación se basa en comparar la flexión máxima (flecha) que alcanza el árbol con respecto a la longitud entre los apoyos, para que sea seguro tiene que cumplirse la siguiente relación:

$$Y_{\max} \leq 0.001 \times \text{distancia entre apoyos} \quad (2.29)$$

Como se puede apreciar $0.001 \times 640\text{mm} = 0.64\text{mm}$ y $Y_{\max} = 0.139\text{mm}$, por lo tanto, el árbol pasa satisfactoriamente esta comprobación.

Comprobación de revoluciones críticas o de vibraciones.

Esta comprobación se basa en la comparación de la velocidad angular (ω) a la que va a trabajar el árbol con un rango de revoluciones críticas, las cuales están dadas por la siguiente relación:

$$N_c = 300 \sqrt{\frac{1}{Y}} \quad (2.30)$$

$$\omega \neq 0.7N_c \leq N_c \leq 1.3N_c \quad (2.31)$$

Como se puede apreciar $N_c = 1732$ y el rango de revoluciones críticas va de 1212.4 a 2251.6, y la velocidad de trabajo es de 4.14 rad/s ó sea q esta fuera del rango peligroso, por lo tanto, el árbol pasa satisfactoriamente esta comprobación.

2.5.4 Cálculo para determinar apriete, tolerancia y rugosidad superficial en el ajuste del árbol con el rodillo motriz.

Los cálculos se realizaron para un ajuste a apriete 60 H5/n4 ya que un apriete indeterminado o un apriete a juego sería contraproducente, debido a que puede producirse desgaste de la chaveta y el árbol.

Datos:

- Diámetro nominal del eje $d_n = 60\text{mm}$
- Diámetro nominal del agujero de la camisa $D_n = 60\text{mm}$

- Ajuste del eje = $60\text{ n}4^{(+0.033/+0.023)}$
- Ajuste del agujero = $60\text{ H}5^{(+0.015/0)}$

Las desviaciones Fueron tomadas de AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 2017.

Cálculo de las desviaciones.

- Agujero: $60\text{ H}5^{(+0.015/0)}$

Donde:

Desviación superior: $es = +0.015\text{mm}$

Desviación inferior: $ei = 0\text{mm}$

- Eje: $60\text{ n}4^{(+0.033/+0.023)}$

Desviación superior: $es = +0.033\text{mm}$

Desviación inferior: $ei = +0.023\text{mm}$

Cálculo de dimensiones límites.

Para calcular de las dimensiones límites del agujero ($DL_{\text{máx}}$, $DL_{\text{mín}}$) y del eje ($d_{\text{lmáx}}$, $d_{\text{lmín}}$) y la tolerancia (T) de estos, se siguió la siguiente metodología.

- Agujero:

$$DL_{\text{máx}} = Dn + es \quad (2.32)$$

$$DL_{\text{máx}} = 60.015\text{mm}$$

$$DL_{\text{mín}} = Dn + ei \quad (2.33)$$

$$DL_{\text{mín}} = 60\text{mm}$$

$$T = DL_{\text{máx}} - DL_{\text{mín}} \quad (2.34)$$

$$T = 60.015\text{mm} - 60\text{mm} = 0.015$$

- Eje:

$$d_{\text{lmáx}} = dn + es \quad (2.35)$$

$$d_{\text{lmáx}} = 60.033\text{mm}$$

$$d_{\text{lmín}} = dn + ei \quad (2.36)$$

$$d_{\text{lmín}} = 60.023\text{mm}$$

$$T = d_{\text{lmáx}} - d_{\text{lmín}} \quad (2.37)$$

$$T = 60.033\text{mm} - 60.023\text{mm} = 0.01\text{mm}$$

Cálculo de los juegos máximos y mínimos.

Para calcular el juego máximo ($J_{\max}$) y el juego mínimo ($J_{\min}$) se siguió la siguiente metodología.

$$J_{\max} = DL_{\max} - d_{\min} \quad (2.38)$$

$$J_{\max} = 60.015\text{mm} - 60.023\text{mm}$$

$$J_{\max} = -0.0008\text{mm} \text{ (APRIETE)}$$

$$J_{\min} = DL_{\min} - d_{\max} \quad (2.39)$$

$$J_{\min} = 60\text{mm} - 60.033\text{mm}$$

$$J_{\min} = -0.033\text{mm} \text{ (APRIETE)}$$

Rugosidad superficial

Agujero: 60 H5 ($+0.02/0$)

Eje: 60 n4 ($+0.033/+0.023$)

$$0.02 - 0 = 0.02\text{mm} = 20 \mu\text{m}$$

$$0.033 - 0.023 = 0.01\text{mm} = 10 \mu\text{m}$$

Rugosidad: Ra 1.25

Rugosidad: Ra 0.63

2.5.5 Selección de Cojinetes.

El primer paso para la selección de los cojinetes es el cálculo de la capacidad de carga preliminar (C_{pre}) la cual se calcula de la manera siguiente:

$$C_{\text{pre}} = \sqrt[3]{\frac{60 \times n \times L_{\text{hesp}}}{10^6}} \times Ra \quad (2.40)$$

Donde n es el número de vueltas en rpm a las que van a girar los cojinetes, L_{hesp} es la vida útil esperada en horas, la cual es de 10 000 horas, α es un coeficiente que para los cojinetes de bolas es 3 y para los cojinetes cilíndricos es 3.3 y Ra es la reacción normal que existe sobre el cojinete, la cual es la misma para los dos. Por lo tanto, la ecuación nos queda de la siguiente forma:

$$C_{\text{pre}} = \sqrt[3]{\frac{60 \times 40\text{rpm} \times 10000\text{h}}{10^6}} \times 1761.5\text{N}$$

$$C_{\text{pre}} = 5081 \text{ N}$$

Conociendo este valor se busca en un catálogo de cojinetes los datos de un tipo de estos y se comparan los valores de carga dinámica nominal y carga estática nominal con la capacidad de carga preliminar, la cual ha de ser menor que la primera.

Datos de los cojinetes según catálogo de fabricante DIN.

Designación: DIN 6308 40X90X23

Diámetro interior: $d = 40 \text{ mm}$

Diámetro exterior: $D = 90 \text{ mm}$

Ancho: $b = 23 \text{ mm}$

Carga dinámica nominal: $C = 43\,300 \text{ N}$

Carga estática nominal: $C_0 = 24\,000 \text{ N}$

Cumplíndose que $C > C_{pre}$ es momento de calcular la vida útil real en millones de revoluciones (L) la cual es representada por la siguiente ecuación:

$$L = \left(\frac{C}{Q}\right)^\alpha \quad (2.41)$$

$$Q = (X \times K_a \times R + Y \times A) K_s \times K_t \quad (2.42)$$

Donde los valores de X y Y son los coeficientes de las cargas radiales y axiales respectivamente y se buscan en la tabla 11; R es la carga radial, en este caso es $R_a = 1761 \text{ N}$; A es la carga axial que, para este caso es nula; K_a es coeficiente de rotación igual a 1, cuando gira el anillo interior respecto al exterior (como en este caso) y 1.2 cuando es al revés; K_t es el coeficiente que toma en cuenta la temperatura a la que va a trabajar el cojinete, pero es uno cuando la temperatura es inferior a los 100°C (como en este caso); y K_s es el coeficiente de seguridad que tiene en cuenta las condiciones de operación de los cojinetes, en nuestro caso $K_s = 1.2$ porque el cojinete va a operar con una carga exterior relativamente suave y a baja velocidad, sin movimientos bruscos.

Tabla 15 Coeficientes de carga radial y axial.
Fuente: (Rechtov, 1990).

Coeficientes de cargas radial y axial										
Cojinetes	Angulo de contacto α	Carga relativa $\frac{A}{C_0}$	Cojinetes de una fila						Cojinetes de doble fila	
			$\frac{A}{K_R R} \leq e$			$\frac{A}{K_R R} > e$			$\frac{A}{K_R R} \leq e$	
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
De bolas radiales	0	0,014				2,30				2,30
		0,028				1,99				1,99
		0,056				1,71				1,71
		0,084				1,55				1,55
		0,11	1	0	0,56	1,45	1	0	0,56	1,45
		0,17				1,31				1,31
		0,28				1,15				1,15
		0,42				1,04				1,04
De bolas radiales-axiales	0	0,56				1,00				1,00
		0,014				1,81		2,08		2,94
		0,029				1,62		1,84		2,63
		0,057				1,46		1,69		2,37
		0,086				1,34		1,52		2,18
		0,11	1	0	0,46	1,22	1	0,74	1,96	0,45
		0,17				1,13		1,30	1,84	0,48
		0,29				1,04		1,20	1,69	0,52
		0,43				1,01		1,16	1,64	0,54
		0,57				1,00		1,16	1,62	0,54

Conociendo todos los valores pasamos a despejar las ecuaciones 2.42 y 2.41.

$$Q = 1761.5N \times 1.2 = 2113.8N$$

$$L = \left(\frac{42300N}{2113.8N} \right)^3 = 8013.63 \text{ millones de revoluciones}$$

Considerando que la maquina trabaje 12 horas diarias serian 28 800 revoluciones diarias que al año serian 10 512 000 revoluciones anuales, que representan 762 años de vida útil, lo cual no es un valor real, ya que es imposible que un cojinete dure tanto tiempo, lo que sucede es que la capacidad de carga preliminar es muy inferior a la carga dinámica nominal, además que la velocidad angular es relativamente pequeña con relación a las velocidades para las que son diseñadas estos cojinetes. Tanto es así que el fabricante afirma que si $C > 8C_{pre}$ la vida útil es infinita, pero esta afirmación no tiene en cuenta otros efectos como la corrosión por ejemplo.

2.6 Mecanismo para separar las ruedas del suelo.

Sin dudas uno de los problemas que nos queda por resolver es el de cómo lograr que todo el peso del dispositivo recaiga sobre la palma y no sobre el suelo por el que viene trasladándose, para resolver este problema es necesario diseñar un mecanismo para separar las ruedas del suelo (figura 2.18 a y b) y así lograr el resultado requerido.

Este mecanismo permite separar las ruedas del suelo ya que no es una unión fija, sino que tiene un grado de libertad de movimiento que permite a la rueda girar 180 grados sobre un eje y colocarse en la posición inversa a la que trae, este grado de libertad puede eliminarse colocando un tornillo en el agujero del mecanismo



Figura 2.18 Mecanismo para separar las ruedas del suelo.
 Fuente: Elaboración Propia.

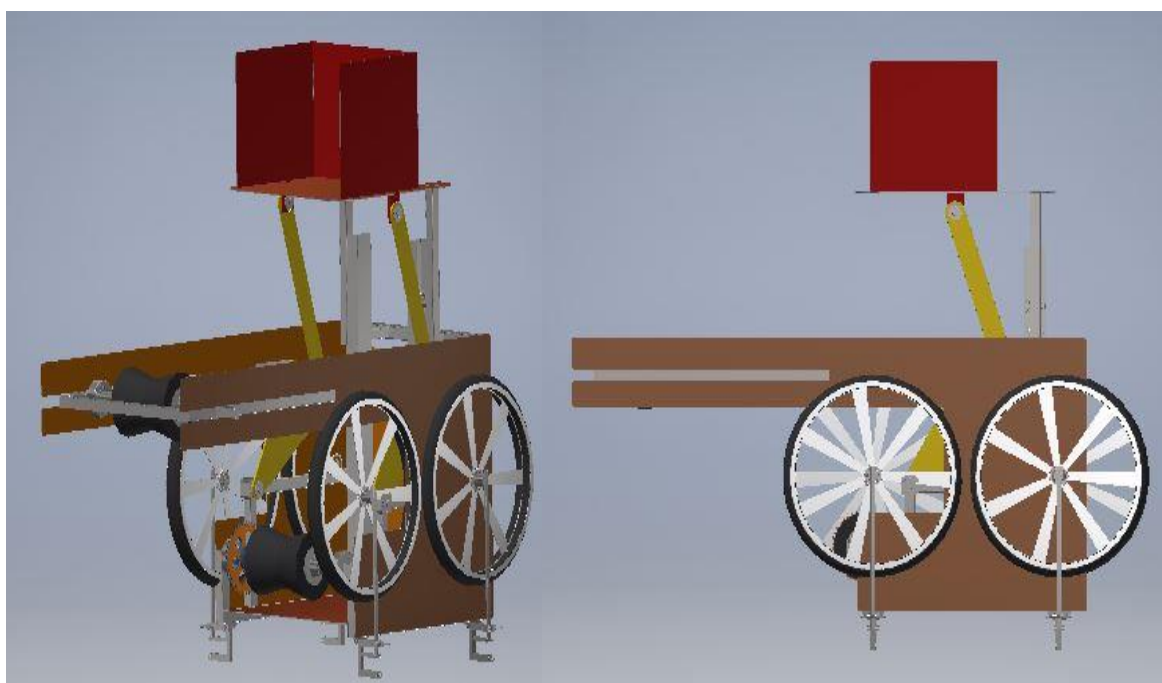


Figura 2.19 a, b Dispositivo mecánico para cosechar palmiche con las ruedas recogidas.
 Fuente: Elaboración Propia.

2.7 Análisis de resistencia de la estructura del dispositivo mecánico para cosechar palmiche.

Después de elaborar todos los elementos que conforman la estructura del dispositivo mecánico para cosechar palmiche (figura 2.20) es necesario realizarle un análisis de resistencia para asegurarnos que de que ningún elemento de dicha estructura se romperá o será poco seguro al estar sometido a todas las fuerzas que se producirán en la cosecha, para ello nos auxiliamos en el análisis de elementos finitos que realiza el programa AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 2017.



Figura 2.20 Estructura del dispositivo mecánico para cosechar palmiche.

Fuente: Elaboración Propia.

Las fuerzas se distribuyeron en la estructura del dispositivo mecánico para cosechar palmiche (figura 2.21) de la siguiente manera:

En los rodillos los valores de las reacciones normal; en la parte inferior el peso del motor, reductor de velocidades y sistema de transmisión; en la parte superior el peso del operario; y el peso de todo el dispositivo lo tiene en cuenta el programa. Hay que recordar que estas fuerzas son para un caso extremo y que por lo tanto en la operación cotidiana del dispositivo mecánico para cosechar palmiche no se deben alcanzar estos valores.

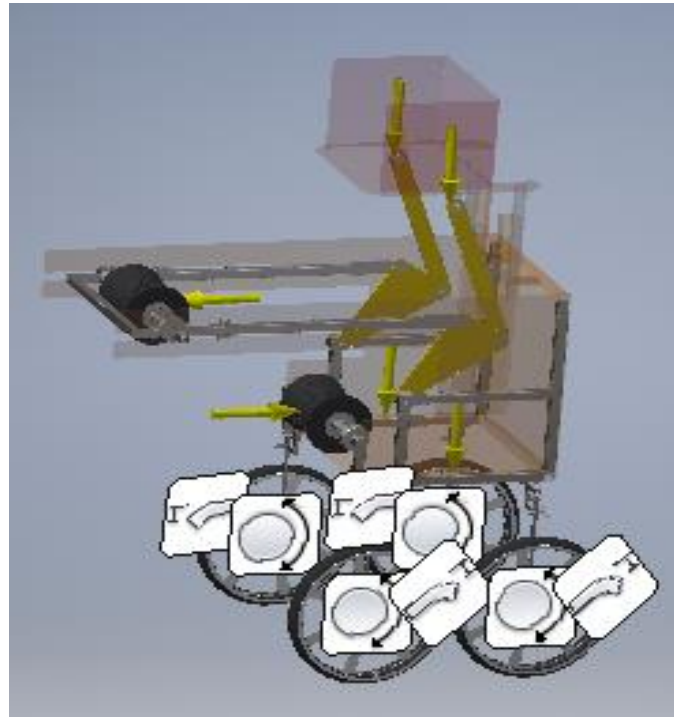


Figura 2.21 Distribución de fuerzas en la estructura del dispositivo.
Fuente: Elaboración Propia.

Al realizarse el análisis se obtuvieron las siguientes figuras, las cuales muestran en colores que valores existen en cada lugar de la estructura del dispositivo.

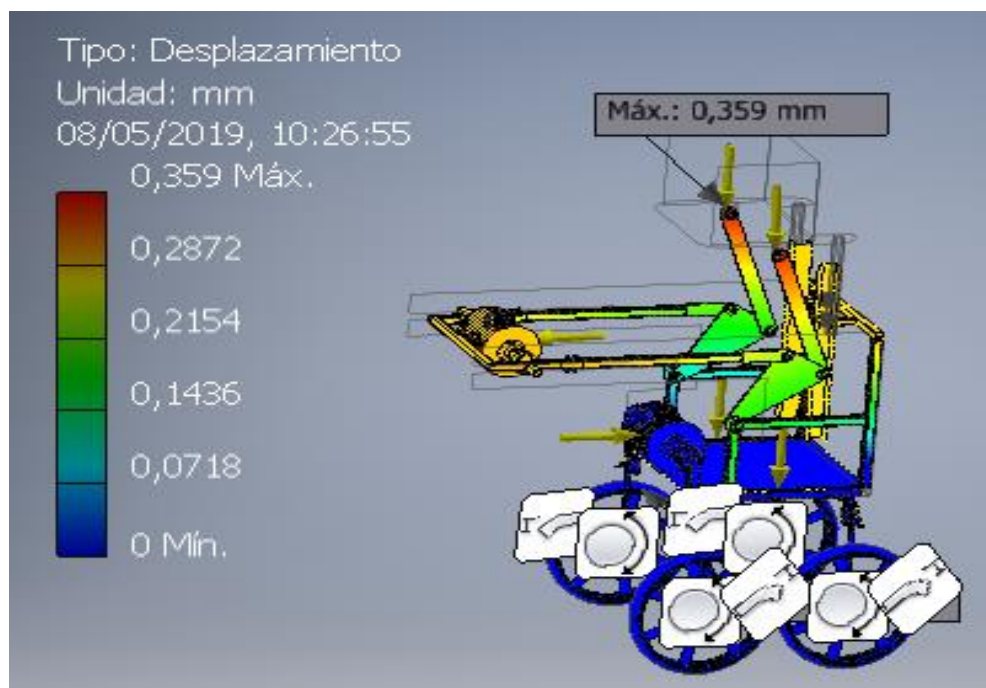


Figura 2.22 Desplazamientos en la estructura del dispositivo.
Fuente: Elaboración Propia.

Como se puede apreciar en la figura 2.22, el desplazamiento máximo se encuentra en las barras que conectan a la silla del operario, el cual tiene un valor de 0.36 mm, lo cual no representa ningún riesgo.

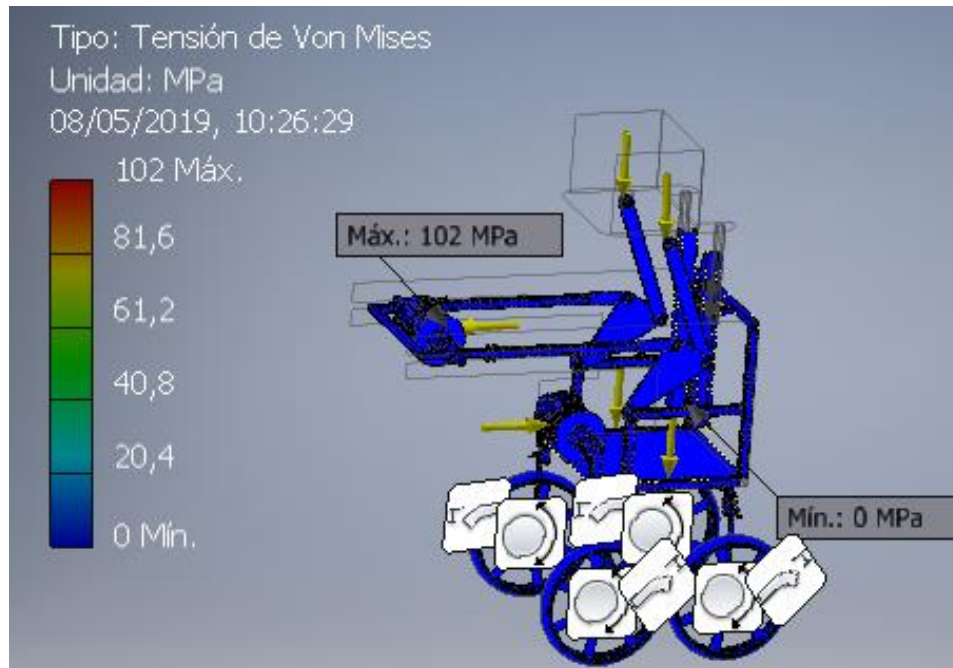


Figura 2.23 Tensión de Von Mises en la estructura del dispositivo.
Fuente: Elaboración Propia.

En la figura 2.23 se puede apreciar los valores de la tensión de Von Mises, la cual es una magnitud física proporcional a la energía de distorsión, es una tensión resultante de las tensiones que existen en un punto y nos da una idea de donde pueden ocurrir los fallos. En este caso podemos observar que las mayores tensiones se encuentran en los rodillos, ya que estos soportan las normales producidas por el peso del equipo más el del operario.

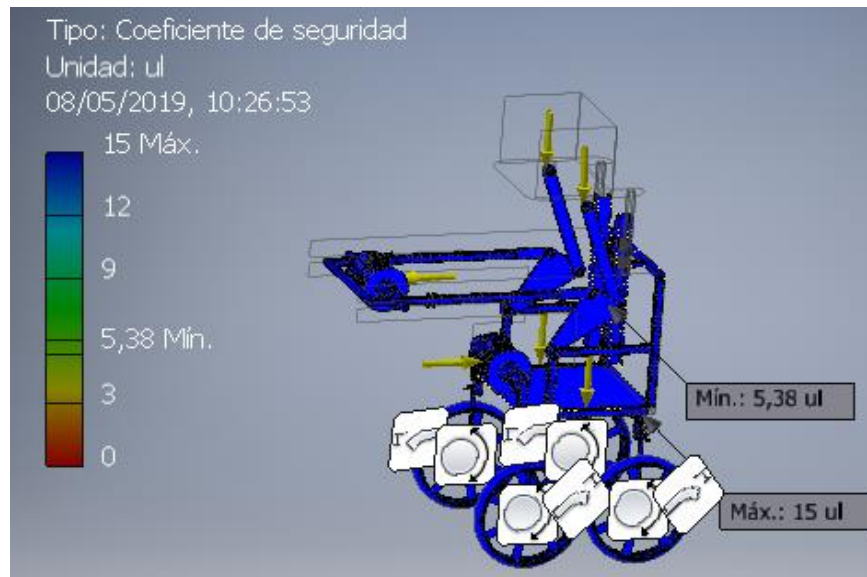


Figura 2.24 Coeficiente de seguridad de la estructura del dispositivo.
Fuente: Elaboración Propia.

Como se puede apreciar en la figura 2.24, el coeficiente de seguridad más bajo es de 5.38, lo cual es un valor alto, ya que es aceptable después de 2, cabe señalar que ninguna unión soldada representa peligro alguno y que toda la estructura del dispositivo mecánico para cosechar palmito es completamente segura, con lo cual termina la fase de diseño de esta y pasamos a calcular los costos de fabricación de esta y en qué tiempo aproximadamente se puede recuperar la inversión.

2.8 Aplicación de la tecnología SMAW para la soldadura de la estructura del dispositivo mecánico para cosechar palmito.

Instrucciones para soldar.

- I. Limpiar la zona de la soldadura, tanto en la zona de la junta a soldar como en la aledaña a ella, eliminando todo vestigio de grasa, óxido o pintura.
- II. Usar electrodos secos. Mantener un arco corto.
- III. La oscilación del electrodo no debe sobrepasar tres veces el diámetro del núcleo.
- IV. Los electrodos que han estado expuestos al ambiente durante varias horas, deberán secarse de 2 a 3 horas a una temperatura de 250 a 300 °C.

Metalurgia de la soldadura.

Características metalúrgicas del metal base.

Las características del metal base fueron tratadas anteriormente (capítulo 2).

Soldabilidad del material.

La soldabilidad del acero depende de su composición química, con mayores cantidades de carbono y de otros elementos de aleación la soldabilidad de éste disminuye.

Según Glizmanenco (1976) la soldabilidad de los aceros se determina según la siguiente tabla (ver tabla 16):

Tabla 16 Soldabilidad con respecto al contenido de carbono.
Fuente: (D.L.GLIZMANENCO, 1976)

Suma de los elementos de aleación en %	Soldabilidad con respecto al contenido de carbono , %			
	Buena	Satisfactoria	Limitada	Mala
Hasta 1	Hasta 0.25	0.25 --- 0.30	0.30 --- 0.45	Mayor de 0.45
1—3	Hasta 0.20	0.20 --- 0.30	0.30 --- 0.40	Mayor de 0.40
Mayor de 3	Hasta 0.18	0.18 ---- 0.28	0.28 ---- 0.38	Mayor de 0.38

Atendiendo a la tabla 8 del capítulo 2, por el contenido de carbono del acero AISI 1020 lo podemos ubicar en el grupo de buena soldabilidad.

Temperatura de precalentamiento.

Para evitar la aparición de grietas en la zona de influencia térmica y en el cordón de soldadura, es necesario establecer, con exactitud, la temperatura a la cual debe ser calentada la pieza antes de someterla al proceso de soldadura.

Existen diversos métodos para determinar la temperatura de precalentamiento de una pieza, en este proyecto se utiliza la formulación de Seferian que, además de la composición química del acero, toma en cuenta el espesor de la pieza a soldar.

Carbono equivalente.

$$[C]_q = C + \frac{M_n + C_r}{9} + \frac{N_i}{18} + \frac{7M_o}{90} \quad (2.43)$$

$$[C]_q = 0.2 + \frac{0,6}{9}$$

$$[C]_q = 0.27$$

$$[C] = [C]_q (1 + 0,005 \times S) \quad (2.44)$$

$$[C] = 0,27 \times (1 + 0,005 \times 6)$$

$$[C] = 0.2781$$

Formulación de la temperatura de precalentamiento.

$$T_p = 350 \times \sqrt{[C] - 0.25} \quad (2.45)$$

$$T_p = 350 \times \sqrt{[0.2781] - 0.25}$$

$$T_p = 58,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Donde:

[C] - carbono equivalente, (%)

T_p - temperatura de precalentamiento, ($^\circ\text{C}$)

Cálculo teórico del área de soldar.

$$F_c = \pi \times d \times c \times 0,7 \rightarrow \text{para cada cordón} \quad (2.46)$$

$$F_c = 140.76 \text{ mm}^2$$

Donde:

c- longitud del cateto de soldadura (3 mm)

Selección del diámetro del material de aportación.

Para la selección del diámetro del electrodo nos basamos en la tabla 17 en la cual se aprecia la dependencia entre el diámetro del metal de aportación y el espesor del metal base. Como el espesor del material base es de 3 mm, obtenemos que el diámetro del metal de aportación o el diámetro del electrodo es de 3 a 4 mm, en este caso se escoge 4 mm.

Tabla 17 Selección del diámetro del electrodo.

Fuente: (D.L.GLIZMANENCO, 1976)

Espesor del metal base (mm)	0,5 – 1,5	1,5 – 3	3 – 5	6 – 8	9 – 12	13 - 20
Diámetro del electrodo	1,5 – 2	2 – 3	3 – 4	4 – 5	4 – 6	5 - 6

Generalidades del Electrodo E-7018 (kw 6907):

Electrodo con fundente básico y bajo contenido de hidrógeno con un revestimiento desarrollado para minimizar la absorción de humedad del medio ambiente. Produce

soldaduras de óptima calidad, libres de poros, gracias a sus características y componentes químicos. (KANGAROO WELDING, 2017)

Se recomienda para soldar tuberías y construcciones de calderas con temperaturas de servicio hasta 500 °C. Se recomienda también para soldar en posiciones difíciles como tuberías y para efectuar los cordones de raíz, así como para uniones y revestimientos en aceros de baja aleación. Se suelda en todas las posiciones. Tiene un arco estable y se suelda sin salpicaduras. Separación fácil de la escoria. La superficie del cordón posee un aspecto liso y fino, sin socavaciones. Atendiendo a todas las características descritas anteriormente, es que el electrodo E-7018 se considera adecuado para efectuar la soldadura manual por arco eléctrico.

Corriente de la soldadura.

$$I_s = (40 - 60)d_e = 50 \times 4 = 200 \text{ Amp} \quad (2.47)$$

Donde:

de- Diámetro del electrodo (4 mm)

Longitud óptima del arco.

$$L_{oa} = (0.5 - 1.1) d_e = 0.8 \times 4 \text{ mm} = 3.2 \text{ mm} \quad (2.48)$$

Determinación del voltaje de cebado.

$$E = 20 + 1.2d_e = 24.8 \text{ [Volts.]} \quad (2.49)$$

Cálculo del número de cordones (pasadas) de la junta.

$$n = \frac{F_t - n_1 \times F_1 - n_{re} \times F_{re}}{F_p} + n_1 + n_{re} \quad (2.50)$$

Donde:

- n = Número de cordones o pasadas de la junta.
- F_t = Área total teórica.
- n_1 = Número de cordones de la raíz.
- F_1 = (6 - 8) de raíz.
- n_{re} = Número de cordones del respaldo.
- F_{re} = Área del respaldo.
- F_p = (8 - 12) de resto de las pasadas.

$$F_1 = (6 - 8)d_e = 8 \times 4 = 32 \text{ mm}^2$$

$$F_p = (8 - 12)d_{e=} = 12 \times 4 = 48 \text{ mm}^2$$

$$n = \frac{140.76 \text{ mm}^2 - 32 \text{ mm}^2}{48 \text{ mm}^2} + 1 = 3$$

Selección del número de pasadas (ver tabla 18).

Tabla 18 Selección del número de pasadas.

Fuente: (D.L.GLIZMANENCO, 1976)

Espesor del metal base (mm)	Hasta - 1,5	Hasta 5	Más de 5
Diámetro del electrodo	3	4 - 5	4 - 5
Número de Pasadas	1	2 - 3	3 y más

Nota: Como se puede ver el número de pasadas calculado está en el rango.

Velocidad de soldadura.

$$V_{sold} = \frac{\alpha_d \times I_s}{\gamma \times F_p} \quad [\text{m/h}]. \quad (2.51)$$

Donde:

- α_d = Coeficiente de depósito en gr/A-hr. (9.2 gr/A-h)
- I_s = Corriente de soldadura. [Amp].
- γ = Peso específico del acero. (7,85 gr/cm³).
- F_p = Área de un cordón. (8 - 12) dep.

$$F_p = (8 - 12)d_e = 12 * 4 = 48 \text{ mm}^2$$

$$V_{sold} = 4,883 [\text{m/h}] = 81,387 [\text{mm/min}]$$

Penetración de la junta.

$$P = \sqrt[3]{\frac{k_3 \times I^4}{E^2 \times V_s}} = \sqrt[3]{\frac{0.0330 \times 200^4}{24.8^2 \times 81.387}} = 10.179 \text{ mm}$$

Donde:

$k_3 = 0.0330$ para V expresado en mm/min, corriente (I) = 85 a 350 A, velocidad de soldadura (V) = 81.387 mm/min, voltaje (E) = 23 a 26 V y diámetro de electrodo (d_e) = 3.2 a 5.6 mm.

$$P = 10.179 \text{ mm}$$

Cálculo del número de electrodos.

Volumen total del cordón de soldadura V_t .

$$V_t = F_c \times V_t$$

$$V_t = 140,76 \text{ mm}^2 * 40 \text{ mm} * 40 \text{ mm} = 225216 \text{ mm}^3 = 225.216 \text{ cm}^3$$

Donde:

- F_c = área a soldar.
- L_t = longitud del cordón (mm) .

Peso total del metal de aportación W_{ma} .

$$W_{ma} = \gamma \times V_t$$

Donde:

- γ = Peso específico del electrodo ($\gamma = 8,084 \text{ gr/cm}^3$).
- V_t = Volumen total del cordón.

Peso específico de un electrodo W_{ee} .

$$W_{ee} = \gamma \times V_{le}$$

Donde:

- V_{le} = Volumen del electrodo

$$V_{le} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \times L_{se} = 5654.87 \text{ mm}^3 = 5.65487 \text{ cm}^3$$

Donde:

- L_{se} = Longitud estándar del electrodo (450 mm)
- d = Diámetro del electrodo (4 mm)

Número de electrodos N_e .

$$N_e = \frac{W_{ma}}{W_{ee}}$$

$$N_e = \frac{V_t}{V_{le}} = \frac{225216 \text{ mm}^3}{5654.87 \text{ mm}^3} = 39.82 = 40 \text{ electrodos}$$

Por lo que se puede apreciar, se necesitarán alrededor de 40 electrodos para realizar la soldadura manual por arco eléctrico según la tecnología SMAW. Por lo cual utilizaremos para el cálculo económico 50 electrodos.

Conclusiones parciales del capítulo dos.

- El diseño del dispositivo mecánico para cosechar palmiche es posible mecánicamente y mediante el uso de un mecanismo de palanca se pudo solucionar el problema que representa el cambio de diámetro de la palma.
- El coeficiente de fricción mínimo entre la superficie de caucho y la madera de palma, requerido para que el dispositivo no presente caída es inferior a los coeficientes de fricción dinámica y estática obtenidos mediante experimentos.
- Todos los componentes estructurales del dispositivo mecánico para cosechar palmiche resistirán la acción de las fuerzas que se producirán a la hora de ser explotados, ya que los coeficientes de seguridad están por encima de los permisibles.
- Para las uniones soldadas se utilizará una soldadura por arco eléctrico con aproximadamente 40 electrodos de 4 mm de diámetro, tipo E 7018.

Capítulo 3: Selección del motor, reductor de velocidad, frenos y análisis de costo de fabricación y tiempo de recuperación de la inversión.

3.1 Introducción.

En el presente capítulo se seleccionará el motor y el reductor de velocidad de acuerdo con los valores de potencia, velocidad y torque calculados en el capítulo anterior. Además, se analizarán los costos de fabricación de la estructura del dispositivo mecánico para cosechar palmiche, así como el tiempo en que se recuperará la inversión mediante el ahorro de divisas que se logrará a partir de la sustitución de productos de alimento animal que se importan hoy en día por el palmiche que será cosechado con este dispositivo.

3.2 Selección del motor.

El dispositivo mecánico para cosechar palmiche puede ser movido por un motor de combustión interna estacionario o por un motor eléctrico monofásico alimentado por baterías, para este estudio se seleccionó un motor eléctrico Brushless inteligente de 1500 W, usado en el scooter marca Watts RW (figura 3.1) el cual tiene las siguientes propiedades:



Figura 3.1 Scooter marca Watts RW.
Fuente: Catálogo de ciclomotores Watts.

Datos del motor:

- Tipo de motor eléctrico: Brushless inteligente de 1500 W
- Potencia máxima: 1.5 kW
- Velocidad de rotación: 1400 rpm
- Peso: 8.5 kg

Datos de la batería:

- Tipo de batería: Gel 48V/20Ah
- Capacidad: 0,96 kWh
- Tipo de cargador: Estándar de 220V 50Hz
- Tipo de carga / Tiempo: 100% 4 horas
- Vida/Ciclos de carga hasta: 80% 400 cargas
- Peso: 40 kg

3.3 Selección del reductor de velocidad.

Para seleccionar el reductor de velocidad es necesario tener en cuenta que hay que reducir de 1400 rpm que entrega el motor a 40 rpm y que además debe de ser un reductor de velocidad sinfín corona, para que cuando el dispositivo descienda se mantenga una velocidad baja. Por lo tanto, se seleccionó un reductor sinfín corona del fabricante REM, del tipo REM075 (figura 3.2) con una eficiencia mecánica de 75.8 %, el cual es el más pequeño y pesa solo 9 kg. Los datos se muestran en la tabla 19. Las medidas del reductor de velocidad seleccionado se encuentran en el anexo 1 y 2.



Figura 3.2 Reductor REM025.

Fuente: Catálogo de reductor sinfín corona REM.

Tabla 19 Datos del reductor de velocidad.

Fuente: Catálogo de reductor sinfín corona REM.

Reductor: REM075						
i	n1	n2	M2(Nm)	Kw1	RD	sf
7,5	1400	186,7	182	4	91	1,0
10		140	180	3	89,6	1,1
15		93,3	261	3	85,2	0,8
20		70	250	2,2	83,5	0,8
25		56	205	1,5	81,9	1,0
30		46,7	337	2,2	75,8	0,7
40		35	216	1,1	73,8	1,0
50		28	264	1,1	70,7	0,8
60		23,3	295	1,1	65,5	0,7
80		17,5	180	0,55	59	1,0
100		14	206	0,55	56,5	0,9

3.4 Selección de frenos

Para los frenos se recomienda utilizar un sistema de frenos de disco para scooter (figura 3.3), ya que este logra una fuerza de frenado superior a la fuerza tractiva del dispositivo, lo cual garantiza que no exista movimiento cuando se requiera, aunque el motor esté en marcha.



Figura 3.3 Sistema de frenos de disco para scooter.
Fuente: Catálogo de ciclomotores Watts.

3.5 Análisis de costo.

El costo de producción constituye un instrumento de control y suma importancia, ya que el análisis del mismo refleja al conjunto de gastos incurridos en la fabricación de un producto o prestación de un servicio; es también la expresión monetaria de los gastos de producción, es decir, los gastos corrientes de las empresas en la elaboración de la producción. En él se incluyen los gastos de materias primas y materiales auxiliares empleados en cualquier tipo de fabricación, los gastos de trabajo humano que representamos por el salario, la parte de los activos fijos tangibles que se transfieren al producto en forma de depreciación, el valor de la

energía consumida, los gastos por concepto de seguridad social, así como otros gastos necesarios que apoyan indirectamente todo tipo de fabricación.

El costo como categoría económica expresa la eficiencia en el trabajo, constituye un indicador generalizador de la calidad y permite comparar la producción obtenida y la magnitud de los gastos incurridos en su fabricación, reflejando el ahorro de los recursos materiales, humanos y financieros.

Los principales elementos del costo de producción expresados en forma monetaria son:

- El valor de las materias primas.
- Materiales auxiliares empleados en la fabricación de la máquina.
- La parte de los gastos del trabajo humano, que compensa el valor de los productos para sí, representándolo por el salario.
- La parte de los activos fijos tangibles que se transfieren al producto en forma de depreciación.
- El valor de la energía consumida.
- Los costos indirectos y otros gastos.

Todos los elementos anteriores serán incluidos en el costo de fabricación de la estructura del dispositivo mecánico para cosechar palmiche. Partiendo del listado de materiales y piezas adquiridas en el mercado interno que conformara la misma.

Tabla 20 Costo de los materiales y piezas.
Fuente: Elaboración Propia.

Designación	Material	Cantidad o dimensión	Precio por unidad (CUC)	Costo (CUC)
Tubo de perfil cuadrado 40X40X3 mm	AISI 1020	10 m	6.20	62.00
Tubo de perfil cuadrado 34X34X3 mm	AISI 1020	1 m	5.80	5.80
Plancha 3X120X100 mm	AISI 1020	4 u	96.50	386.00
Barra redonda Ø65 mm	AISI 1045	1.4 m	5.45	7.63
Plancha 10X50X50 mm	AISI 1020	1 u	126.00	126.00
Ruedas de motocicleta	-	4 u	220.00	880.00
Barra redonda	AISI 1045	1 m	26.30	26.30
Barra redonda Ø300 mm	Caucho	1 m	36.50	36.50
Tornillo DIN M10X50	Acero suave	6 u	2.80	16.80
Tuerca DIN M10X1.5	Acero suave	14 u	2.20	30.8
Cojinete de rodamiento DIN 625-T1 6308 40X90X23	Acero suave	4 u	15.30	61.20
Cojinete de rodamiento DIN 625-T1 6308 40X90X23	Acero suave	4 u	16.80	67.20
Pasador CNS 9215 4X30	Acero suave	8 u	0.80	6.40
Electrodos E7018	-	50 u	0.15	7.50
Cuchilla de cilindrar	-	1 u	2.25	2.25
Costo total de materiales				1722.38

Tabla 18 Costos en salarios.

Fuente: Elaboración Propia.

Operario	Salario horario (CUC/hr)	Tiempo (hr)	Salarios (CUC)	Vacaciones (CUC)	Seg. Soc. (CUC)	Gastos en salarios		
						CUC	MN	M. Total
Mecánico A	0.8631	4.00	3.45	0.20	0.31	3.96	-	3.96
Ayudante Mec.	0.3561	4.00	1.42	0.15	0.23	1.80	-	0.23
Soldador A	0.8826	2.00	1.76	0.21	0.33	2.30	-	0.33
Gasto total en salarios						8.06	-	8.06

Tabla 19 Depreciación de máquina herramienta.

Fuente: Elaboración Propia.

Máquina Herramienta	Precio (CUC)	Vida útil (hr)	Dep. horaria (CUC/hr)	Tiempo utilizado (hr)	Gastos de amortización		
					CUC	MN	M. Total
Torno 16K20	6 739.00	48 800	0.15	0.50	0.0075	-	0.0075
Fresadora vertical	12 911.00	35 000	0.36	0.50	0.0018	-	0.0018
Equipo de soldar	3 371.00	10 000	0.34	1.19	0.4100	-	0.4100
Gasto total de amortización					0.42	-	0.42

Tabla 20 Gastos en energía eléctrica.

Fuente: Elaboración Propia.

Tarifa eléctrica: valor = 0.16 CUC/kWh						
Máquina Herramienta	Potencia (kW)	Tiempo utilizado (hr)	Energía (kW-hr)	Gastos de amortización		
				CUC	MN	M. Total
Torno 16K20	25	0.50	12.50	2.00	-	2.00
Fresadora vertical	15	0.50	7.50	1.20	-	1.20
Equipo de soldar	13.20	1.19	15.70	2.50	-	2.50
Gasto total en energía eléctrica				5.70	-	5.70

Tabla 21 Costo total de fabricación.

Fuente: Elaboración Propia.

Gastos	CUC	MN	M. Total
Sub total gastos directos	1 736.56	-	1 736.56
Sub total gastos indirectos	17.36	-	17.36
Costo de agregados (motor, reductor, frenos, etc.)	1 000.00	-	1 000.00
Costo total de fabricación	2 753.92	-	2 753.92

3.6 Tiempo de recuperación de la inversión.

Para el cálculo del tiempo de recuperación de la inversión es necesario tener en cuenta que una palma produce al año alrededor de 40 kg de palmiche (Valdivié & Castro, 2010) y que con este dispositivo se debe cosechar alrededor de 20 palmas diarias, y que un año laboral tiene alrededor de 288 días, por lo que obtenemos que:

$$\frac{20 \text{ palmas}}{1 \text{ día}} \times \frac{288}{1 \text{ año}} = 5760 \text{ palmas/año}$$

$$\frac{5760 \text{ palmas}}{1 \text{ año}} \times \frac{40 \text{ kg}}{1 \text{ palma}} = \frac{230400 \text{ kg}}{\text{año}} = 230.4 \text{ t/año}$$

Por lo que se puede apreciar, con el uso de este dispositivo se recolectará aproximadamente 230.4 toneladas de palmiche al año, si lo sustituimos por el costo de 230.4 toneladas de maíz importado para fabricar alimento animal, obtenemos que se ahorran 55 987.20 USD anuales.

Si dividimos el costo de fabricación del dispositivo mecánico para cosechar palmiche entre el capital ahorrado por su utilización, obtenemos que la inversión se recupera en 18 días laborales, lo cual es poco menos de un mes natural. Por lo cual es factible económicamente la fabricación y utilización de este dispositivo, con el cual se incentivará la cría de animales y se sustituirán importaciones.

Conclusiones parciales del capítulo tres.

- El costo total de fabricación del dispositivo mecánico para cosechar palmiche es de 2 723.92 USD aproximadamente.
- Mediante la utilización de este dispositivo se deben cosechar 730 toneladas de palmiches anuales.
- Si se sustituye el palmiche recolectado por el maíz para alimento animal importado se logran ahorrar alrededor de 55 987.20 USD anuales. Con lo cual la inversión de la construcción del dispositivo se logra en 18 días laborales, lo cual demuestra que es factible a la economía del país.

Conclusiones generales.

- No existe en el mundo una máquina o dispositivo que agilice la cosecha del palmiche, ni que preste seguridad al obrero que lo cosecha.
- La construcción del dispositivo mecánico para cosechar palmiche es factible mecánicamente para los talleres del país ya que puede ser fabricado en cualquier taller que cuente con los materiales, los equipos y el personal competente.
- La fabricación del dispositivo mecánico para cosechar palmiche es factible económicamente, ya que se recupera la inversión en menos de un mes de explotación de este, aportando ganancias monetarias al país mediante la sustitución de importaciones.
- El dispositivo mecánico para cosechar palmiche es completamente seguro para el obrero y para la palma.

Sugerencias.

- Sugerimos utilizar un motor eléctrico Brushless inteligente de 1500 W, usado en el scooter marca Watts RW.
- Sugerimos utilizar un reductor de velocidad sinfín corona del fabricante REM, del tipo REM075.
- Sugerimos utilizar como frenos, un sistema de frenos de disco de scooter.
- Sugerimos fabricar la estructura del dispositivo mecánico para cosechar palmiche de duraluminio 7075, lo cual le reducirá el peso y mantendrá los parámetros de resistencia.

Bibliografía

- Guliáev, A. (1983). *Metalografía*. Moscú, URSS: Mir.
- Askeland, R. (2004). *Ciencia e ingeniería de los materiales*. México D.F, México: Thomson.
- Bueno Campos, E., Cruz Roche, I., & Durán Herrera, J. J. (2017). *Economía de la empresa. Análisis de las decisiones empresariales*. México D.F, México: Pirámide.
- Callister, W. (2007). *Introducción a la Ciencia e Ingeniería de los Materiales*. Barcelona, España: s.a.
- Carmenatti, J., & Macías Fernández, M. (2010). Plama reales y palmiche para la producción porcina. *Boletín Técnico Porcino*, 12(3), 2077-4745.
- Cervera Ruiz, & Blanco Díaz. (2004). *Mecánica de estructuras*. Barcelona, España: Universidad Politécnica de Cataluña.
- Eugenio Kovtun, J. F. (1982). *Reparación de las piezas típicas de las máquinas de herramientas*. La Habana, Cuba: Editorial Científico Técnica.
- Feodosiev, V. (1985). *Resistencia de Materiales*. Moscú, URSS: Mir.
- Fernández Levy, G. (1983). *Resistencia de Materiales*. Villa Clara, Cuba: Pueblo y Educación.
- Glizmanenco, D. L. (1976). *Soldadura y cortes de los metales*. La Habana, Cuba: Ciencia y Técnica.
- Hamrock, B. J. (2000). *Elementos de máquinas*. México D.F, México: Prentice hall.
- Henry, D. & Torriente, C. (2015). Propiedades y usos de la madera de Roystonea regia O. F. Cook. *Forestal Baracoa vol. 34*.
- Instituto de Ciencia Animal. (2010). PALMICHE. Alimentación de aves, cerdos y conejos. ACPA.
- Leiva Sánchez, A. (2001). *Cuba y sus palmas*. La Habana, Cuba: Editorial Gente Nueva.
- Mccormac. (2002). *Diseño de estructuras de acero*. México D.F, México: Alfaomega grupo editorial s.a.
- Myszka, D. (2012). *Máquinas y Mecanismos*. Mexico D.F, México: Pearson educación.

- Norton, R. (2009). *Diseño de maquinaria*. Mexico D.F, México: Suippcol.
- Pisarenko, G. S. (1979). *Manual de resistencia de materiales*. Bucarest, Rumania: Mir.
- Reshtov, D. (1990). *Elementos de maquinas*. Mocú, URSS: Pueblo y educación.
- Riba Romeva, C. (2002). *Diseño concurrente*. Barcelona, España: Ediciones del Castillo.
- Shigley, J. E. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. México D.F, México: MCGRAW-HILL.
- Shingley, E., & Uicker, J. (2001). *Teoría de máquinas y mecanismos*. México D.F, México: MCGRAW-HILL.
- Smith, F. W. (1993). *Ciencia e Ingeniería de los materiales*. Orlando, Estados Unidos: McGraw-Hill.
- Valdivié, M., & Castro, M. (2010). Palmiche. Alimentación de aves, cerdos y conejos. *Artículos Técnicos*, 41-44.

Anexos.

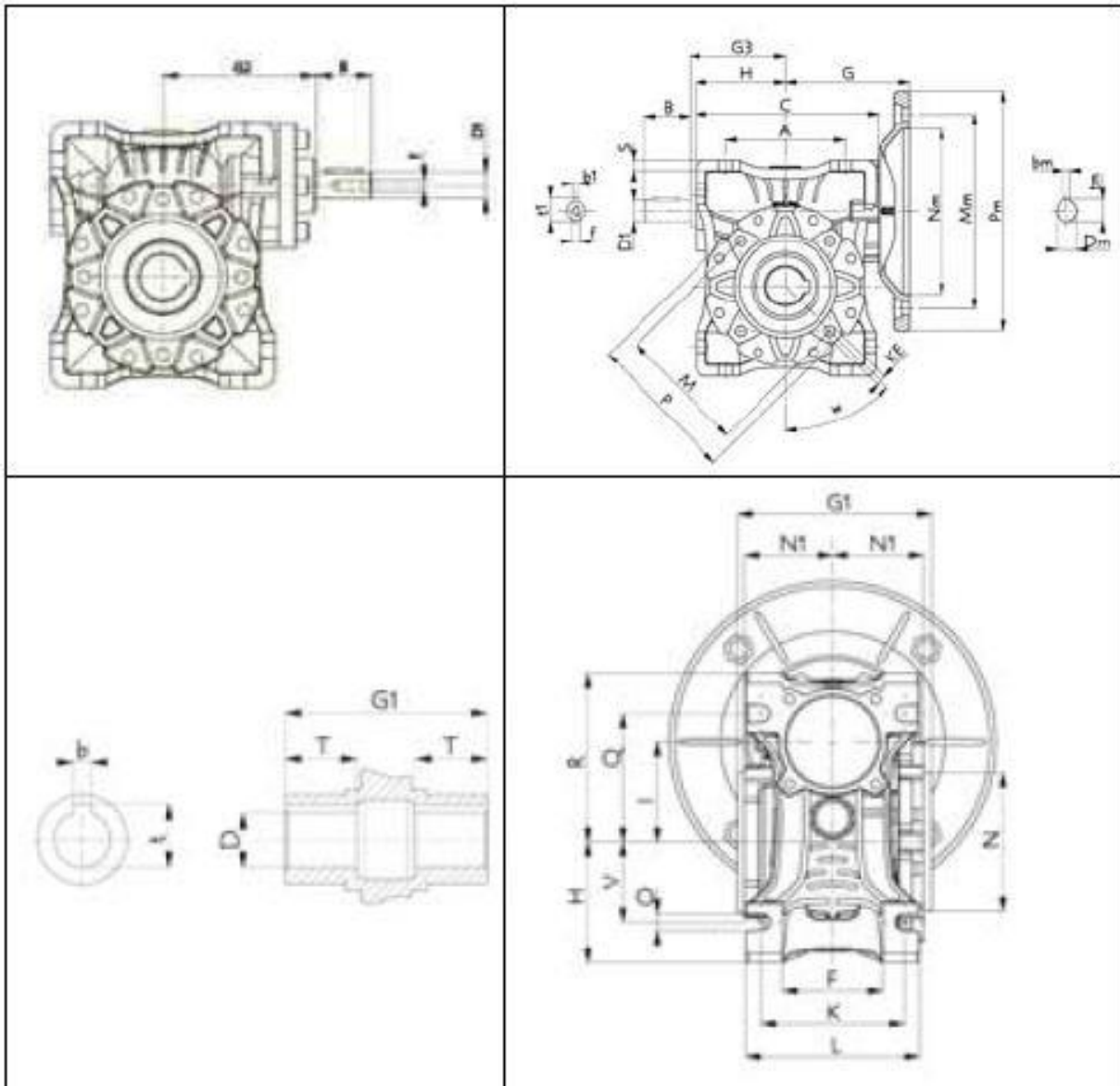
Anexo 1 Medidas del reductor REM075.

Fuente: Catálogo de reductor sinfín corona REM.

Reductor		REM063	REM075	REM090	REM110
Dimensiones	A	100	120	140	170
	C	147,5	174	208	252,5
	G	95	112,5	129,5	160
	H	72	86	103	127,5
	I	63	75	90	110
	K	85	90	100	115
	KE	M8x14 (nº8)	M8x14 (nº8)	M10x18 (nº8)	M10x18 (nº8)
	L	103	113	130	144
	M	95	115	130	165
	N	80 h8	95 h8	110 h8	130 h8
	N1	53	57	67	74
	O	8,5	11	13	14
	P	110	140	160	200
	Q	80	93	102	125
	R	102	119	135	167,5
	S	8	10	11	15
	V	50	60	70	85
	W	45°	45°	45°	45°
	eje salida	T	40	50	60
		G1	112	120	155
		D	25 (28) h7	28 (35) h7	35 (38) h7
		b	8	8 (10)	10
		t	28,3 (31,3)	31,3 (38,3)	38,3 (41,3)
	eje libre	B	40	50	60
		D1	19	24	28
		G2	90	105	125
		G3	75	90	108
		b1	6	8	8
		t1	21,5	27	31
		f	M6	M8	M10
Peso (Kg)		7,8	9	14	35

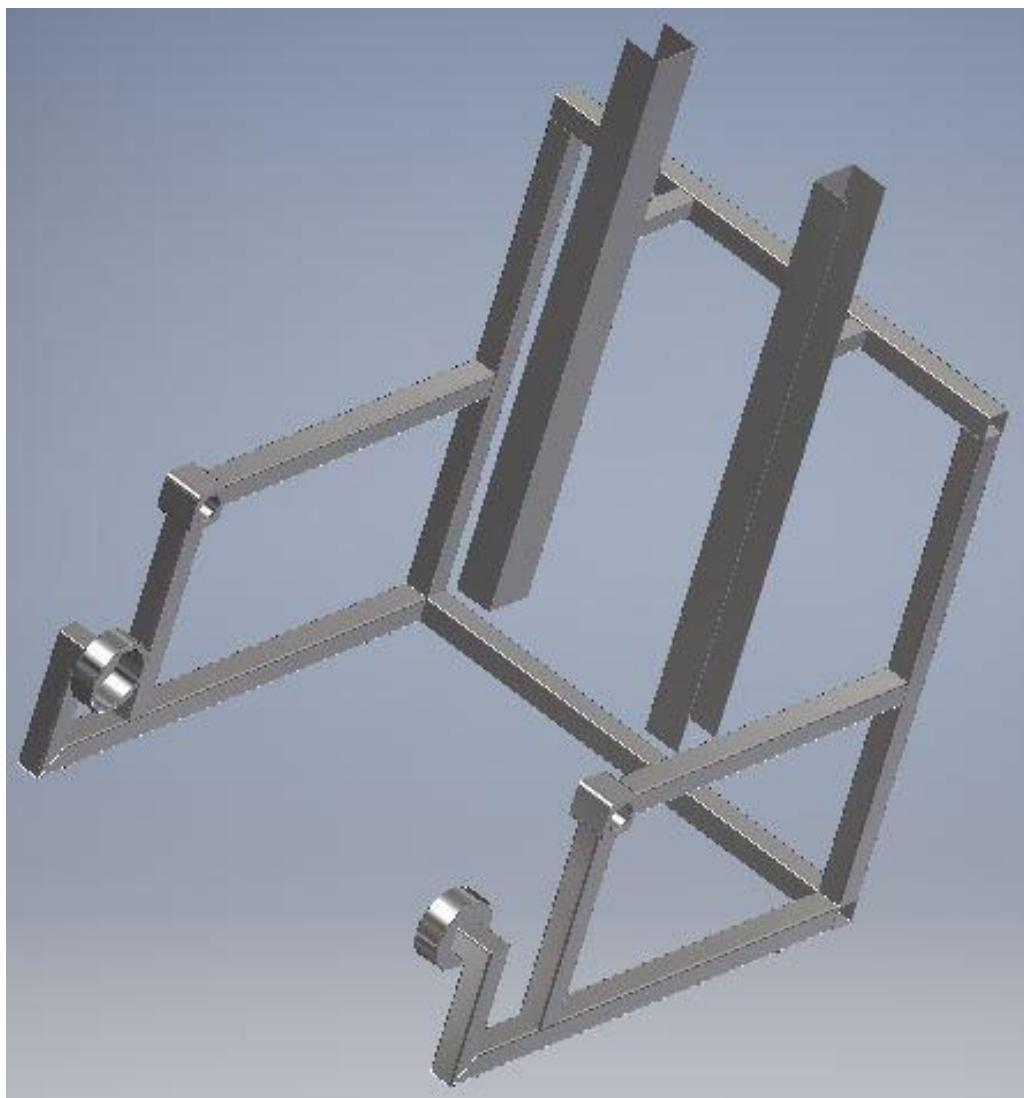
Anexo 2 Medidas del reductor REM075.

Fuente: Catálogo de reductor sinfín corona REM.



Anexo 3 Estructura del dispositivo mecánico para cosechar palmiche.

Fuente: Elaboración Propia.



Anexo 4 Palma Real (*Roystonea regia* O.F. Cook).

Fuente: Elaboración Propia.

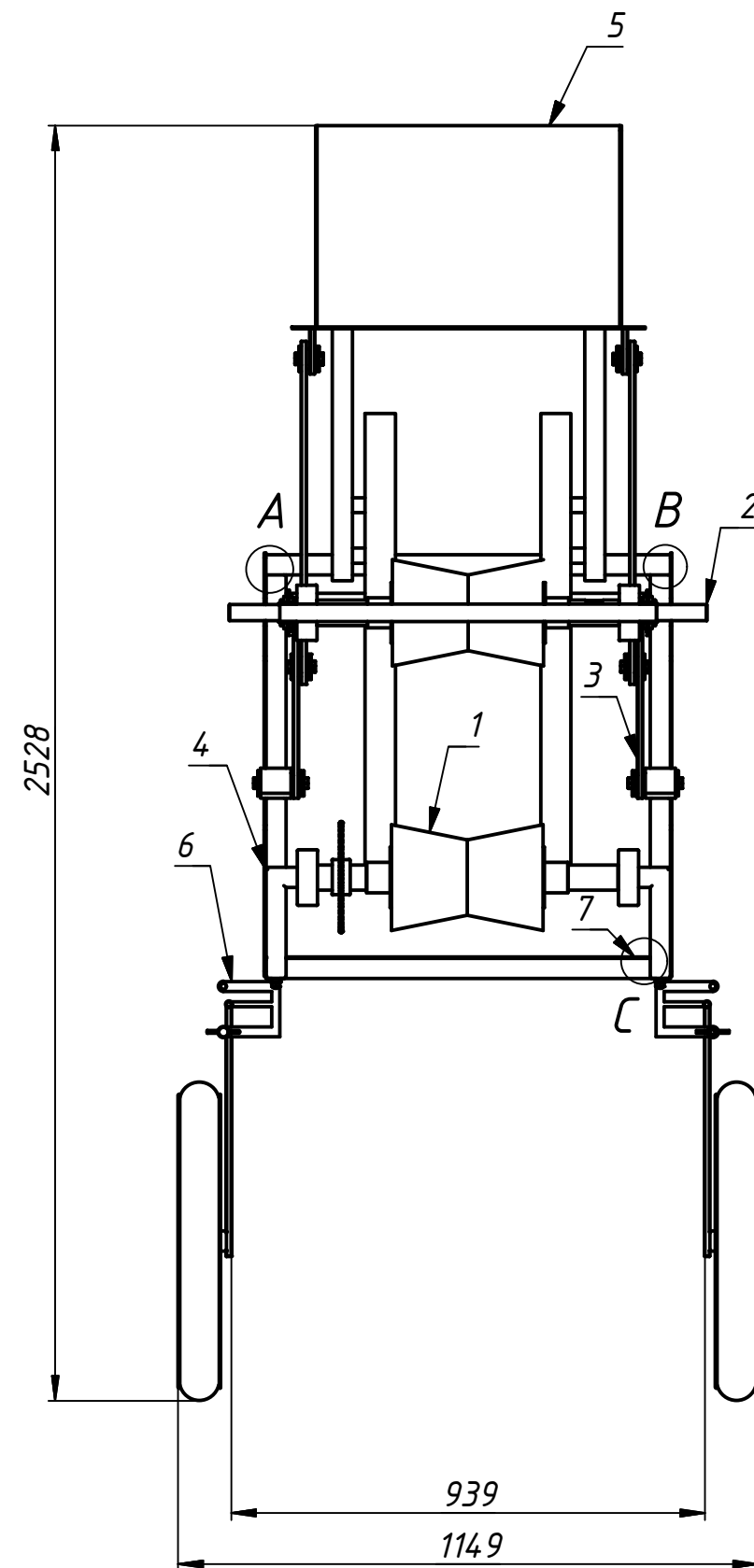


Anexo 4 Cerdo alimentándose del palmiche.

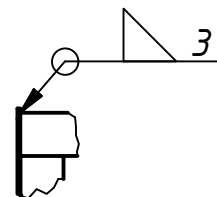
Fuente: Elaboración Propia.



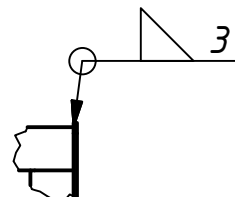
[illegible]



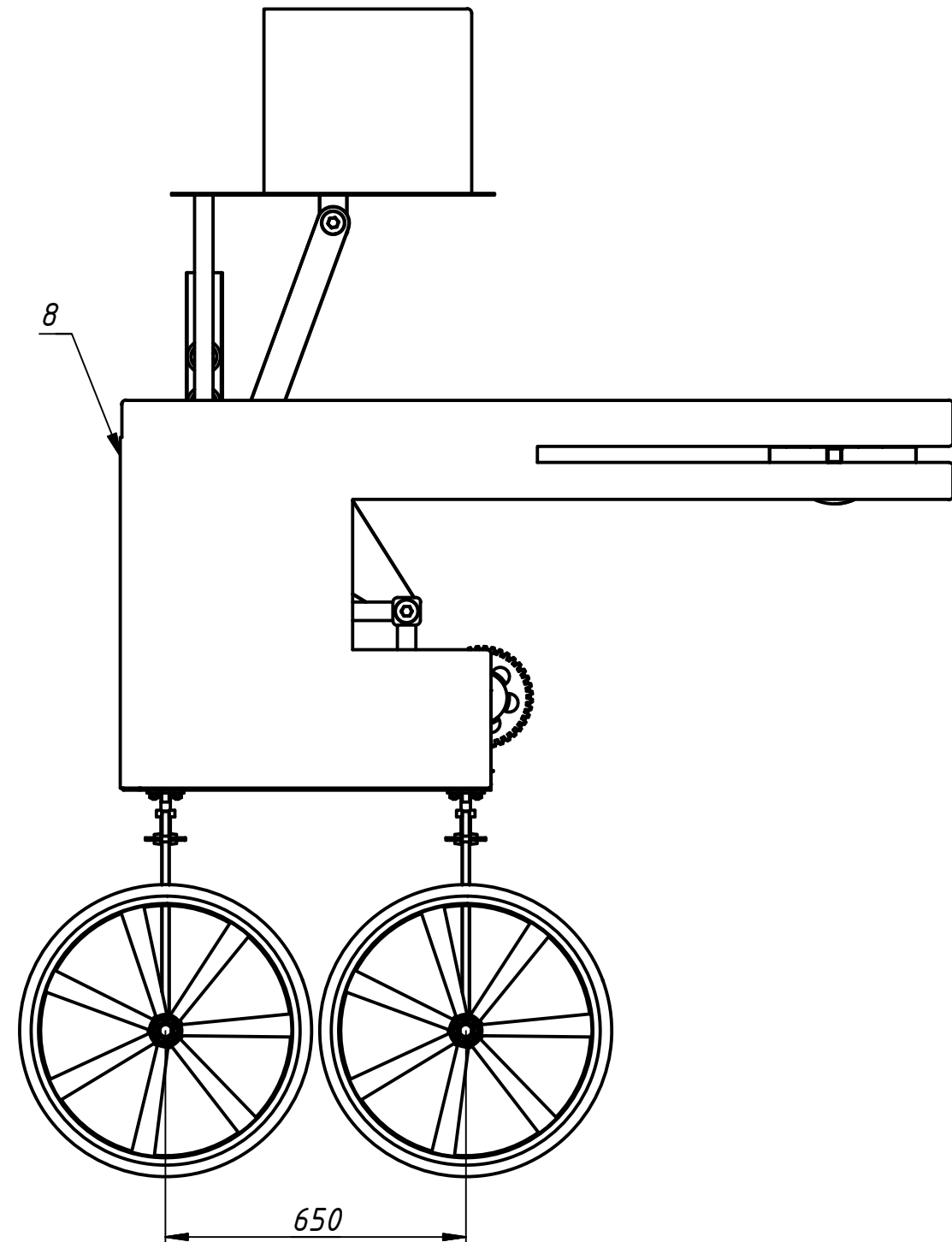
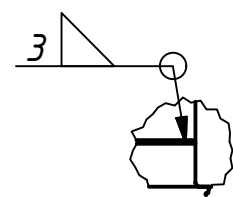
A (1:7)



B (1:7)



C (1:7)



Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha
Dib.		E.J.R.R		25-05-19
Proy.				
Rev.				
Cont. Téc.				
Cont. Nor.				
Aprob.				

Dispositivo mecánico
para cosechar
palmiche

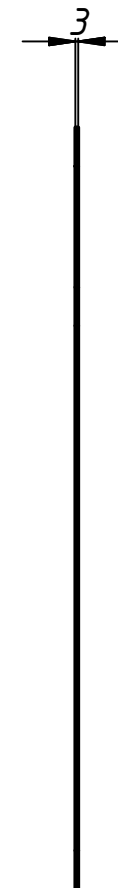
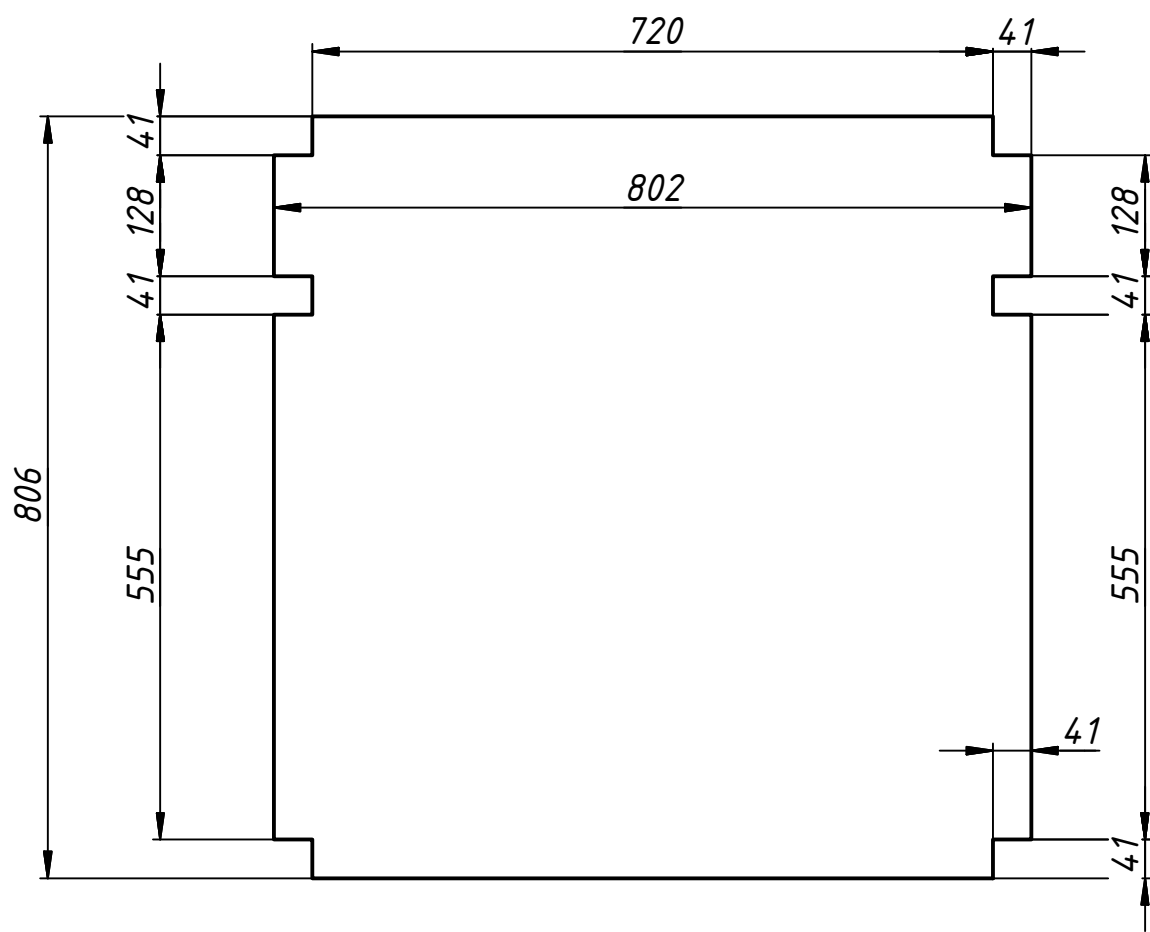
Plano de ensamble

UCF

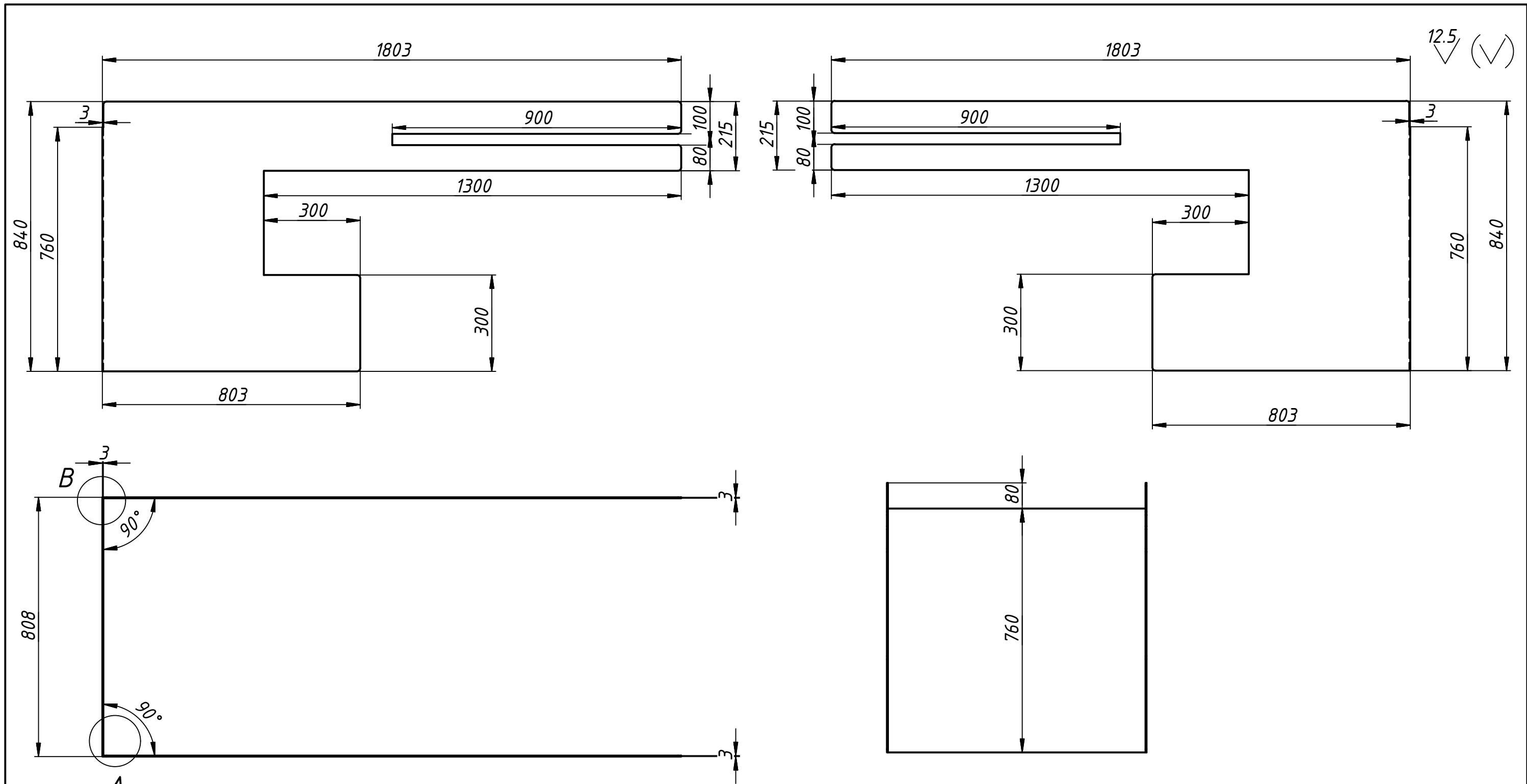
Etapas de elaboración

Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
	1:14	1	1

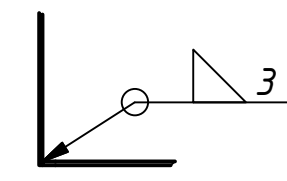
EST 00-00 PE



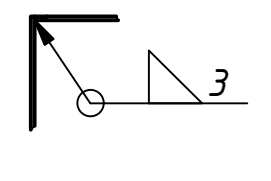
					Placa de fondo inferior	UCF			
						Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	Plano de pieza	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
Dib.	E.J.R.R			19-05-19			1:8	1	1
Proy.									
Rev.					Gost 20	EST 00-01 PP			
Cont. Téc.									
Cont. Nor.									
Aprob.									



A (1:6)



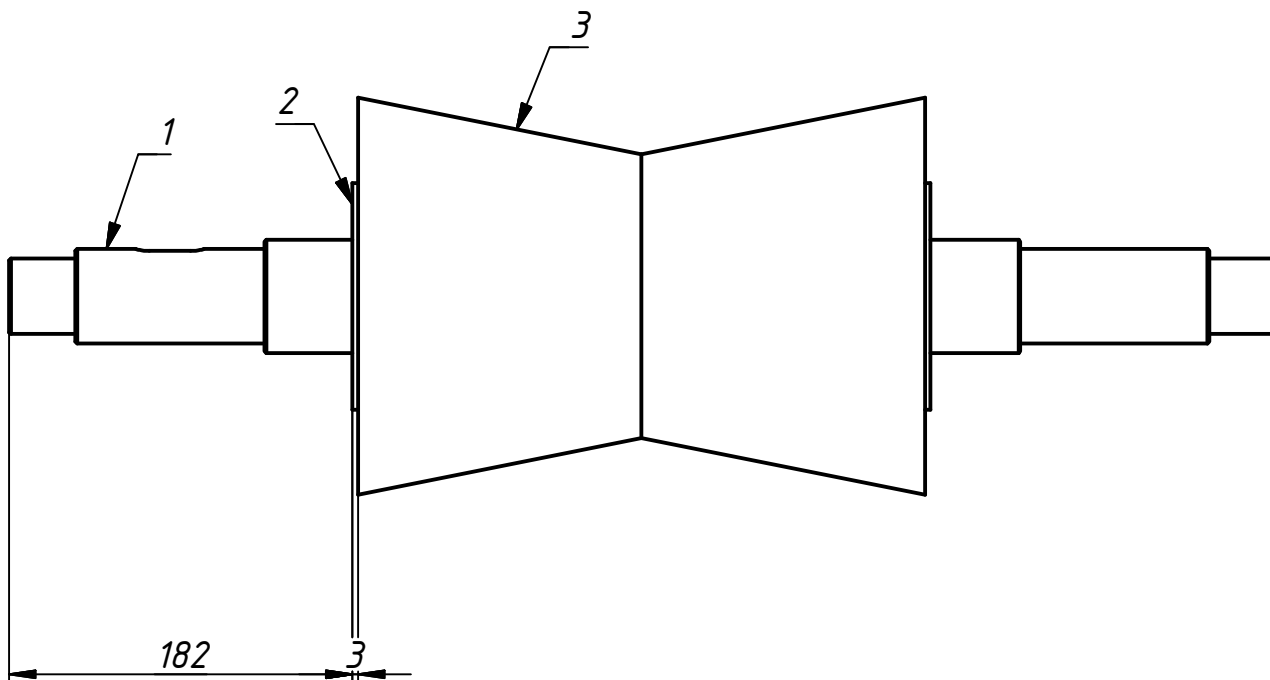
B (1:6)



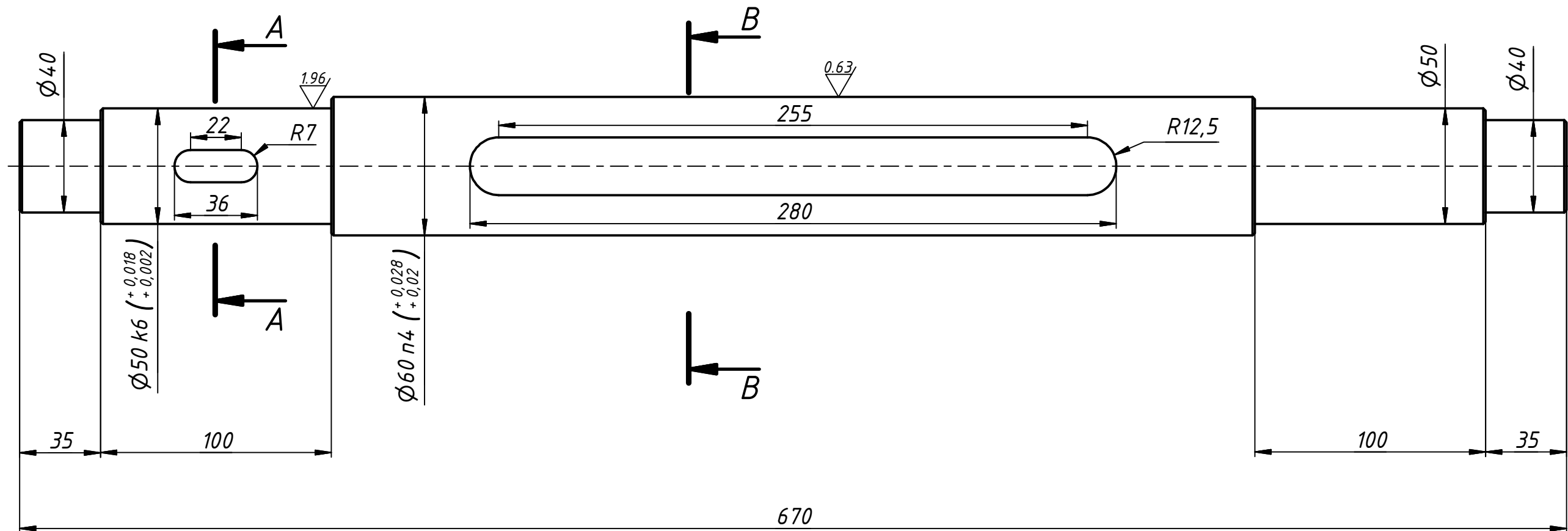
Biselar cantos vivos a 2X45°

					Plancha de corredera	UCF			
						Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	Plano de pieza	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
Dib.	E.J.R.R			20-05-19			1:12	1	1
Proy.									
Rev.									
Cont. Téc.					Aluminio 6061	EST 00-02 PP			
Cont. Nor.									
Aprob.									

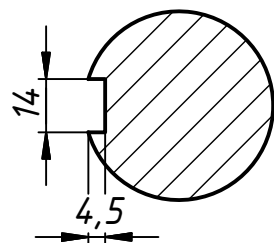
[illegible]



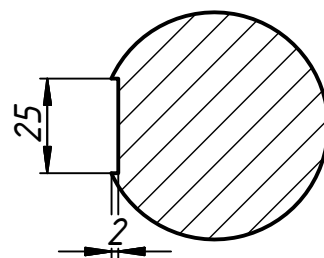
					<i>Rodillo motriz</i>	UCF			
						Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha		Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
<i>Dib.</i>		<i>E.J.R.R</i>		<i>25-05-19</i>	<i>Plano de ensamble</i>				
<i>Proy.</i>						<i>1:4</i>	<i>1</i>	<i>1</i>	
<i>Rev.</i>					<i>EST 01-00 PE</i>				
<i>Cont. Téc.</i>									
<i>Cont. Nor.</i>									
<i>Aprob.</i>									



A-A (1:2)

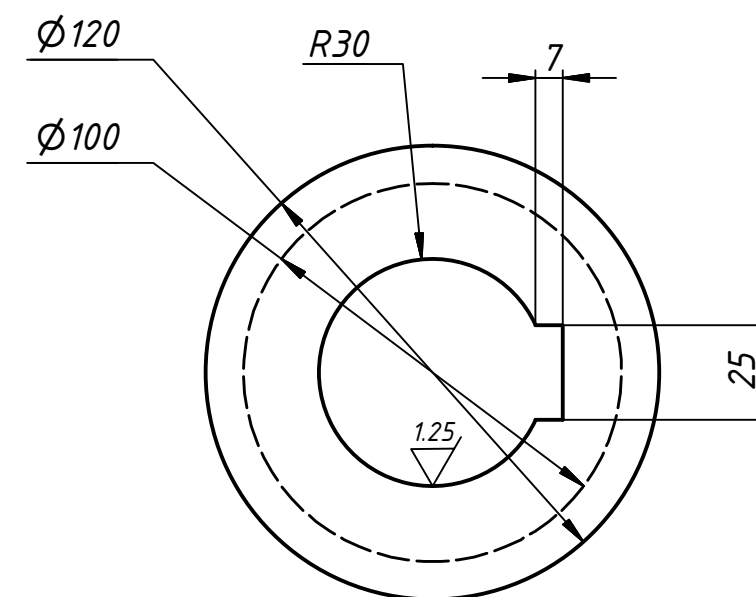
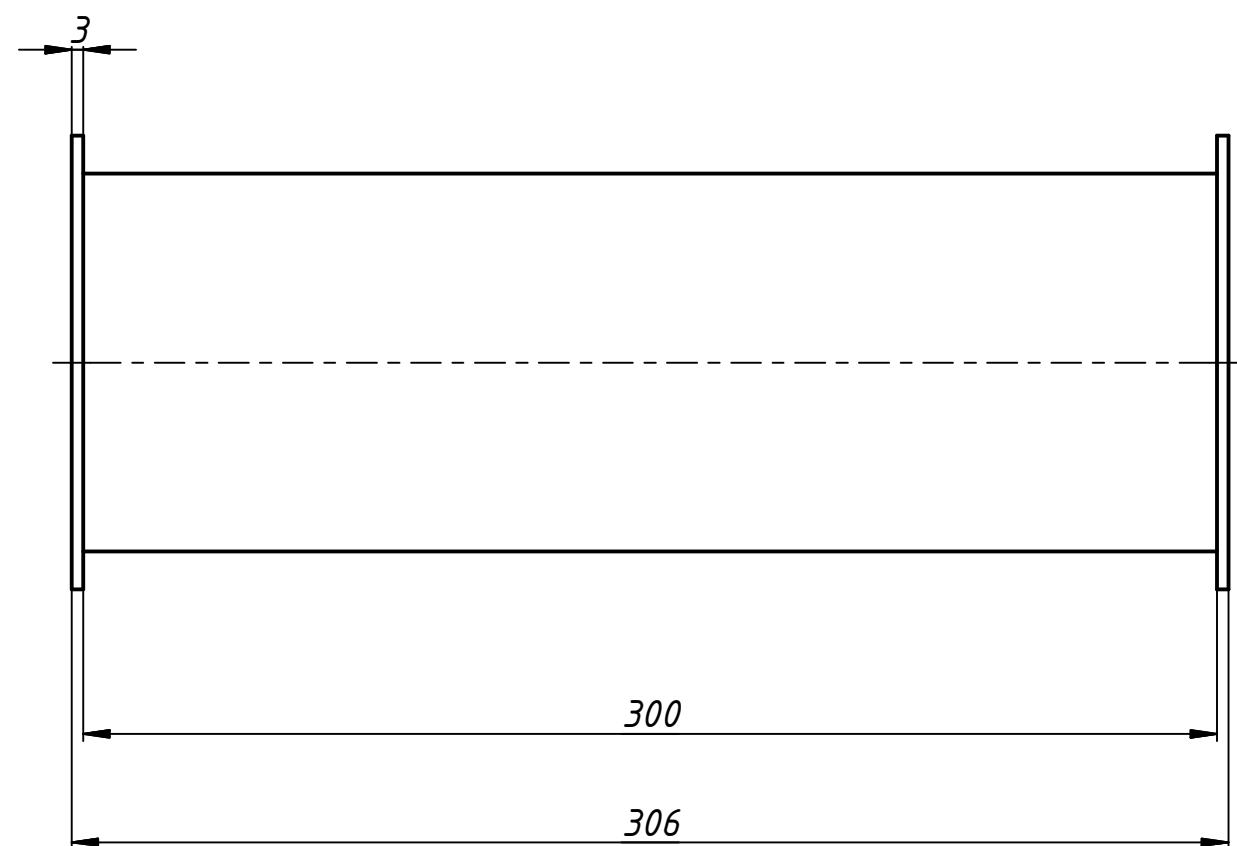


B-B (1:2)

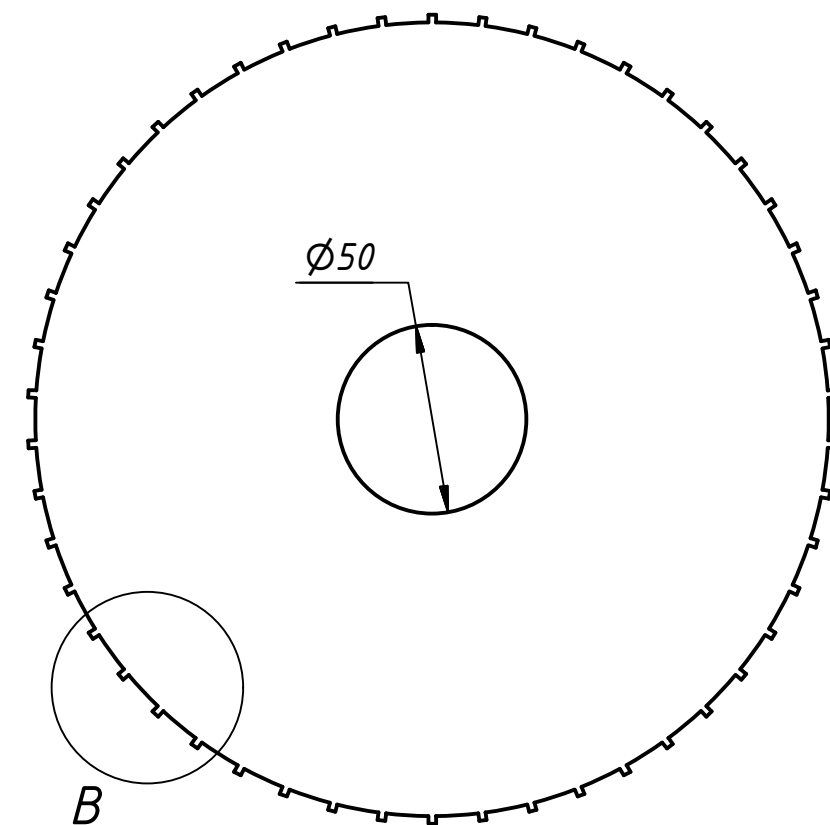
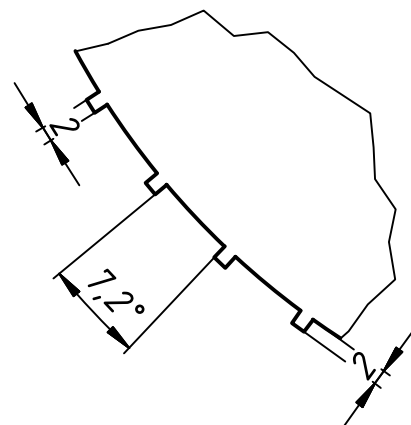
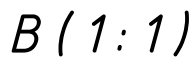
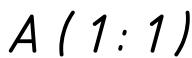


Biselar cantos vivos a 1x45°

					Árbol del rodillo motriz	UCF			
						Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	Plano de pieza	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
Dib.		E.J.R.R		10-05-19			1:2	1	1
Proy.									
Rev.									
Cont. Téc.					Gost 45	EST 01-01 PP			
Cont. Nor.									
Aprob.									



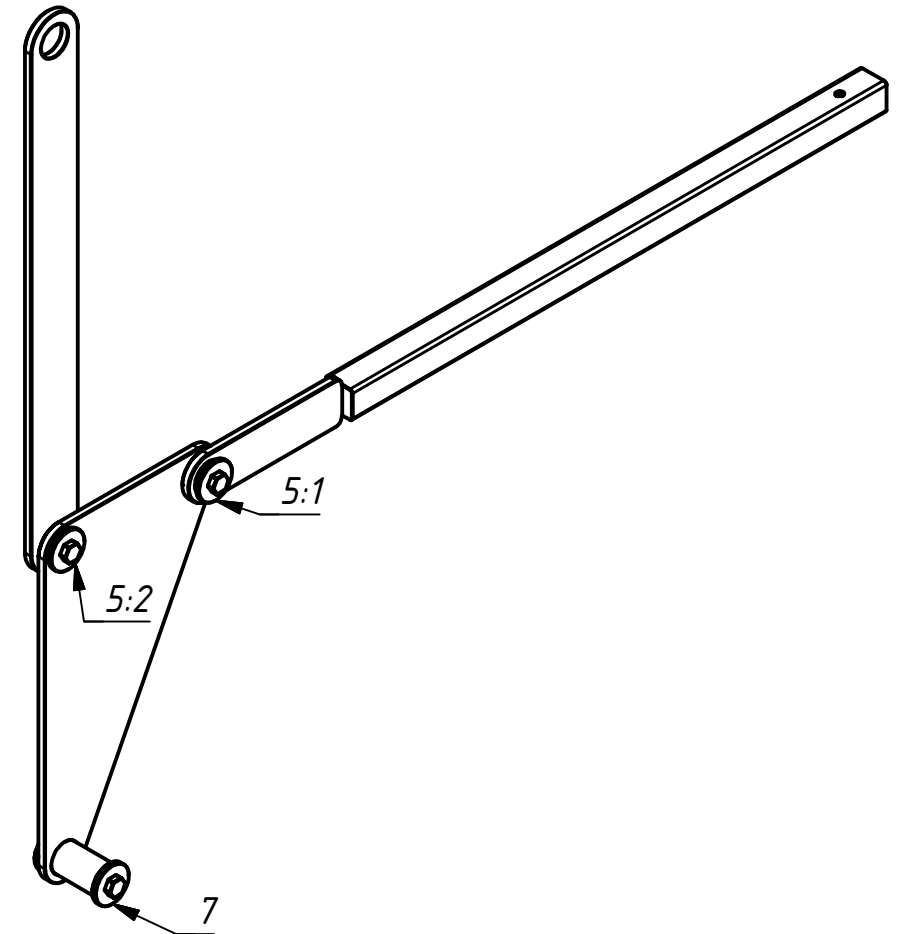
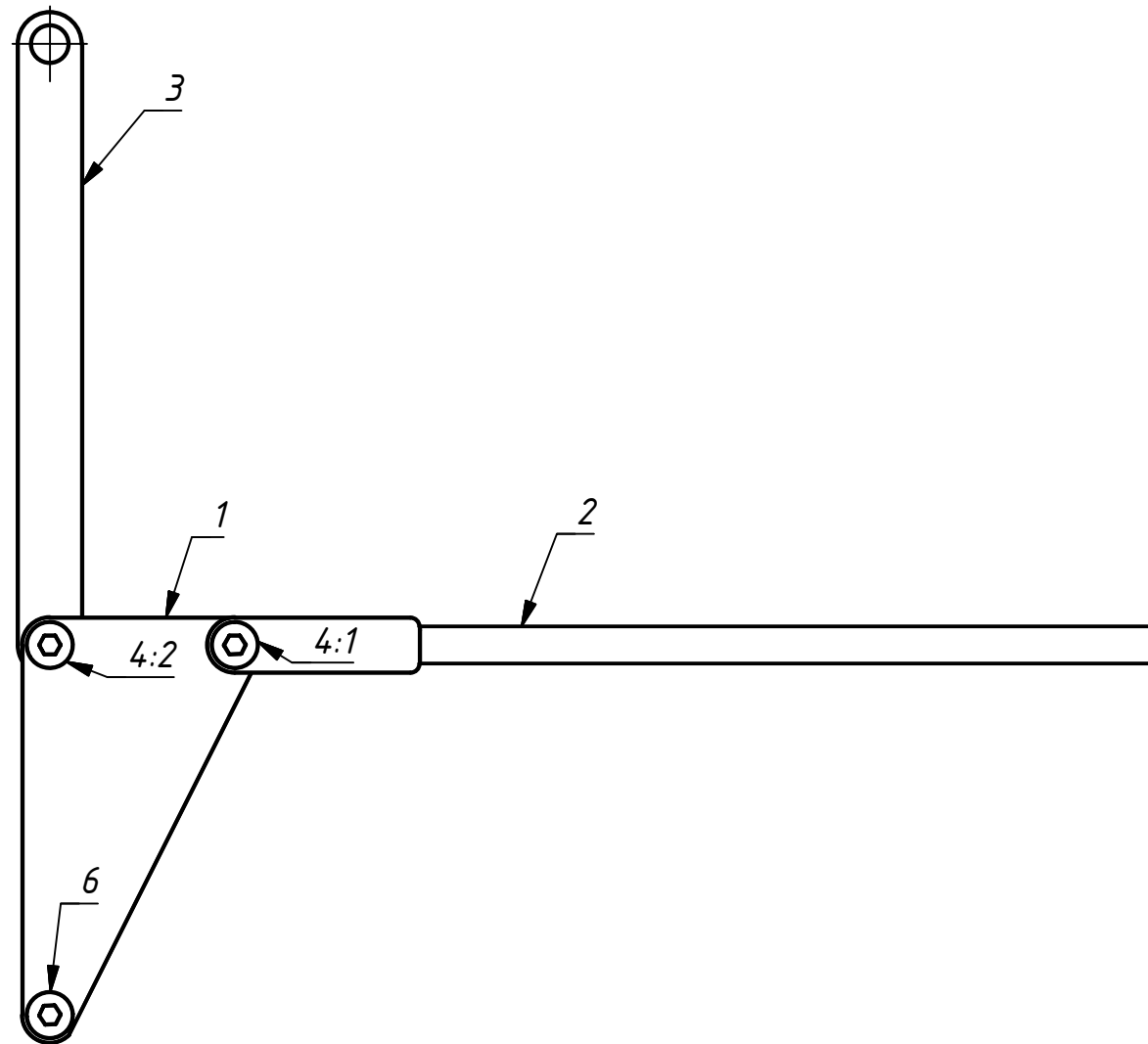
					Camisa del rodillo	UCF			
						Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	Plano de pieza	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
Dib.	E.J.R.R			10-05-19					
Proy.							1:2	1	1
Rev.									
Cont. Téc.									
Cont. Nor.					Gost 20	EST 01-02 PP			
Aprob.									



					<i>Goma helicoidal del rodillo</i>	UCF			
						Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha		Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
<i>Dib.</i>		<i>E.J.R.R</i>		<i>10-05-19</i>	<i>Plano de pieza</i>		<i>1:2</i>	<i>1</i>	<i>1</i>
<i>Proy.</i>									
<i>Rev.</i>									
<i>Cont. Téc.</i>						<i>Caucho</i>	<i>EST 01-03 PP</i>		
<i>Cont. Nor.</i>									
<i>Aprob.</i>									

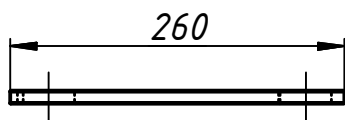
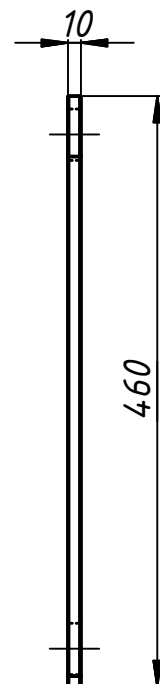
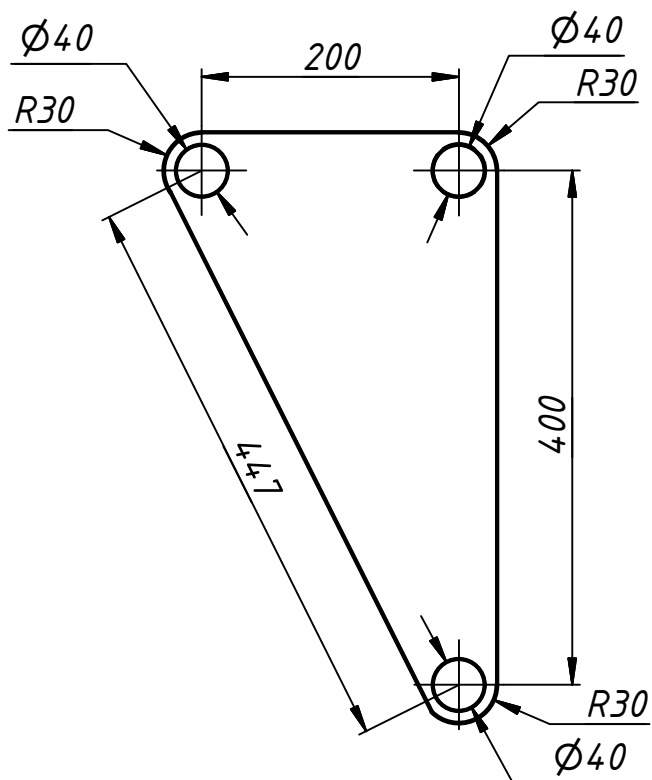
[illegible]

[illegible]



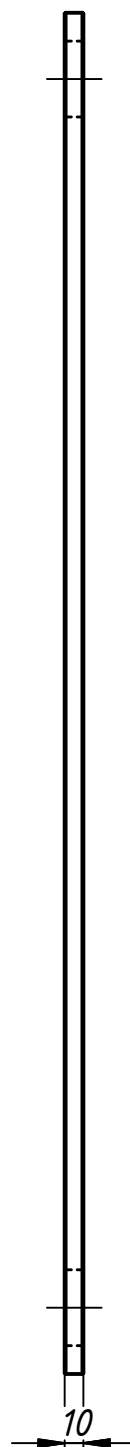
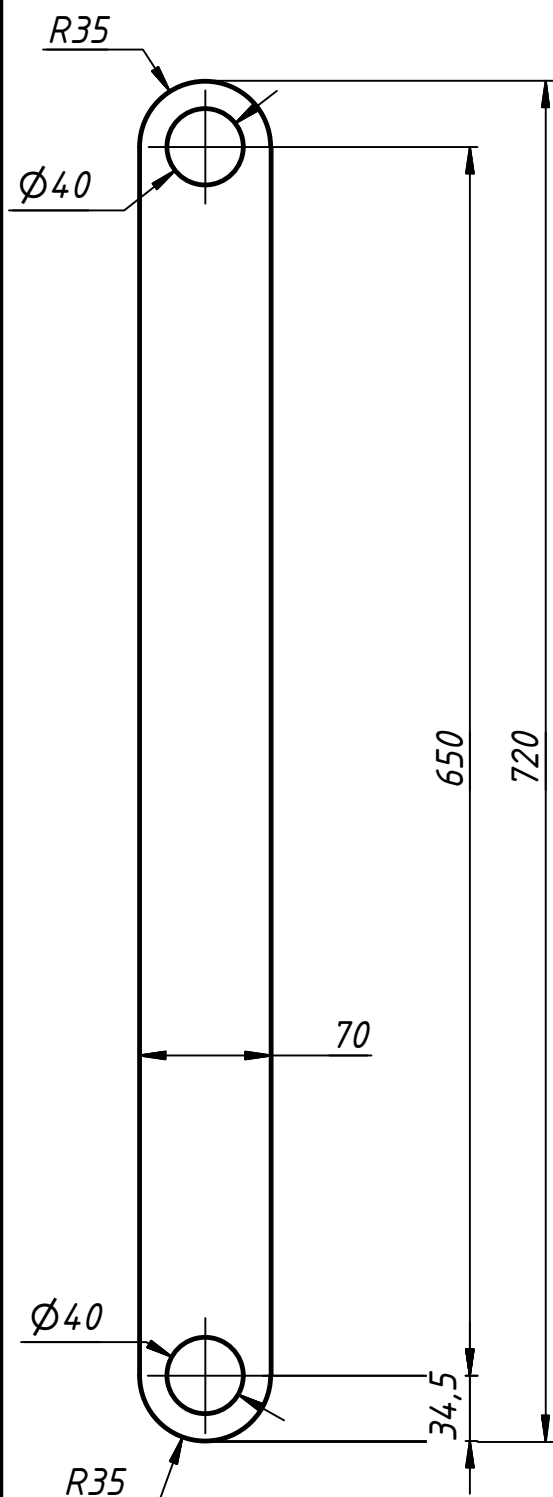
					Mecanismo de palanca	UCF			
						Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	Plano de esnsamble	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
Dib.		E.J.R.R		19-05-19			1:8	1	1
Proy.									
Rev.						EST 03-00 PE			
Cont. Téc.									
Cont. Nor.									
Aprob.									

12.5 (✓)



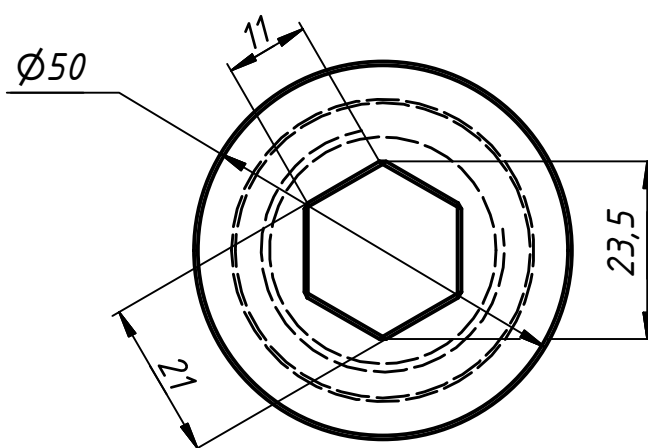
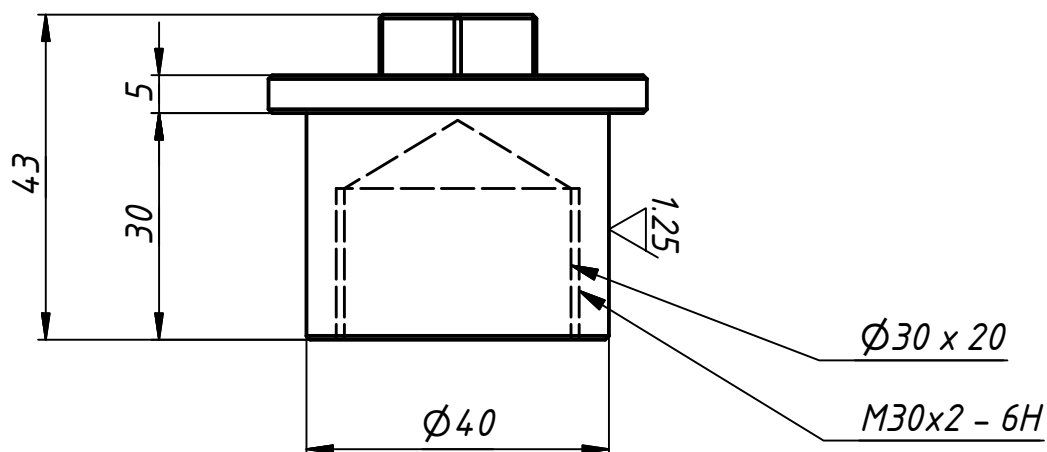
					Placa pivote	UCF			
						Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	Plano de pieza	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
Dib.		E.J.R.R		11-05-19					
Proy.							1:4	1	1
Rev.									
Cont. Téc.					Gost 20	EST 03-01 PP			
Cont. Nor.									
Aprob.									

12.5 (✓)



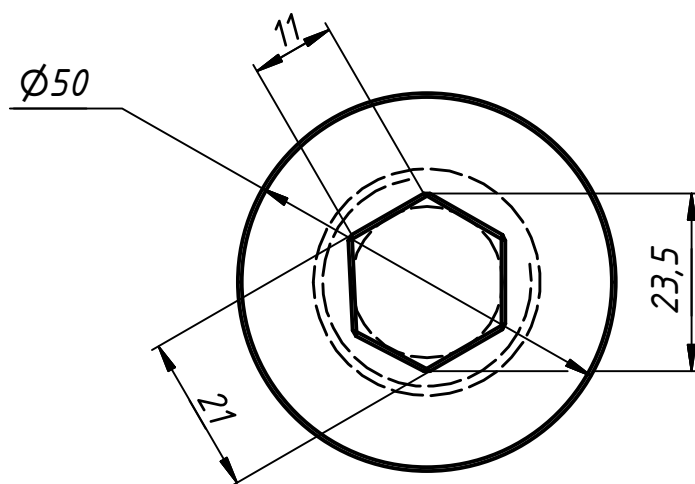
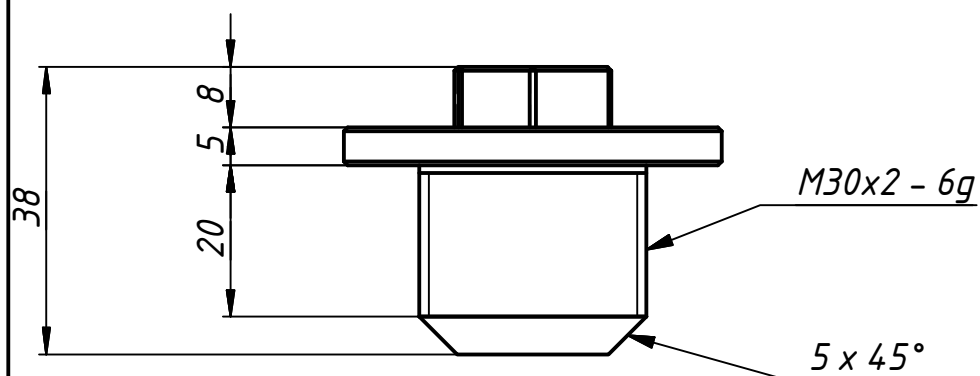
					UCF			
					Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
Dib.		E.J.R.R		12-05-19		1:4	1	1
Proy.								
Rev.								
Cont. Téc.					EST 03-03 PP			
Cont. Nor.								
Aprob.								
Brazo de la silla								
Plano de pieza								
Gost 20								

12.5 (✓)



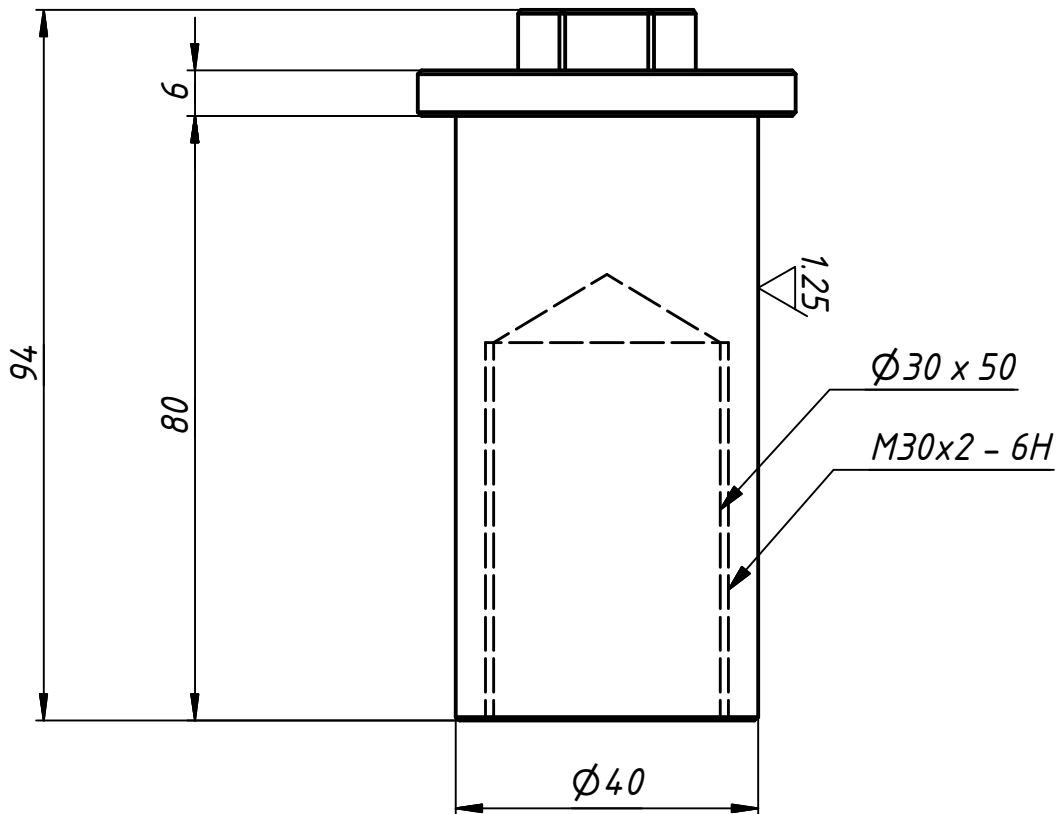
Biselar cantos vivos a 0.5X45°

					UCF			
					Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
Dib.		E.J.R.R		12-05-19		1:1	1	1
Proy.								
Rev.								
Cont. Téc.					<i>Gost 20</i>			
Cont. Nor.								
Aprob.								
					<i>EST 03-04 PP</i>			



Biselar cantos vivos a 0.5X45°

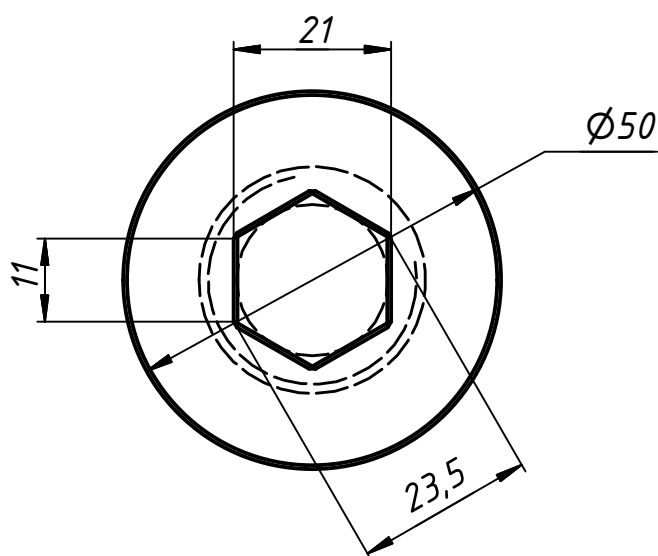
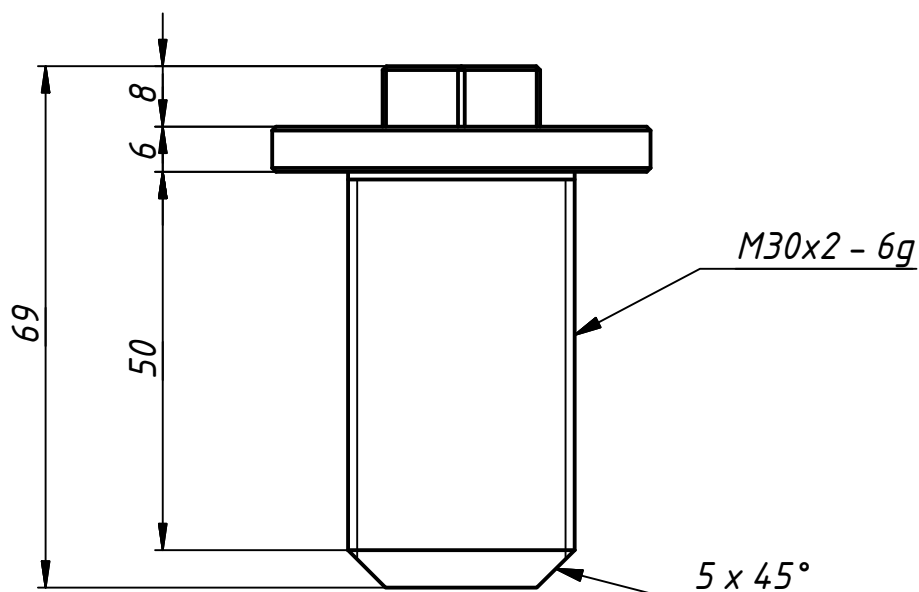
					UCF			
					Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
Dib.		E.J.R.R		12-05-19		1:1	1	1
Proy.								
Rev.								
Cont. Téc.					EST 03-05 PP			
Cont. Nor.								
Aprob.								
Tornillo del pasador estrecho del pivote								
Plano de pieza								
Gost 20								



Biselar cantos vivos a 0.5X45°

					UCF			
					Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
Dib.		E.J.R.R		12-05-19		1:1	1	1
Proy.								
Rev.								
Cont. Téc.								
Cont. Nor.								
Aprob.								
Pasador ancho del pivote								
Plano de pieza								
Gost 20					EST 03-06 PP			

12.5 (✓)



Biselar cantos vivos a 0.5X45°

					UCF			
					Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
Dib.		E.J.R.R		12-05-19		1:1	1	1
Proy.								
Rev.								
Cont. Téc.								
Cont. Nor.								
Aprob.								
Tornillo del pasador ancho del pivote								
Plano de pieza								
Gost 20					EST 03-07 PP			

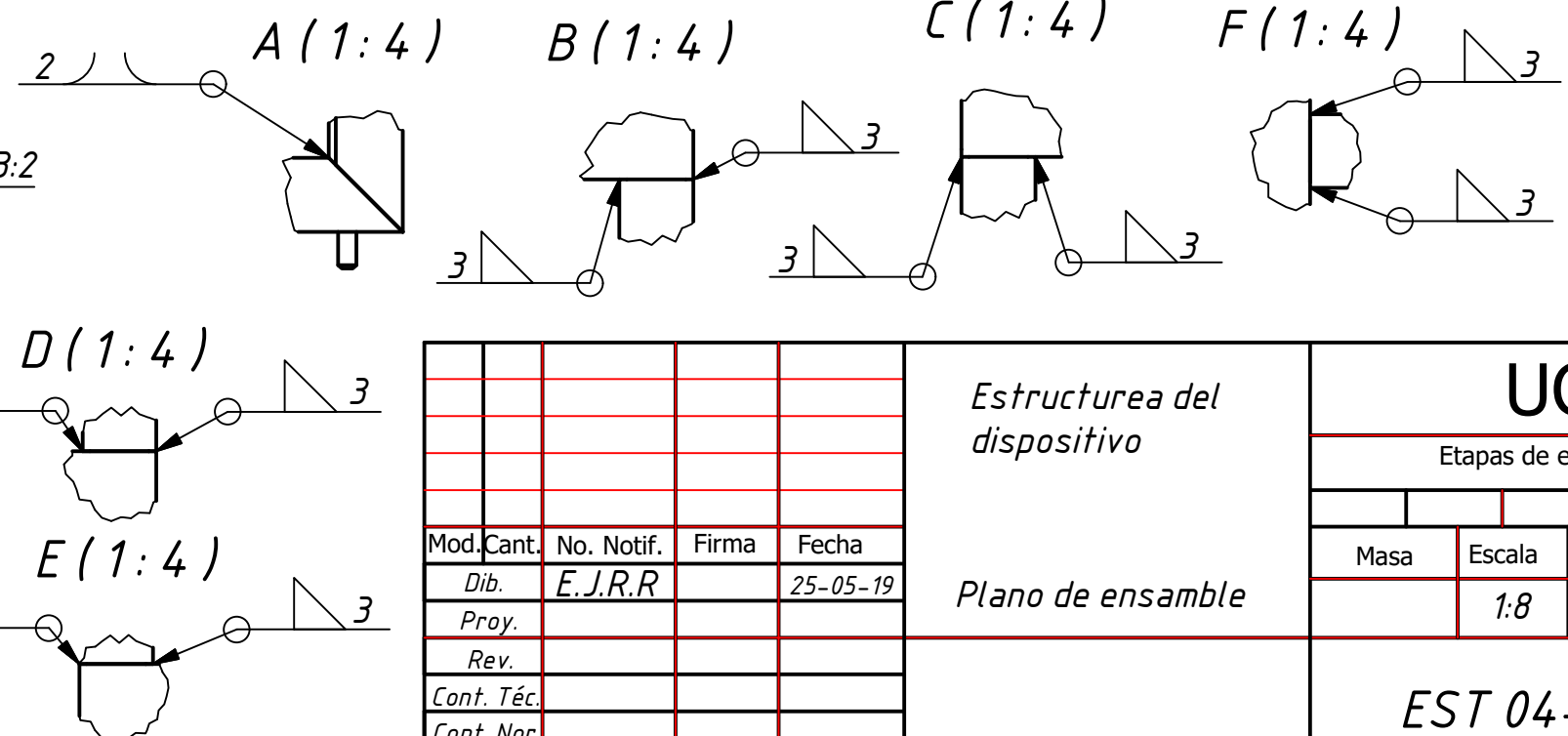
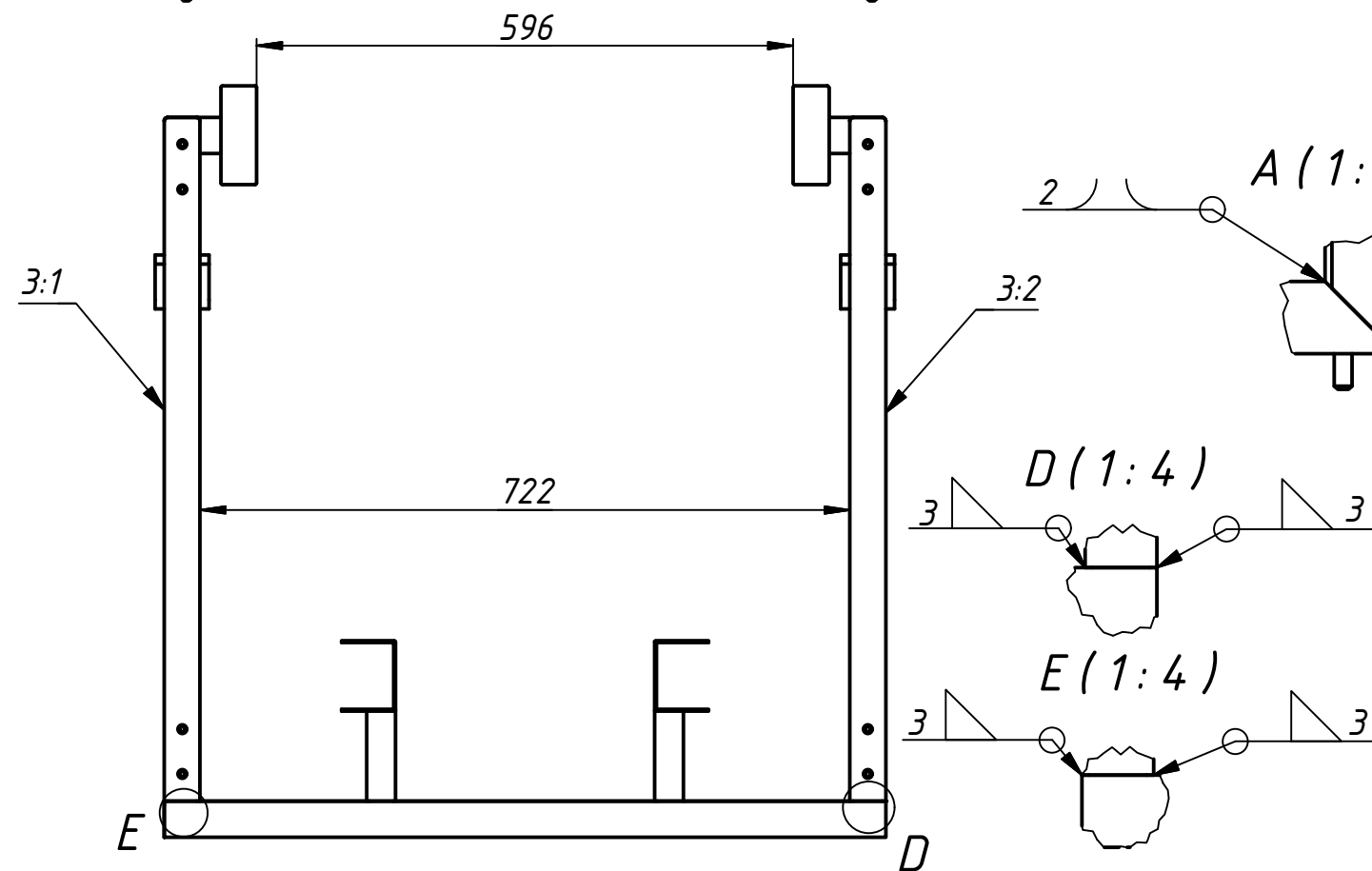
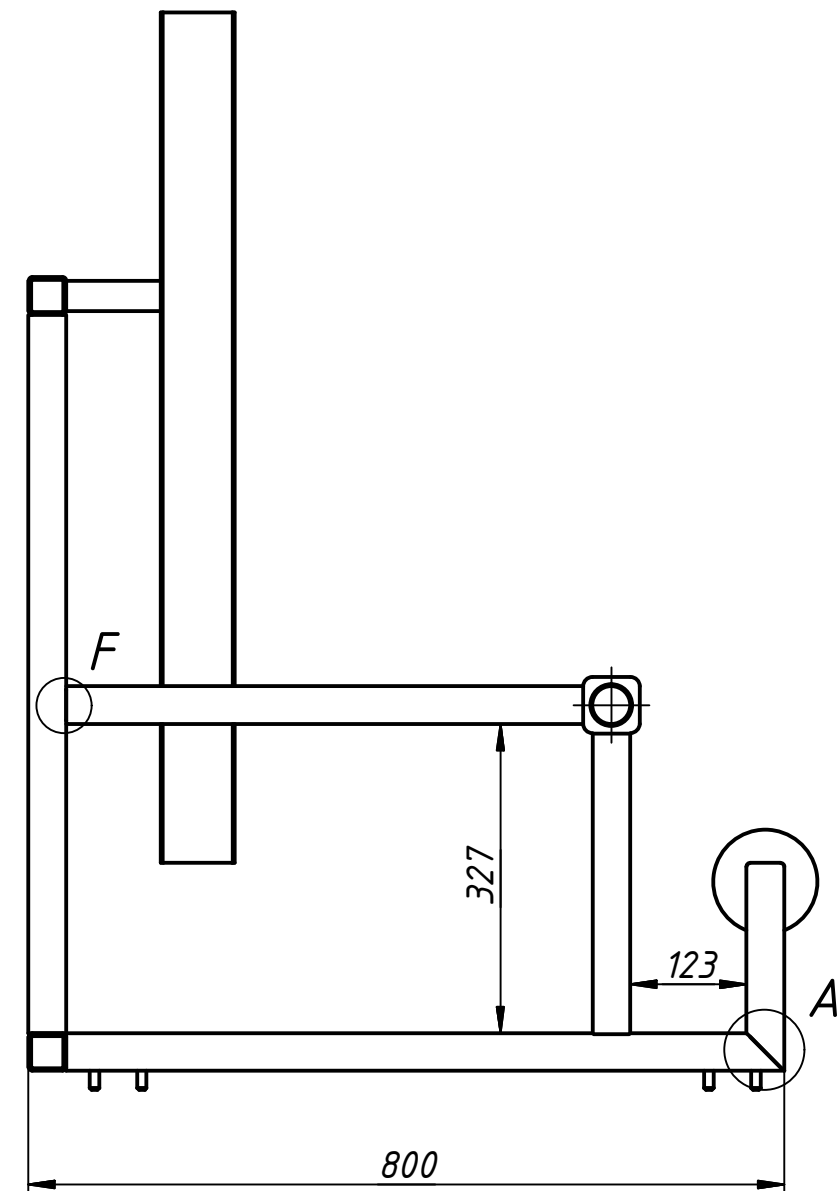
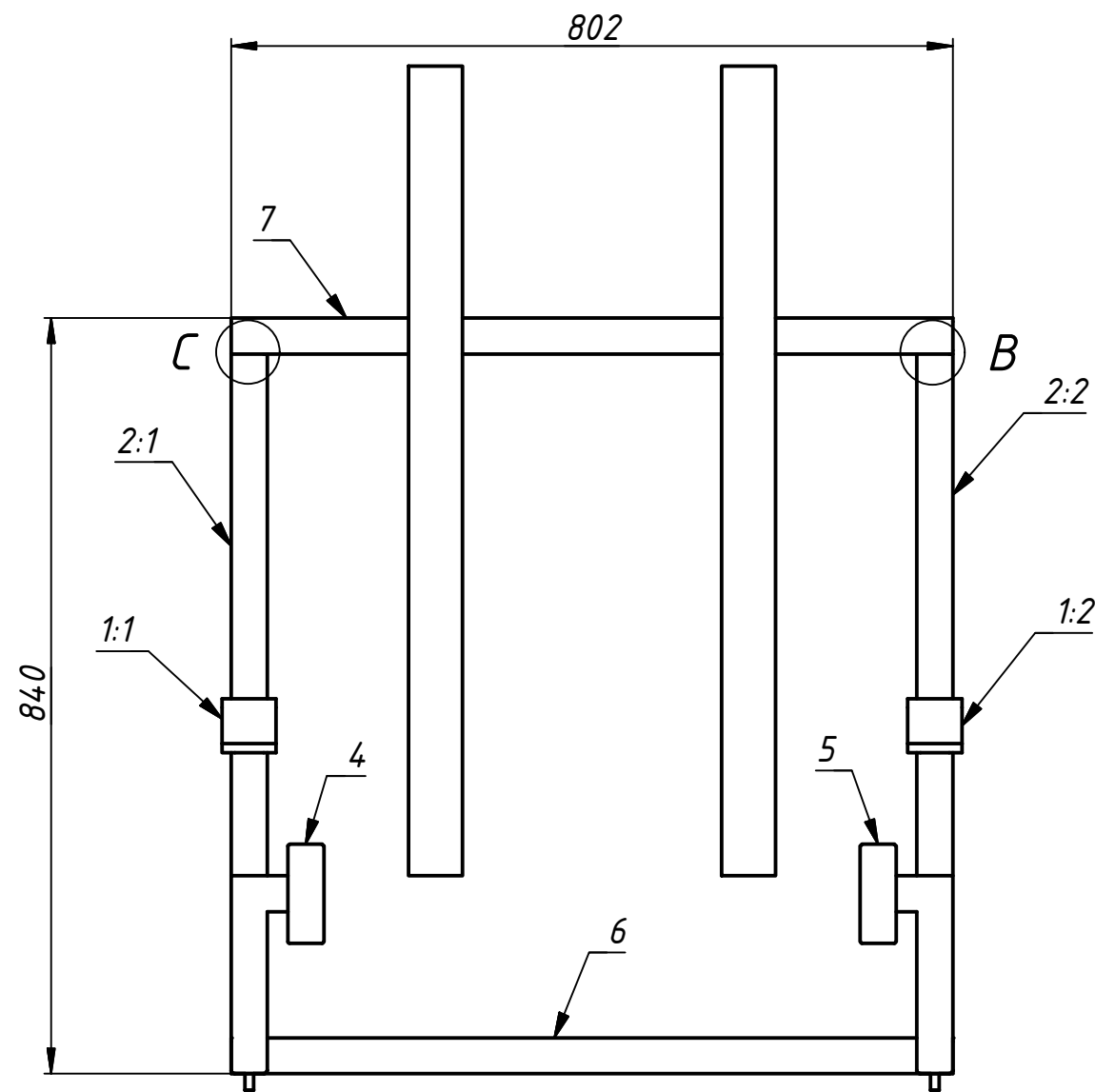
<i>F o r m a t o</i>	<i>Z o n a</i>	<i>P o s i c i ó n</i>	<i>Código</i>	<i>Denominación</i>	<i>C a n t i d a d</i>	<i>Observ.</i>
1	2	3	4	5	6	7
				<i>DOCUMENTACIÓN</i>		
A3			EST 04-00 PE	ESTRUCTURA DEL DISPOSITIVO	1	
				<i>UNIDADES ENSAMBLADAS</i>		
A4		1	EST 04-08 PE	CARRILES	1	
				<i>PIEZAS</i>		
A3		2	EST 04-01 PP	BRAZO DEL PIVOTE	2	
A4		3	EST 04-02 PP	VIGA VERTICAL	2	
A3		4	EST 04-03 PP	VIGA HORIZONTAL DEL LATERAL	2	
A4		5	EST 04-04 PP	SOPORTE DEL COJINETE DERECHO DEL ÁRBOL DEL RODILLO MOTRIZ	1	
A4		6	EST 04-05 PP	SOPORTE DEL COJINETE IZQUIERDO DEL ÁRBOL DEL RODILLO MOTRIZ	1	
A4		7	EST 04-06 PP	VIGA TRASERA HORIZONTAL	1	
A3		8	EST 04-07 PP	CARRIL DE LA SILLA	2	

Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha
Elabor.	E.J.R.R			26-05-19
Rev.				
Cont. Téc.				
Cont. Nor.				

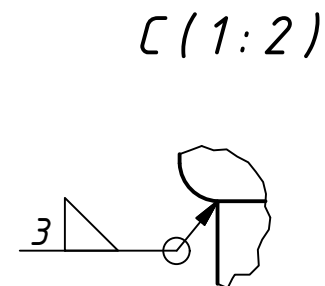
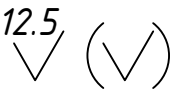
Estructura del dispositivo

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

<i>UCf</i>			
<i>Etapas de elaboración</i>			<i>Hoja No. 1</i>
			<i>C. Hojas 1</i>

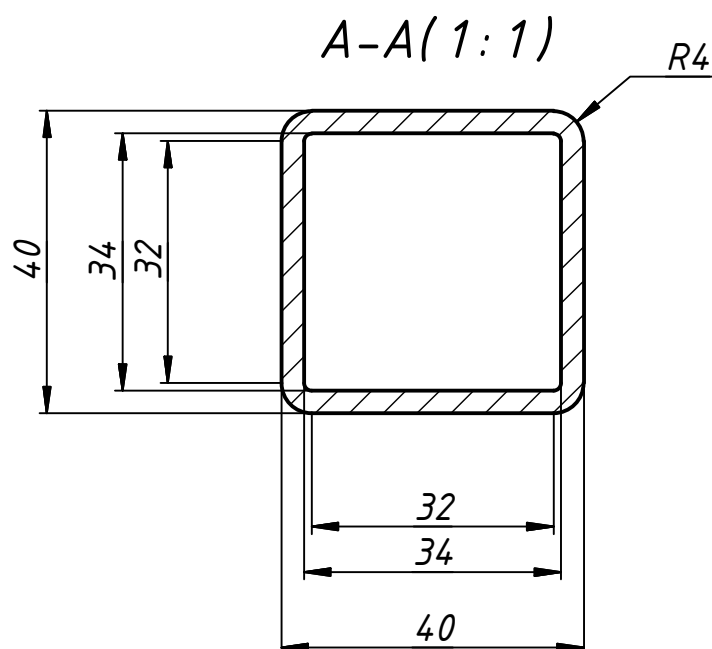
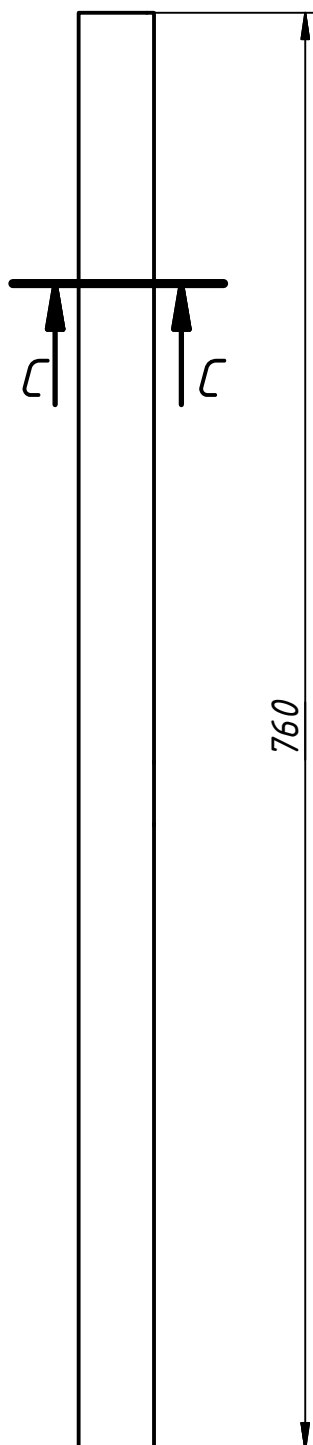


					<i>Estructurea del dispositivo</i>	UCF			
						Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	<i>Plano de ensamble</i>	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
<i>Dib.</i>		<i>E.J.R.R</i>		<i>25-05-19</i>			<i>1:8</i>	<i>1</i>	<i>1</i>
<i>Proy.</i>									
<i>Rev.</i>									
<i>Cont. Téc.</i>									
<i>Cont. Nor.</i>									
<i>Aprob.</i>									

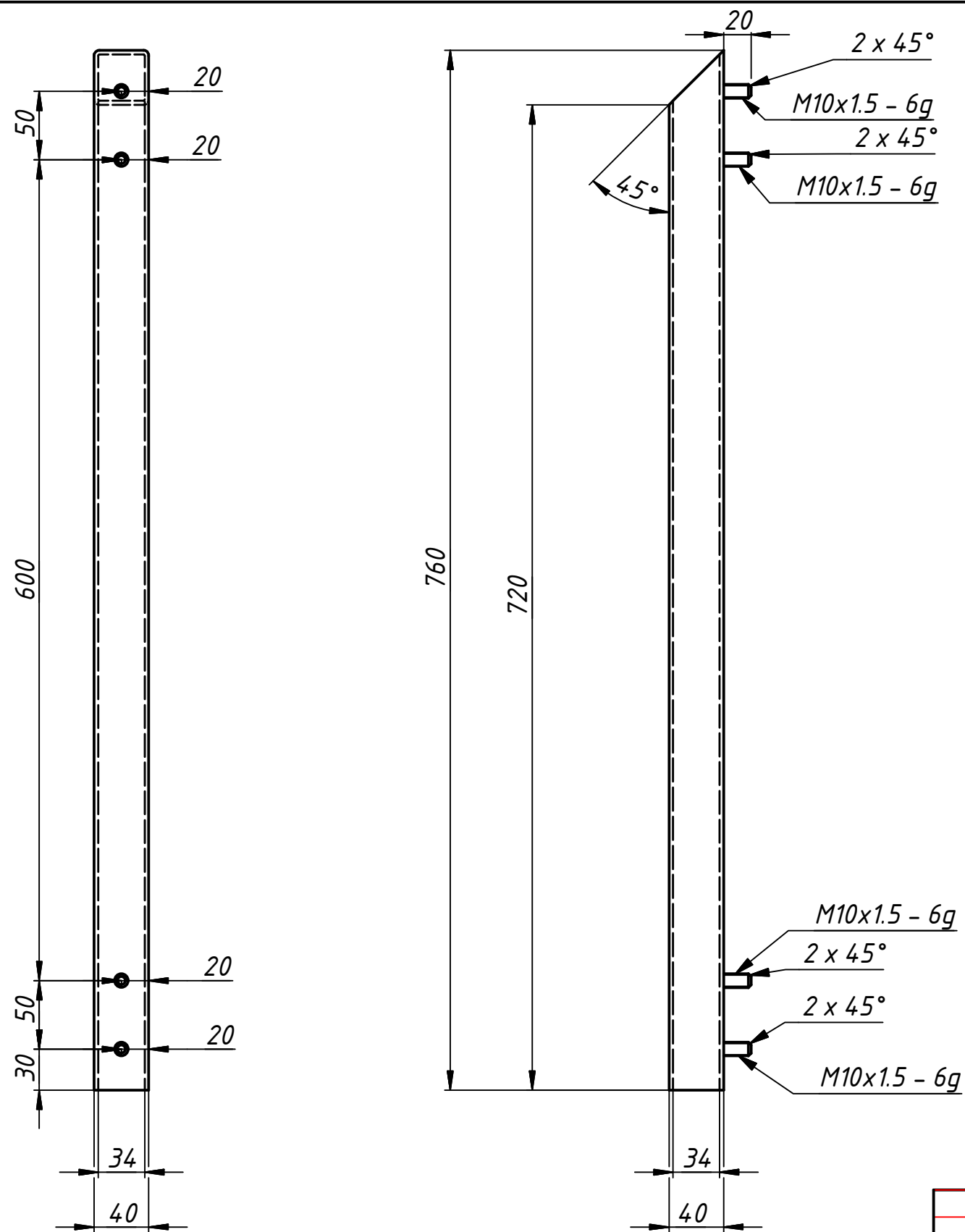


					<i>Brazo del pivote</i>	UCF			
						Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha		Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
<i>Dib.</i>		<i>E.J.R.R</i>		<i>19-05-19</i>	<i>Plano de pieza</i>		<i>1:4</i>	<i>1</i>	<i>1</i>
<i>Proy.</i>									
<i>Rev.</i>									
<i>Cont. Téc.</i>									
<i>Cont. Nor.</i>					<i>Gost 20</i>	<i>EST 04-01 PP</i>			
<i>Aprob.</i>									

12.5 (✓)



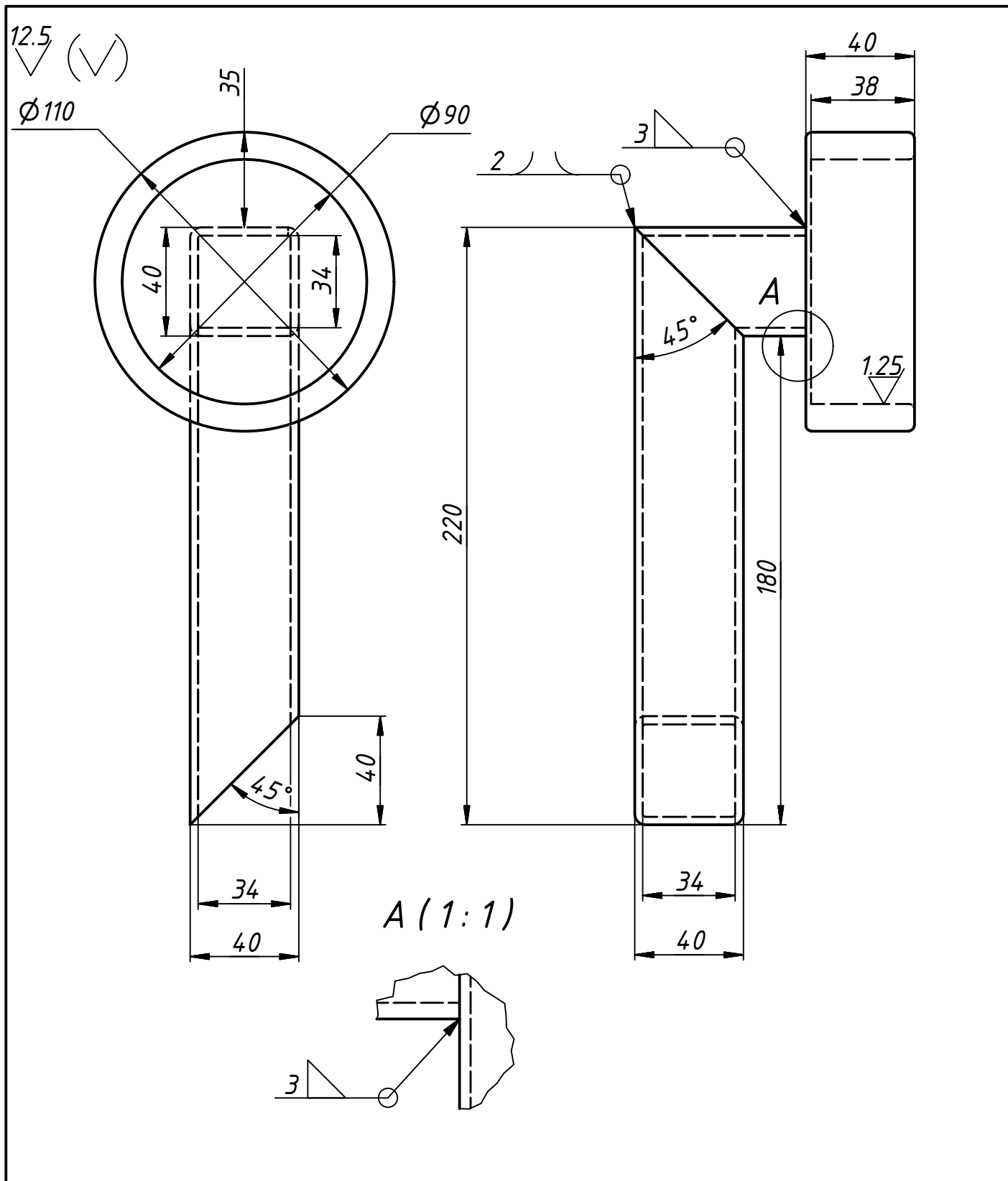
					<i>Viaga vertical</i>	UCF			
						Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha		Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
<i>Dib.</i>		<i>E.J.R.R</i>		<i>19-05-19</i>	<i>Gost 20</i>		<i>1:4</i>	<i>1</i>	<i>1</i>
<i>Proy.</i>									
<i>Rev.</i>									
<i>Cont. Téc.</i>						<i>EST 04-02 PP</i>			
<i>Cont. Nor.</i>									
<i>Aprob.</i>									



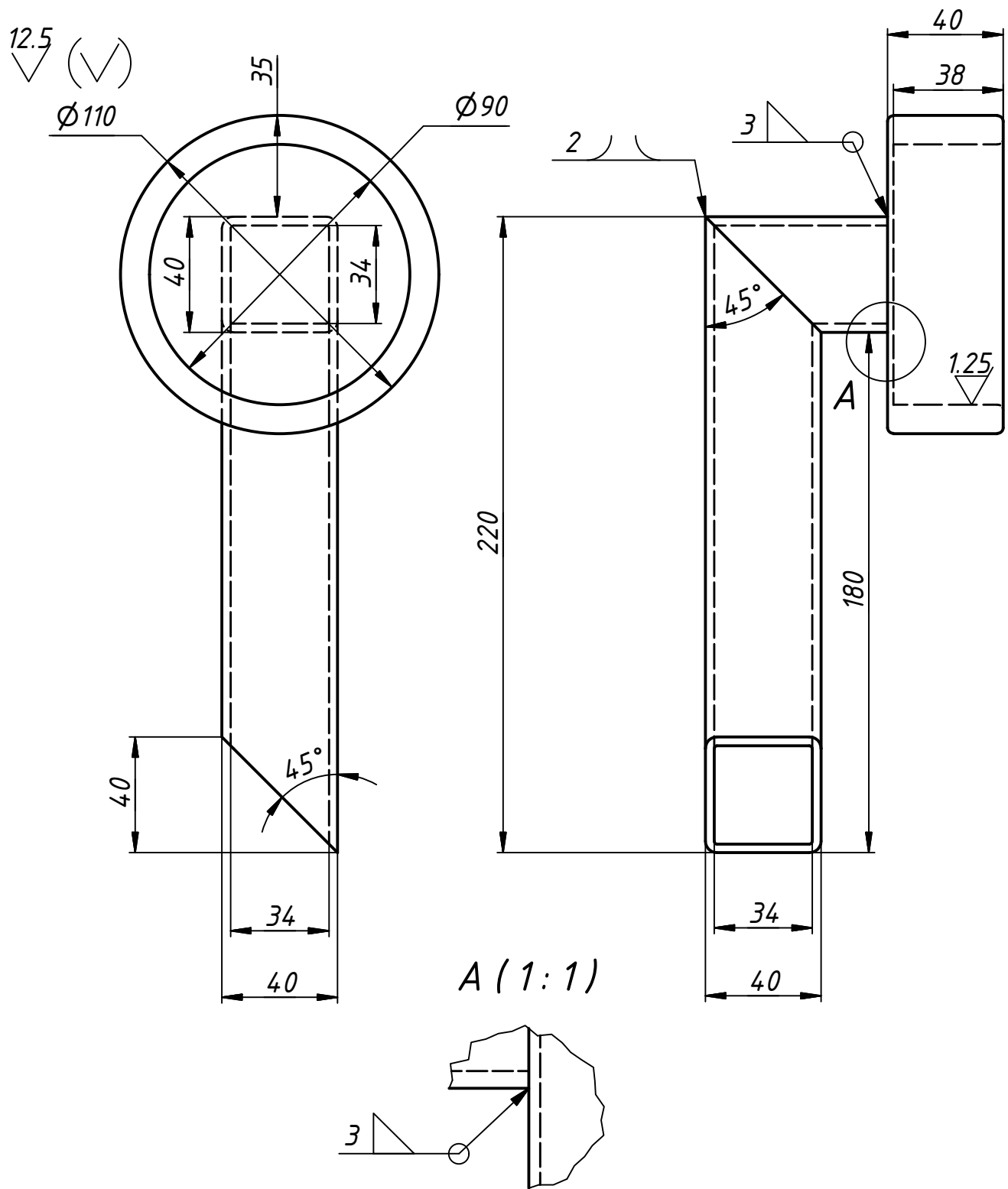
12.5 (✓)

					<i>Viga horizontal del lateral</i>	UCF			
						Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	<i>Plano de pieza</i>	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
<i>Dib.</i>	<i>E.J.R.R</i>			<i>19-05-19</i>			<i>1:4</i>	<i>1</i>	<i>1</i>
<i>Proy.</i>									
<i>Rev.</i>									
<i>Cont. Téc.</i>					<i>Gost 20</i>	<i>EST 04-03 PP</i>			
<i>Cont. Nor.</i>									
<i>Aprob.</i>									

EST 04-03 PP

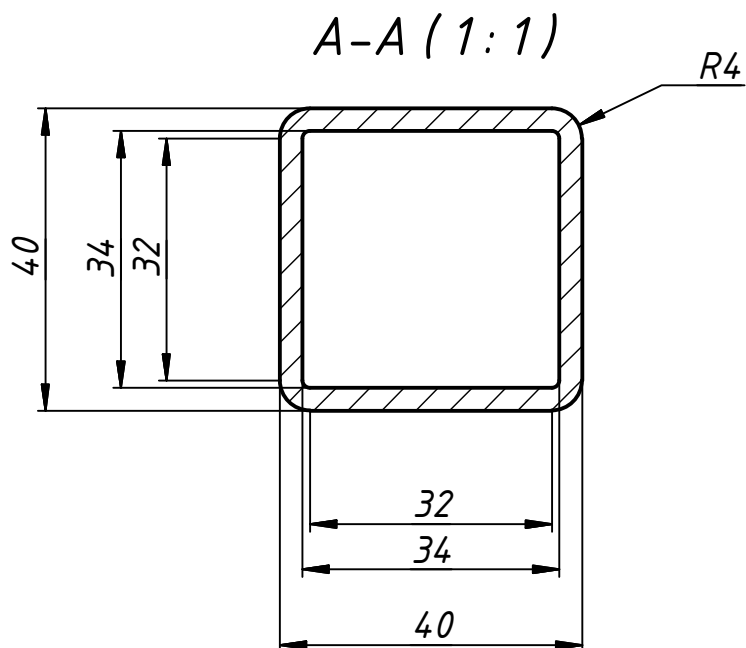
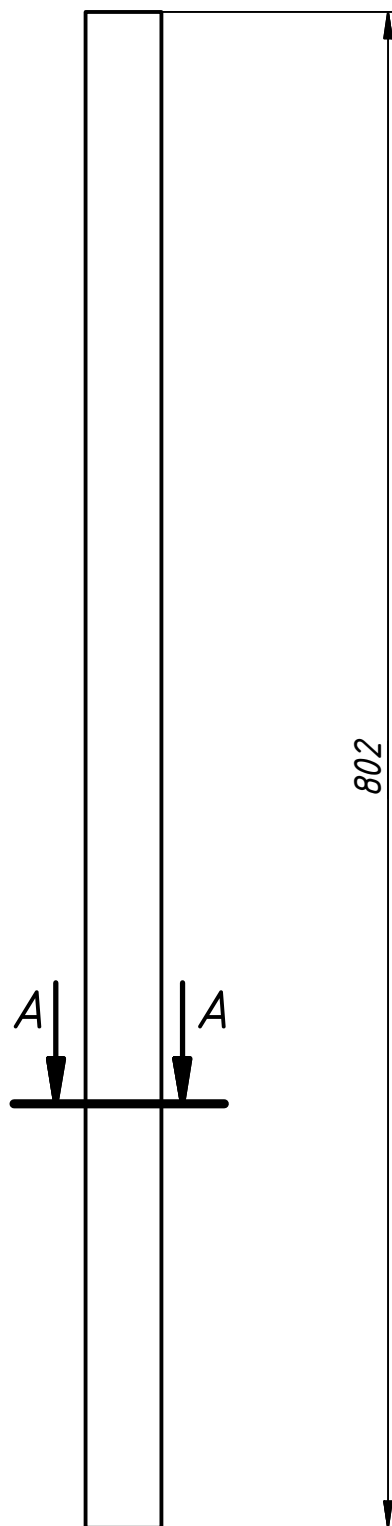


					UCF			
					Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
Dib.		E.J.R.R		19-05-19		1:2	1	1
Proy.								
Rev.								
Cont. Téc.					EST 04-04 PP			
Cont. Nor.								
Aprob.								
Soporte del cojinete derecho del árbol del rodillo motriz								
Plano de pieza								
Gost 20								

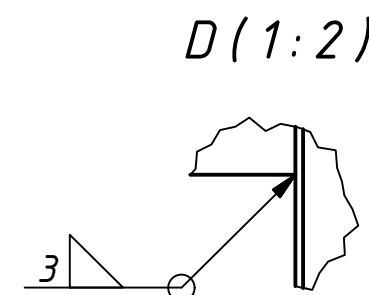
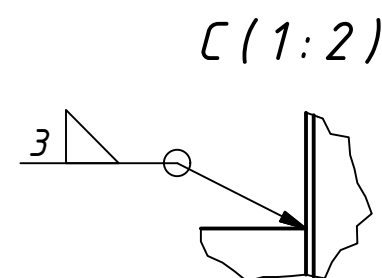
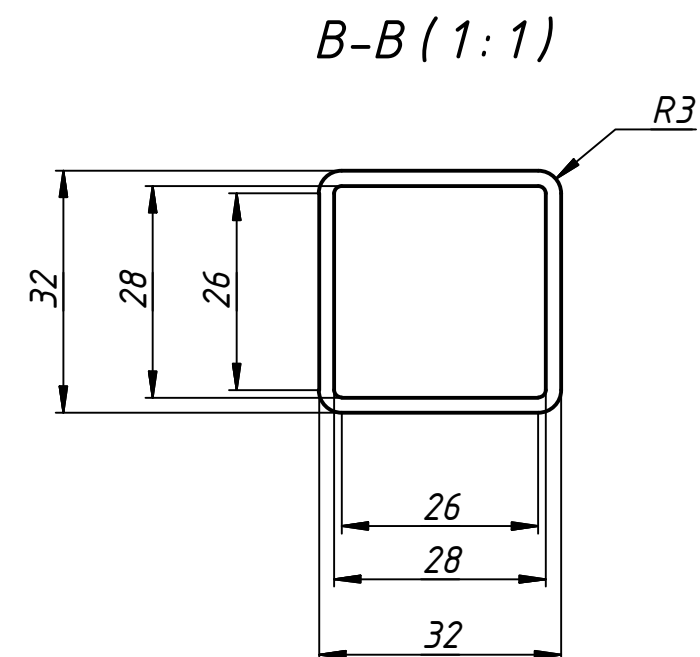
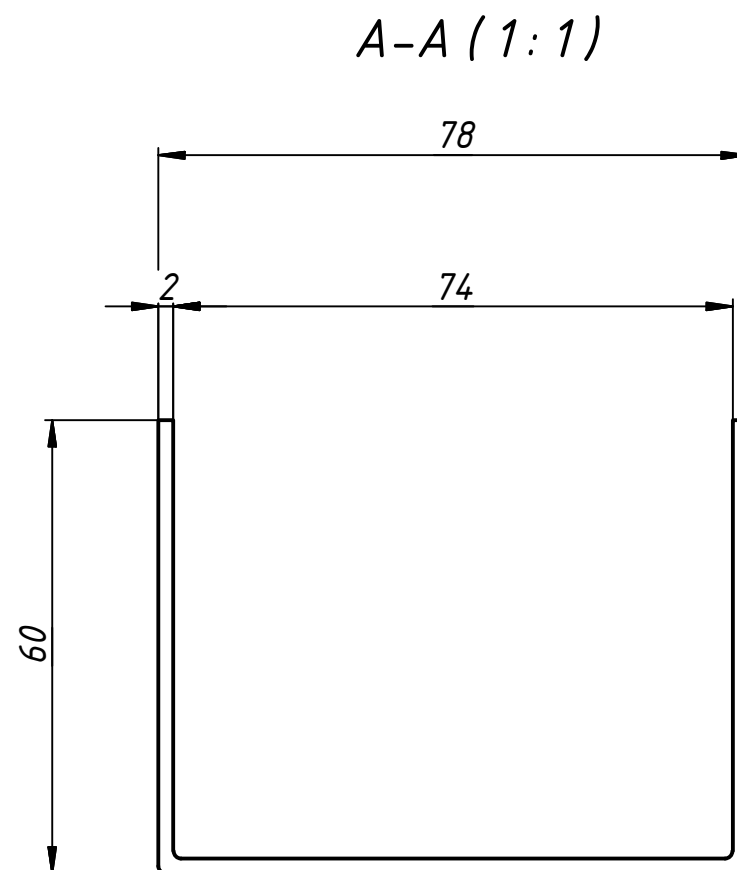
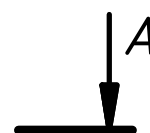
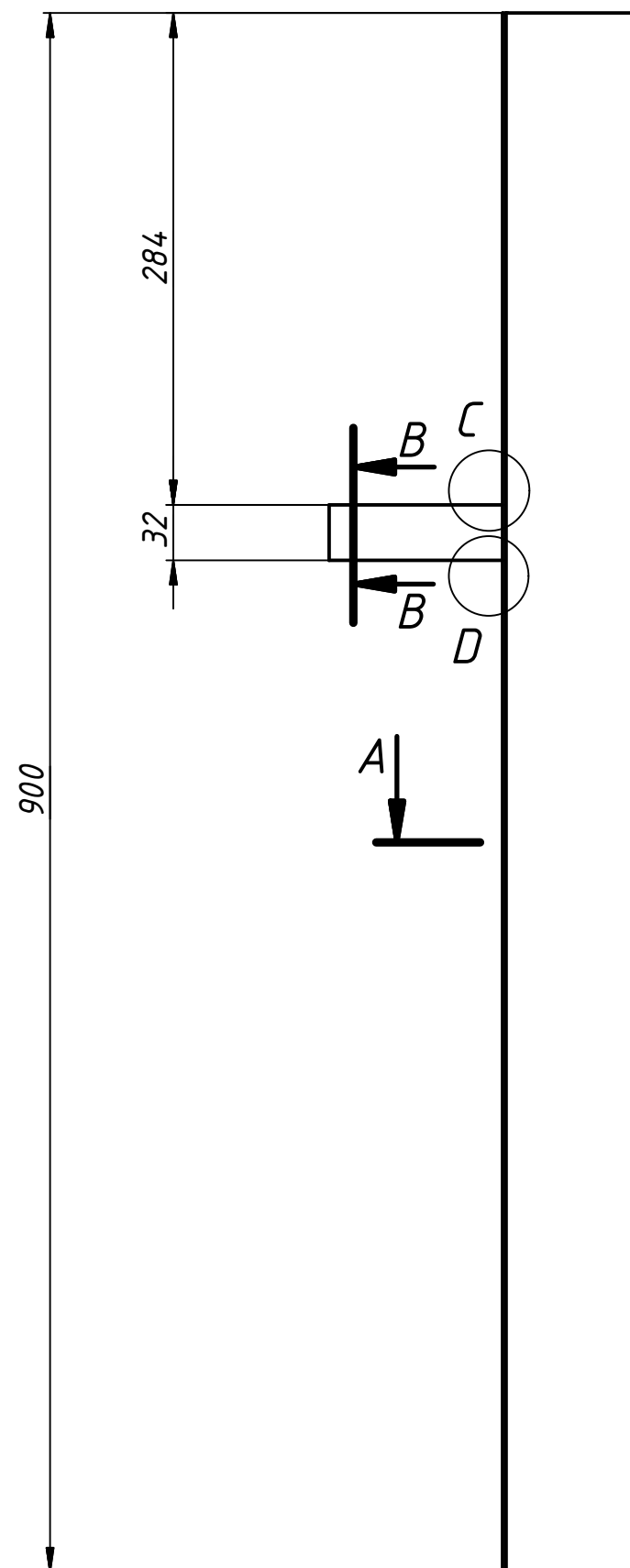


					UCF			
					Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
Dib.		E.J.R.R		19-05-19		1:2	1	1
Proy.								
Rev.								
Cont. Téc.								
Cont. Nor.								
Aprob.								
Soporte del cojinete izquierdo del árbol del rodillo motriz								
Plano de pieza								
Gost 20					EST 04-05 PP			

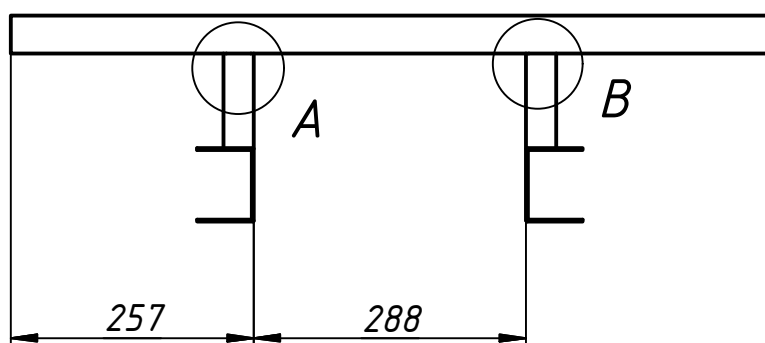
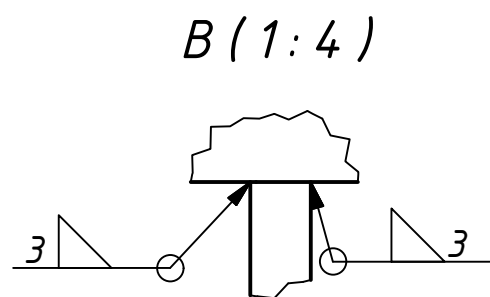
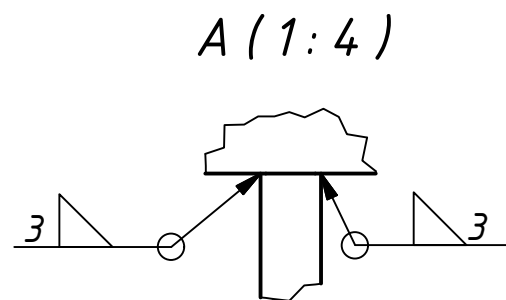
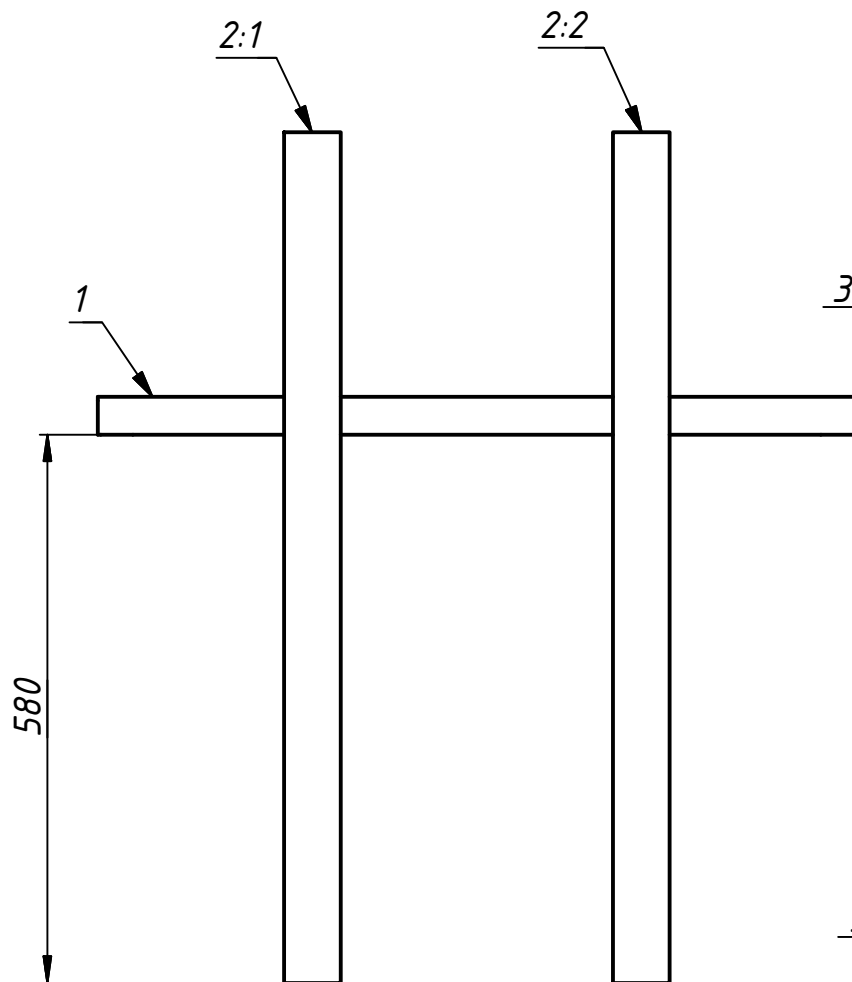
12.5 (✓)



					Viga trasera horizontal	UCF			
						Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	Plano de pieza	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
Dib.	E.J.R.R			19-05-19			1:4	1	1
Proy.									
Rev.									
Cont. Téc.					Gost 20	EST 04-06 PP			
Cont. Nor.									
Aprob.									

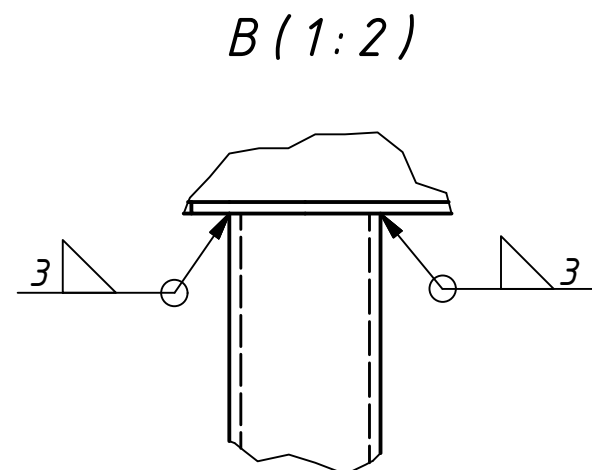
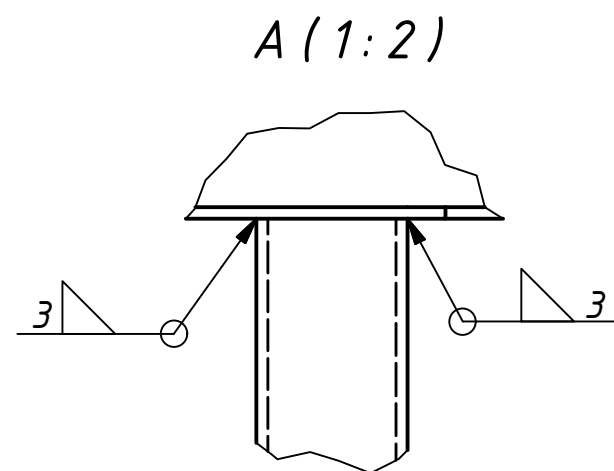
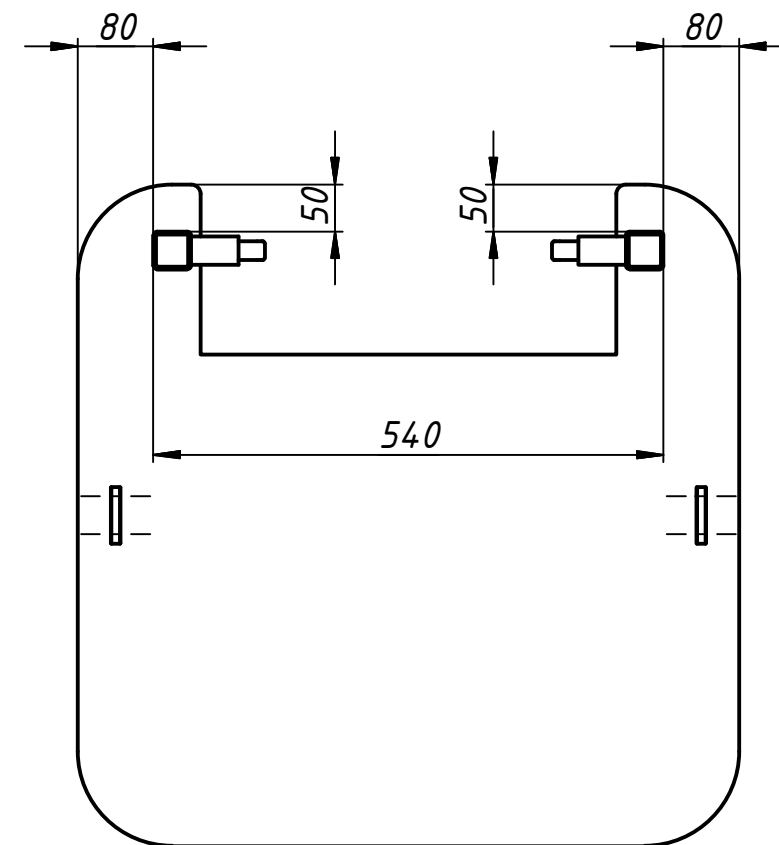
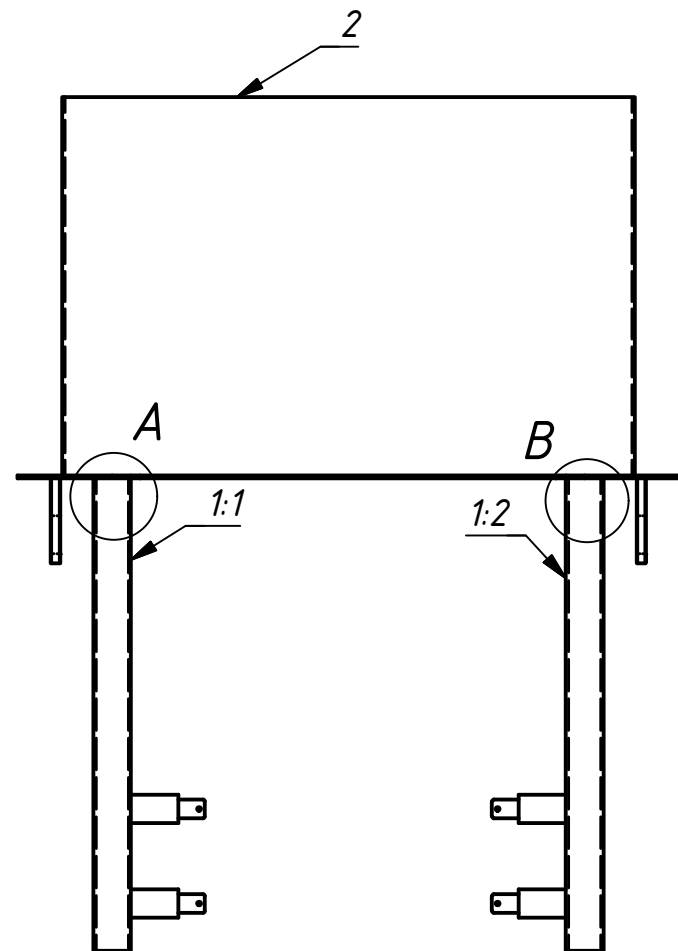


					Carril de la silla	UCF			
						Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	Plano de pieza	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
Dib.		E.J.R.R		20-05-19			1:4	1	1
Proy.									
Rev.					Gost 20	EST 04-07 PP			
Cont. Téc.									
Cont. Nor.									
Aprob.									



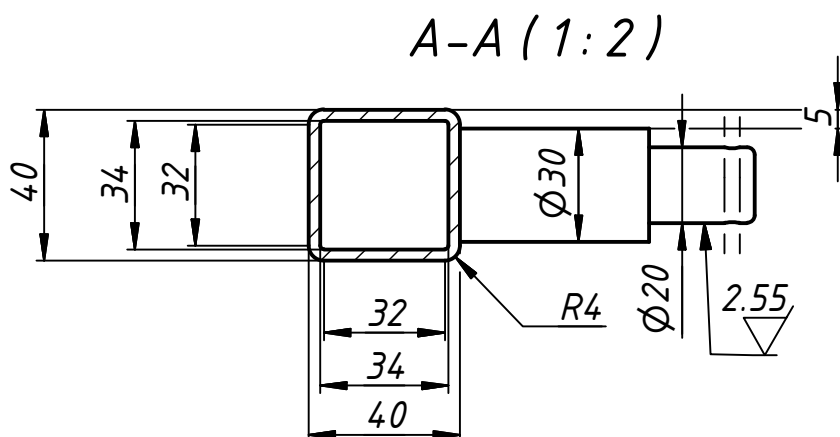
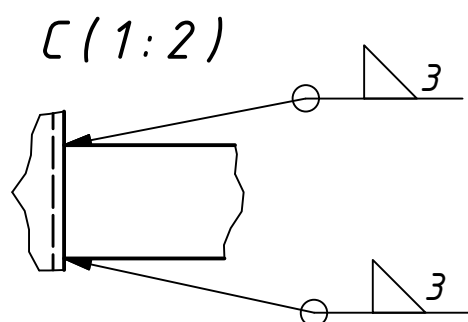
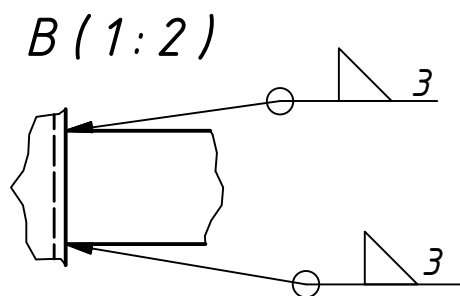
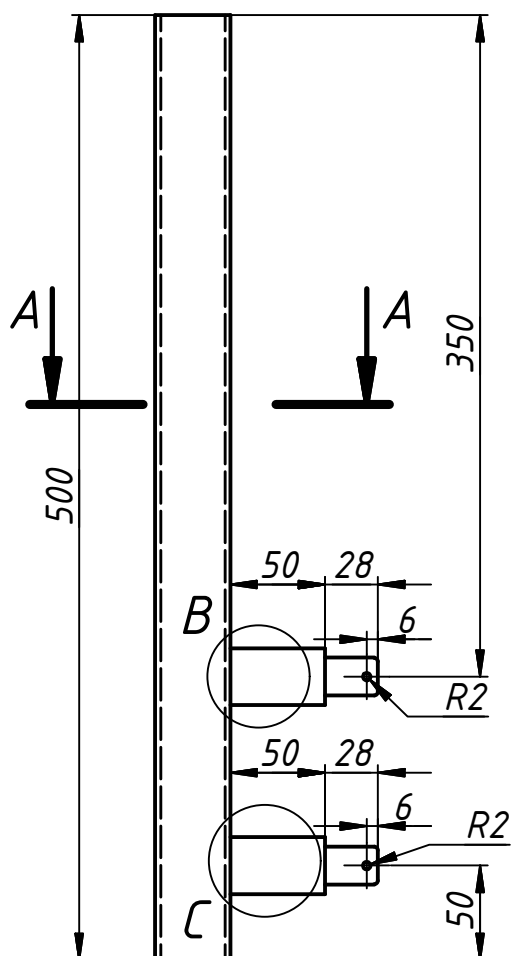
					Carriles	UCF			
						Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha		Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
Dib.		E.J.R.R		20-05-19			1:8	1	1
Proy.					Plano de ensamble				
Rev.									
Cont. Téc.						EST 04-08 PE			
Cont. Nor.									
Aprob.									

[illegible]

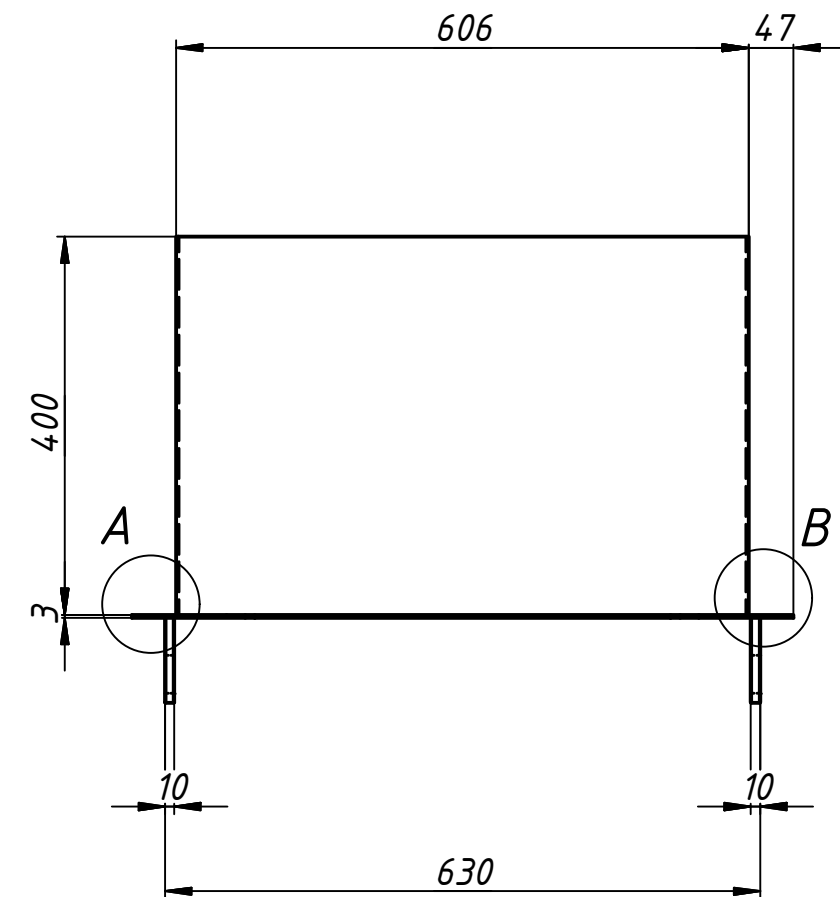
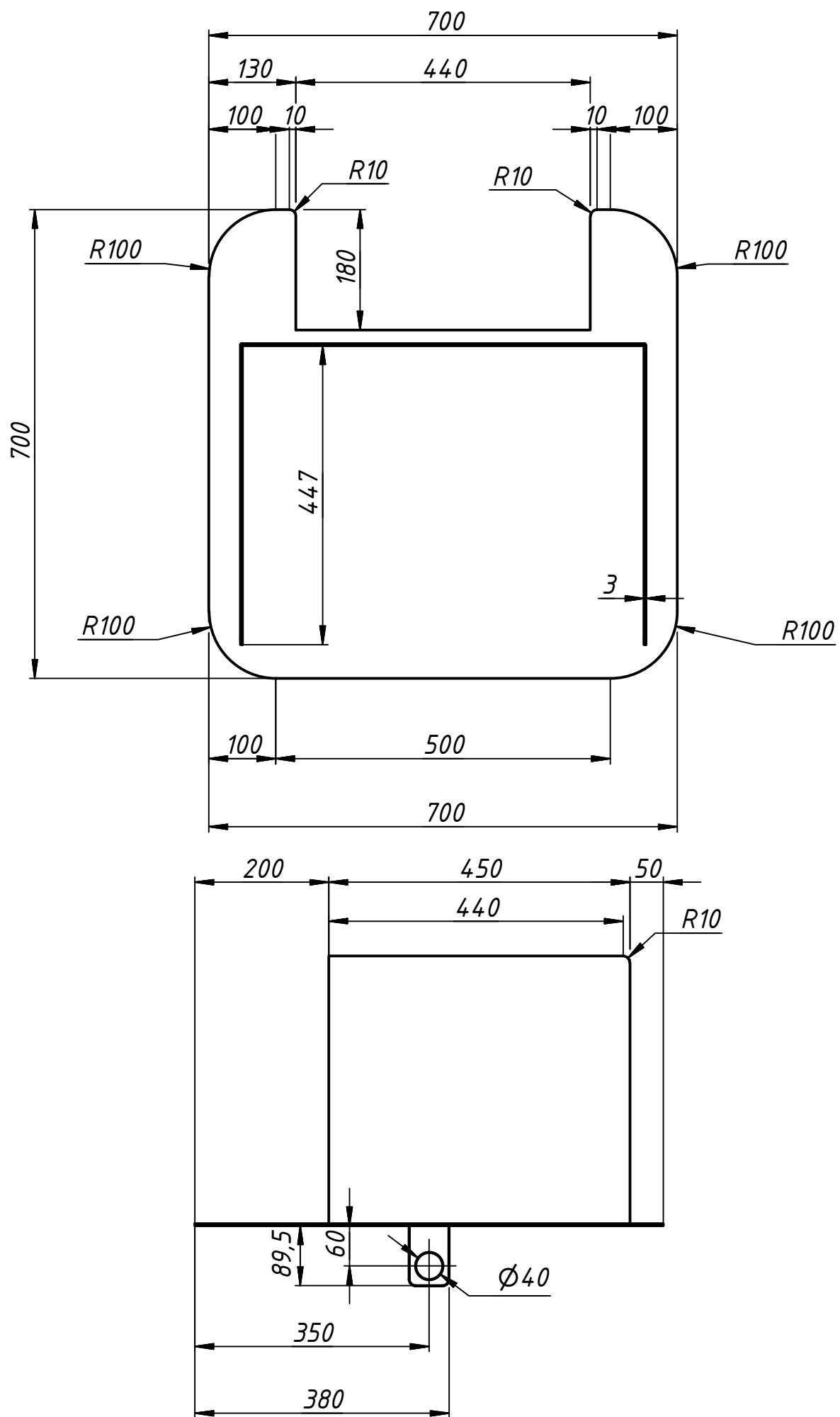


					Silla movil	UCF			
						Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	Plano de ensamble	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
Dib.		E.J.R.R		20-05-19			1:8	1	1
Proy.									
Rev.						EST 05-00 PE			
Cont. Téc.									
Cont. Nor.									
Aprob.									

12.5
✓ (✓)

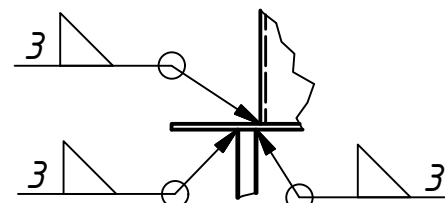


					<i>Parte inferior de la silla</i>	UCF			
						Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	<i>Plano de pieza</i>	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
<i>Dib.</i>		<i>E.J.R.R</i>		<i>20-05-19</i>			<i>1:4</i>	<i>1</i>	<i>1</i>
<i>Proy.</i>									
<i>Rev.</i>					<i>Gost 20</i>	<i>EST 05-01 PP</i>			
<i>Cont. Téc.</i>									
<i>Cont. Nor.</i>									
<i>Aprob.</i>									

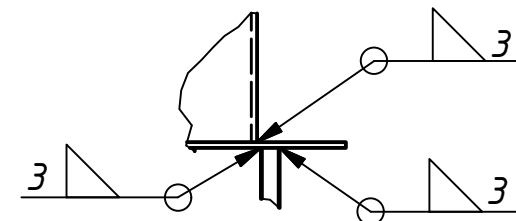


12.5 (✓)

A (1:4)

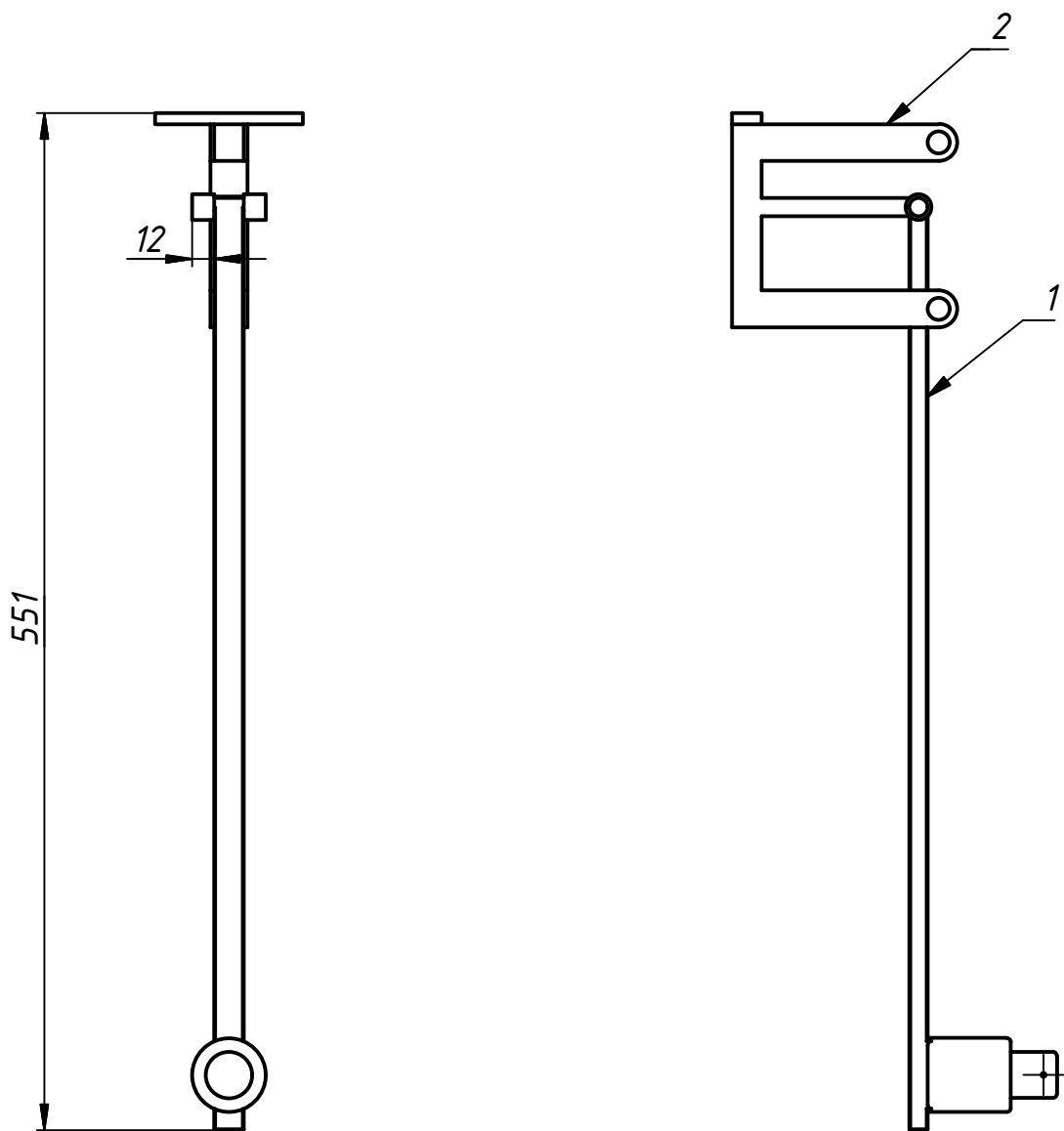


B (1:4)



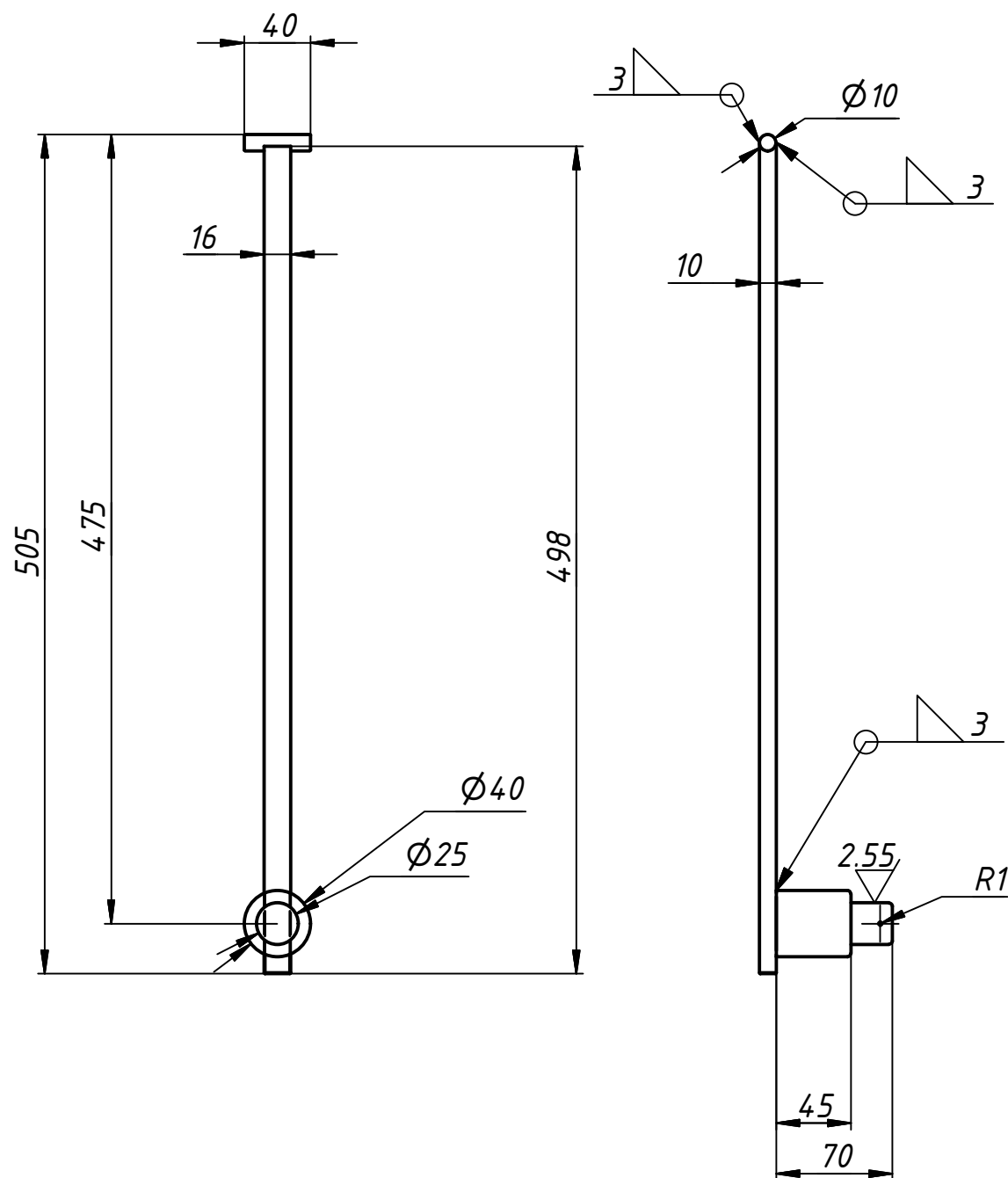
					<i>Silla</i>	UCF				
						Etapas de elaboración				
Mod.	Cant.	No.	Notif.	Firma		Fecha	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
<i>Dib.</i>		<i>E.J.R.R</i>			<i>20-05-19</i>	<i>Plano de pieza</i>		<i>1:8</i>	<i>1</i>	<i>1</i>
<i>Proy.</i>										
<i>Rev.</i>										
<i>Cont. Téc.</i>										
<i>Cont. Nor.</i>						<i>Gost 20</i>	<i>EST 05-02 PP</i>			
<i>Aprob.</i>										

[illegible]

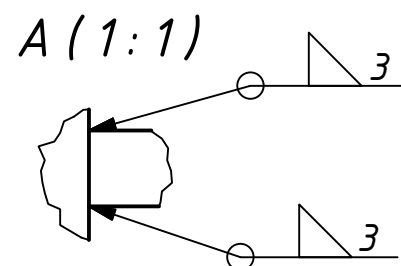
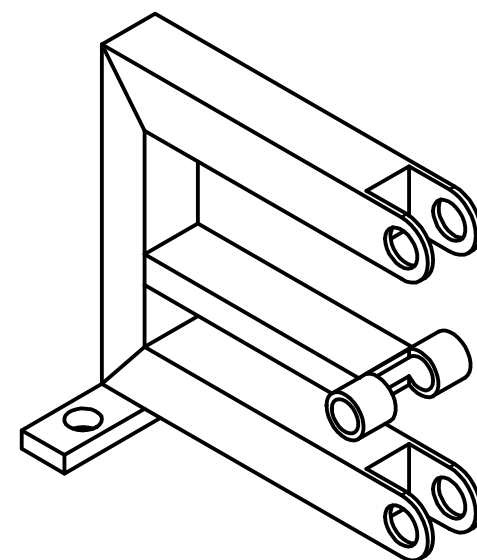
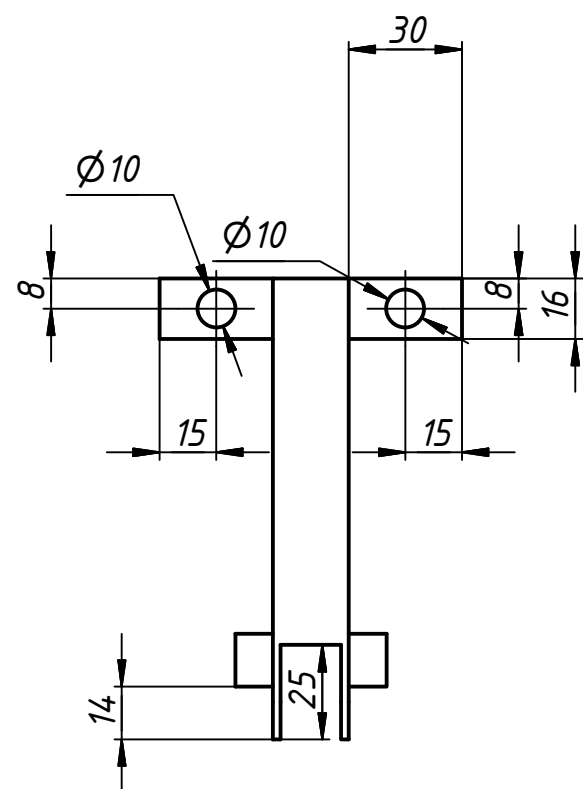
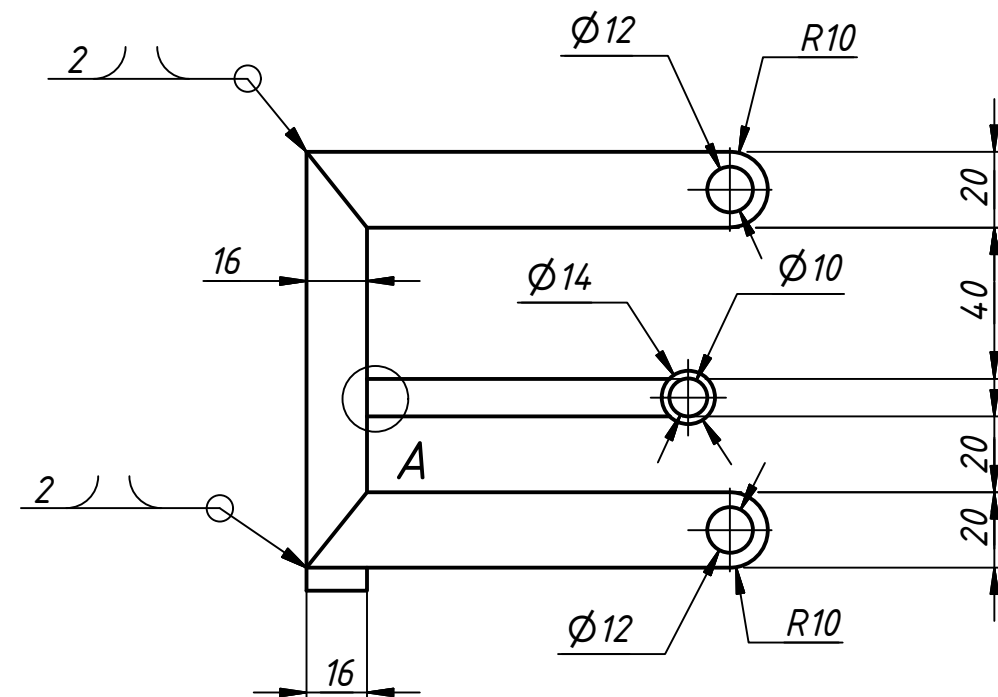
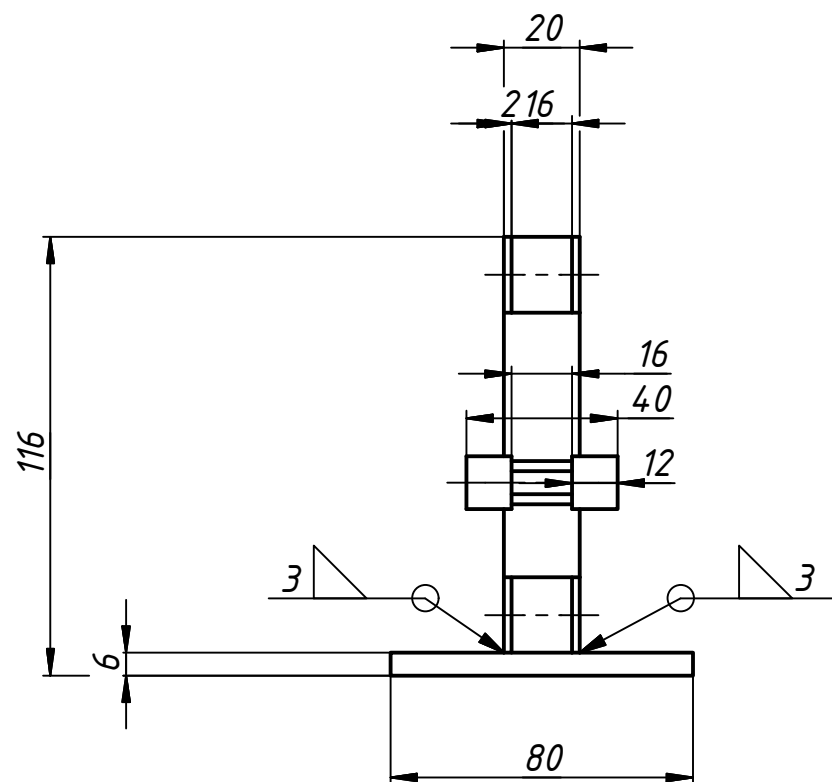


					Base de la rueda	UCF			
						Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	Plano de ensamble	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
Dib.	E.J.R.R			25-05-19			1:4	1	1
Proy.									
Rev.									
Cont. Téc.						EST 06-00 PE			
Cont. Nor.									
Aprob.									

12.5 (✓)



					<i>Palanca de la rueda</i>	UCF			
						Etapas de elaboración			
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha	<i>Plano de pieza</i>	Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas
<i>Dib.</i>		<i>E.J.R.R</i>		<i>25-05-19</i>			<i>1:4</i>	<i>1</i>	<i>1</i>
<i>Proy.</i>									
<i>Rev.</i>					<i>Gost 20</i>	<i>EST 06-01 PP</i>			
<i>Cont. Téc.</i>									
<i>Cont. Nor.</i>									
<i>Aprob.</i>									



					<i>Soporte movil de la rueda</i>	UCF				
						Etapas de elaboración				
Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha		Masa	Escala	Hoja No.	Cantidad de hojas	
<i>Dib.</i>		<i>E.J.R.R</i>		<i>25-05-19</i>	<i>Plano de pieza</i>		<i>1:2</i>	<i>1</i>	<i>1</i>	
<i>Proy.</i>										
<i>Rev.</i>										
<i>Cont. Téc.</i>										
<i>Cont. Nor.</i>					<i>Gost 20</i>	<i>EST 06-02 PP</i>				
<i>Aprob.</i>										