

UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN - TACNA

Facultad de Ingeniería

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica

DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA
DE ORÉGANO

TESIS

Presentada por:

Bach. WILHEAM ARNOL MAMANI CASILLA

Para optar el Título Profesional de:

INGENIERO MECÁNICO

TACNA - PERÚ


2017


UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN - TACNA
Facultad de Ingeniería


Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica


DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE
ORÉGANO

Tesis sustentada por el Bachiller WILHEAM ARNOL MAMANI CASILLA, aprobada el 12 de julio del 2016, el Jurado Calificador estuvo integrado por:

PRESIDENTE : 
Ing. Víctor Juan Malpartida Arrieta

SECRETARIO : 
MSc. Avelino Godofredo Pari Pinto

VOCAL : 
Ing. Daniel Cárdenas García

ASESOR : 
Dr. Jesús Plácido Medina Salas

DEDICATORIA

A mi hija Abigail “Alegría del Padre”, y a mis Padres que, con su constancia, anhelo, apoyo supieron encaminarme a la vida profesional.

CONTENIDO

	Pag.
DEDICATORIA	II
CONTENIDO	III
INDICE DE TABLAS	VIII
INDICE DE FIGURAS	IX
RESUMEN	XIV
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I	
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	2
1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	2
1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	3
1.3 OBJETIVOS.	3
1.3.1 Objetivo general	3
1.3.2 Objetivos específicos	4
1.4 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO	4
1.4.1 Justificación teórica	4
1.4.2 Justificación práctica	4
1.4.3 Justificación social	5
1.4.4 Justificación económica	5
1.5 MARCO CONTEXTUAL	6
1.5.1 Ubicación geográfica	6
1.5.2 Acceso a la zona	7

1.5.3 Características climatológicas	7
1.6 ANTECEDENTES	8
1.6.1 Descripción actual del proceso de despalillado de Orégano en la zona	8
1.6.2 Métodos actuales de selección y clasificación de Orégano en el mercado internacional	8
1.7 ESPECIFICACIONES NORMATIVAS EXISTENTES	9
1.7.1 Normas aplicadas al diseño de elementos de máquinas y materiales industriales	9
1.7.2 Características de calidad aplicadas al orégano para exportación	10
CAPÍTULO II	
ESTUDIO DE MERCADO	11
2.1 ANALISIS DEL PRODUCTO	11
2.1.1 Propiedades y usos	12
2.1.2 Perfil de potencialidades del orégano	13
2.2 ANÁLISIS DE LA OFERTA	14
2.2.1 Zonas de producción	14
2.3 ZONAS DE PRODUCCIÓN NACIONAL	17
2.4 ANÁLISIS DE LA DEMANDA	18
2.4.1 Nivel nacional	18
2.4.2 Nivel exterior	20
2.5 ANÁLISIS DE LA COMERCIALIZACIÓN	22
2.5.1 Mercado interno	22
2.5.2 Mercado externo	22
2.5.3 Estrategias de comercialización	24

CAPÍTULO III

MARCO TEÓRICO	25
3.1 TÉCNICAS Y PARÁMETROS DE COSECHA DEL ORÉGANO	25
3.1.1 Corte del orégano:	25
3.1.2 Secado del orégano:	26
3.1.3 Despalillado del orégano.	26
3.1.4 Re-despalillado del orégano.	27
3.1.5 Limpieza y selección de impurezas:	28
3.1.6 Ensacado del orégano:	28
3.2 TEORIA DE TRILLA	29
3.3 PARAMETROS FUNCIONALES	30
3.3.1 Consideraciones previas de diseño.	30
3.3.2 Forma de entrega del material	35
3.4 TECNOLOGIA APLICABLE	35
3.4.1 Cilindro trillador	35
3.4.2 Cóncavo	38
3.4.3 Batidor	39
3.4.4 Rejilla de transición	40
3.4.5 Sacapajas	40
3.4.6 Zarandas	42
3.4.7 Ciclones	45

CAPÍTULO IV

DISEÑO CONCEPTUAL Y ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN	47
4.1 DEFINICIÓN DE DISEÑO DE LA DESPALILLADORA DE ORÉGANO	47
4.1.1 Principio de operación.	47

4.2	POSIBILIDADES DE DISEÑO.	47
4.3	OPCIONES DE DISEÑO	49
4.4	DETERMINACION DEL CONCEPTO DE SOLUCION ÓPTIMO	
	CRITERIOS PONDERADOS	49
4.5	SELECCIÓN DE OPCION DE DISEÑO	50
4.5.1	Unidad de trilla	52
4.5.2	Unidad de separación	55
4.5.3	Unidad de limpieza	56

CAPÍTULO V

INGENIERÍA DEL PROYECTO

5.1	DISPOSICION DE LOS EJES	58
5.2	RELACIONES DE TRANSMISION	59
5.3	DISEÑO DE LA UNIDAD DE TRILLA	61
5.3.1	Cilindro trillador	61
5.4	DISEÑO UNIDAD DE SEPARACIÓN	85
5.4.1	Diseño del cilindro batidor	85
5.5	DISEÑO UNIDAD DE LIMPIEZA	100
5.5.1	Diseño tamaño de las zarandas	100
5.5.2	Diseño mecanismos de zaranda	108
5.6	DISEÑO DE LA BANCADA	122
5.6.1	Cargas.	123
5.6.2	Diseño de vigas	124
5.6.3	Diseño de columnas	137

CAPITULO VI ANALISIS DE COSTOS	140
6.1 INTRODUCCION	140
6.2 ANALISIS DE COSTOS DIRECTOS	141
6.3 ANALISIS DE COSTOS INDIRECTOS	143
CAPITULO VII	
ANALISIS FINANCIERO	146
7.1 DETERMINACION DE LA DEPRECIACION ANUAL	146
7.2 DETERMINACIÓN DEL COSTO DE FUNCIONAMIENTO Y MANTENIMIENTO	149
7.3 ANALISIS DE VAN Y TIR	151
7.4 ANALISIS DEL PUNTO DE EQUILIBRIO	155
CAPITULO VIII	
OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	156
8.1 OPERACIÓN	156
8.2 MANTENIMIENTO	157
CONCLUSIONES	
RECOMENDACIONES	
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	
ANEXOS, PLANOS	

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Mapa de ubicación geográfica del proyecto	6
Figura 2 Corte del orégano	25
Figura 3 Secado del orégano	26
Figura 4 Despalillado del orégano	27
Figura 5 Re-despalillado del orégano	27
Figura 6 Limpieza y selección de Impurezas	28
Figura 7 Ensacado del orégano	28
Figura 8 Teoría de trilla mecánica	29
Figura 9 Cilindro de dientes	36
Figura 10 Cilindro de Barras	37
Figura 11 Cilindro de barras perpendiculares	38
Figura 12 Trilla de tipo Cóncavo	39
Figura 13 Batidor	39
Figura 14 Rejilla de transición	40
Figura 15 Sacapajas de rastrillamiento	41
Figura 16 Sacapajas de sacudimiento	41
Figura 17 Sacapajas transportador	42
Figura 18 Zaranda vibratoria	43

Figura 19 Zaranda giratoria	44
Figura 20 Ciclones	46
Figura 21 Diagrama de flujo del proceso	51
Figura 22 Disposición de ejes	58
Figura 23 Distancia entre centros banda normal.	59
Figura 24 Distancia entre centro para faja cruzada	60
Figura 25 Diseño eje central	70
Figura 26 Diagrama de cuerpo libre del eje del cilindro	71
Figura 27 Fuerzas P1 y P2 que actúan sobre la polea 2	71
Figura 28 Tensiones P1 y P2 actúan Sobre Polea 1	74
Figura 29 Diagrama de cuerpo libre del eje del cilindro	76
Figura 30 Análisis estático plano XY eje cilindro.	78
Figura 31 Análisis estático plano XZ eje del cilindro	79
Figura 32 Diseño cilindro batidor	85
Figura 33 Diagrama cuerpo libre eje batidor	85
Figura 34 Análisis estático plano XY eje batidor	87
Figura 35 Diseño eje excéntrico	92
Figura 36 Diagrama cuerpo libre eje excéntrico	92
Figura 37 Análisis estático plano XY eje excéntrico	94
Figura 38 Análisis estático Plano XZ eje excéntrico	95

Figura 39	Diagrama de cuerpo libre eje accionamiento zaranda	108
Figura 40	Análisis estático plano XY eje accionamiento zarandas	109
Figura 41	Diseño ejes de la zaranda	113
Figura 42	Fuerza actuante eje de zarandas	115
Figura 43	Diagrama cuerpo libre eje de zaranda	116
Figura 44	Análisis estático plano XY eje de zaranda	117
Figura 45	Análisis estático plano XZ eje de zaranda	118
Figura 46	Esquemas de carga actuantes en la bancada.	123
Figura 47	Distancias a puntos de fuerzas actuantes	124
Figura 48	Dimensiones de la bancada	125
Figura 49	Análisis estático viga AB	126
Figura 50	Análisis estático viga CD	129
Figura 51	Análisis estático viga EF	131
Figura 52	Análisis estático viga FG	133
Figura 53	Análisis estático viga HI	135
Figura 54	Diagrama de cuerpo libre columna central	137
Figura 55	Diagrama de evaluación financiera	153

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Composición química del orégano	14
Tabla 2 Distribución de la producción agrícola de la región Tacna, 2004	16
Tabla 3 Producción nacional de orégano	17
Tabla 4 Número de productores de orégano	18
Tabla 5 Demanda del orégano seco a nivel nacional	19
Tabla 6 Exportaciones de orégano en hojas	20
Tabla 7 Exportación orégano detalle de exportación 2014	21
Tabla 8 Exportación orégano peso neto (Kg)	21
Tabla 9 Exportación de orégano por país de destino	23
Tabla 10 Margen de comercialización de orégano por agentes de Tacna	24
Tabla 11 Precio internacional del orégano US\$. FOB	24
Tabla 12 Dimensiones de la hoja de orégano.	30
Tabla 13 Dimensiones de la flor	31
Tabla 14 Dimensiones del largo del tallo	31
Tabla 15 Matriz de posibilidades	48
Tabla 16 Selección de alternativa	50
Tabla 17 Rango de diámetros fabricantes	53
Tabla 18 Relaciones de transmisión	61

Tabla 19 Coeficientes de fluctuación	65
Tabla 20 Factor capacidad básica de la zaranda	101
Tabla 21 Factor de gran tamaño de la zaranda	102
Tabla 22 Factor de porcentaje de material muy grande para la apertura	103
Tabla 23 Factor de ubicación de la pantalla de la zaranda	104
Tabla 24 Factor de tamizado húmedo de la zaranda	104
Tabla 25 Factor por peso del material	105
Tabla 26 Factor de zona abierta	105
Tabla 27 Factor de forma de la apertura de la zaranda	106
Tabla 28 Factor de eficiencia de la zaranda	106
Tabla 29 Valores para determinación área zaranda	107
Tabla 30 Costos de fabricación directos.	141
Tabla 31 Costos de maquinado y montaje	142
Tabla 32 Costo directo total	142
Tabla 33 Costos de materiales indirectos	143
Tabla 34 Costos de ingeniería.	144
Tabla 35 Costos imprevistos	144
Tabla 36 Costos indirectos totales	145
Tabla 37 Costo total de la máquina.	145
Tabla 38 Depreciación anual de la máquina	149
Tabla 39 Tasas de interés referenciales	152

Tabla 40 Flujo de caja	152
Tabla 41 Interés compuesto	153

RESUMEN

Inicialmente se presenta una introducción de carácter general del tema, donde se aborda el diseño de maquinaria.

El capítulo I, descripción general del proyecto, formulación del problema, su justificación, antecedentes, parámetros de exportación, clima, etc.

El capítulo II, describe el análisis de mercado del orégano como producto, incluyendo el análisis de la oferta, análisis de la demanda, análisis de comercialización, y las zonas de producción a nivel nacional

El capítulo III, marco teórico del proyecto, técnicas y parámetros de cosecha, la teoría de trilla, los parámetros funcionales que condicionan el diseño de la maquina despalladora, y los diferentes sistemas mecánicos aplicables.

El capítulo IV, diseño conceptual, alternativas de diseño a través de una matriz morfológica, se desarrolla la matriz a fin de encontrar la alternativa más idónea, establece los detalles y parámetros para asegurar el funcionamiento óptimo de la máquina.

El capítulo V, denominado Ingeniería del proyecto, disposición de los diferentes elementos de la máquina, distancia entre centros a sus ejes de accionamiento, las relaciones de transmisión, Selección del elemento principal de trilla, del sistema de zarandas, así como el cálculo de ejes y selección de sus respectivos rodamientos, concluye con el diseño de la bancada.

El capítulo VI, análisis de costos, costo total de la máquina, detalla los costos totales directos e indirectos de la máquina.

El capítulo VII, evaluación financiera del proyecto, depreciación anual, el valor de salvamento, el beneficio anual, análisis de las variables financieras VAN y TIR, así como el punto de equilibrio.

El capítulo VIII, indicaciones para el correcto funcionamiento, operación y mantenimiento de la maquina despalilladora de orégano.

El capítulo IX, conclusiones y recomendaciones al proyecto.

INTRODUCCIÓN

La producción del Orégano (*Oreganum Vulgare L.*), se ha visto incrementada en estos últimos años, y cada vez más gente decide incursionar en este rubro. Sin embargo, los que ya están inmersos en este negocio se enfrentan a una dificultad: despalillar el orégano de grandes volúmenes, en nuestro país no existe tecnología específica para desarrollar esta actividad.

En tal sentido, en vista a la necesidad de racionalizar y tecnificar las actividades para optimizar resultados y obtener beneficios, se plantea el proyecto “diseño de una maquina despalilladora de orégano” en la localidad de Ilabaya (Provincia de Jorge Basadre), estará orientada o dirigida fundamentalmente al procesamiento racional de orégano seco para su respectiva comercialización nacional e internacional cumpliendo con los parámetros de exportación.

Para el diseño, de la máquina se siguen recomendaciones, y normas establecidas por diferentes instituciones tales como ASME, CONCYTEC, AWS, entre otros).

Se detallan, todos los cálculos realizados para el diseño de cada una de las partes de la máquina despalilladora de orégano, haciendo referencia a manuales y catálogos de compañías extranjeras que producen los implementos y accesorios, de esta manera, se pretende que este trabajo sirva también de consulta para proyectos afines al procesamiento del orégano y/o hierbas aromáticas.

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

El problema que se pretende solucionar con el desarrollo del presente estudio, es minimizar la falta de maquinaria destinada al procesamiento del orégano en el sector andino, que ofrezca a los consumidores de la región un producto de calidad.

A la falta de maquinaria especializada en este proceso se incrementan los costos de producción, y de las horas hombre que esto conlleva.

Ante esta realidad prima la creatividad y el talento de cada productor para adaptar maquinas como: un tractor agrícola, un camión, y por ultimo un cuatrimotor.

Los productores de orégano, tienen plantaciones de tamaño reducido 5 000 m² (0,5 ha) en promedio, con una baja capacidad de inversión que conlleva a la imposibilidad de adoptar tecnologías incluso elementales. En consecuencia, posibles incrementos que contemplen la ampliación de la superficie dedicada a este cultivo (producción a mayor escala) requerirán un mayor grado de mecanización tanto para la cosecha como para la post-cosecha.

En tal sentido, en vista a la necesidad de racionalizar y tecnificar las actividades para optimizar resultados y obtener beneficios, se plantea el proyecto “diseño de una maquina despalilladora de orégano en el Centro Poblado de Borogueña en la localidad de Ilabaya, Provincia de Jorge Basadre”, está orientada o dirigida fundamentalmente al procesamiento de orégano seco para su respectiva comercialización nacional e internacional cumpliendo con los parámetros de exportación, y así brindar productos de excelente calidad.

1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿Es posible mejorar la producción del orégano, mediante el diseño de una maquina despalilladora de orégano?

¿Qué características especiales y especificaciones deberá tener la maquinaria para el despalillado del orégano por su ubicación en una zona alto andina y rural?

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. Objetivo general

Diseñar una máquina despalilladora de orégano, con una capacidad de procesamiento máxima de 2 000 kg/d de hoja seca, para su posterior fabricación en el distrito andino de Ilabaya, de la región Tacna.

1.3.2. Objetivos específicos

Formular los parámetros de diseño, necesarios para el diseño de la maquina despalilladora de orégano.

Diseñar una máquina capaz de despalillar el orégano que contemple la producción de un agricultor promedio, y que cualquier empresa metal mecánica pueda producirla.

1.4. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

1.4.1. Justificación teórica

El autor se interesa en el presente proyecto, a raíz de su intención de colaborar en equiparar el gran desarrollo agroindustrial que se viene dando en la zona norte del país, que paradójicamente está dejando relegado a la frontera del sur.

1.4.2. Justificación práctica

Esta máquina permitirá mejorar la productividad del sector, disminuir los costos unitarios, colaborar en el incremento y uniformidad de la calidad del producto final y mejorar las tecnologías de post - cosecha.

La implementación local de esta máquina contribuirá a incrementar su nivel tecnológico, incrementando su productividad.

El presente proyecto consiste en el establecimiento de un sistema adecuado de procesamiento de la hoja de orégano

1.4.3. Justificación social

Con el desarrollo de este trabajo se beneficiará toda la población del Centro Poblado del Borogueña, y demás anexos comprendidos en el ámbito de la jurisdicción.

Sin embargo, es oportuno señalar que se observa una falta de implementación en el área para efectuar adecuadamente el procesamiento de la hoja de orégano, apreciándose además una desorganización en su comercialización, lo que ha propiciado que los vendedores intermediarios tomen ventaja de esta debilidad. Precisamente este aspecto es lo que trata de superarse con el proyecto, cuyo objetivo es el procesamiento de la hoja de orégano se obtendrán los siguientes productos:

- Orégano en hojas tipo exportación.
- Orégano picado.

1.4.4. Justificación económica

En el proceso de despallado manual del orégano para procesar 20 Sacos de orégano se necesitan 6 jornales, lo que indica un costo de 15 soles por saco de orégano. Se presenta una oportunidad para mejorar la capacidad productiva y económica del orégano.

1.5. MARCO CONTEXTUAL

1.5.1. Ubicación geográfica

El proyecto se enfoca en el Centro Poblado de Borogueña del Distrito de Ilabaya, que se encuentra ubicado en la parte Nor - Oeste de la Provincia de Jorge Basadre, en la Región de Tacna y se asienta a una altitud de 1800 m.s.n.m.

Los factores geográficos, climatológicos y ecológicos son propicios y relevantes para la producción del orégano en esta zona.



Figura 1. Mapa de Ubicación Geográfica del Proyecto

Fuente: Google Maps.

1.5.2. Acceso a la zona

El distrito de Ilabaya, está conectado a la red vial Tacna-Jorge Basadre - Ilabaya así como también Tacna – Shintari - Ilabaya mediante una carretera semi - afirmada amplia para el transporte vehicular masivo, con los siguientes tiempos aproximados.

- Tacna - Jorge Basadre - Ilabaya 2 h 30 min.
- Tacna – Shintari - Ilabaya 2 h.

1.5.3. Características climatológicas

El orégano se cultiva en las altitudes del 100 – 3 500 m.s.n.m., a mayor altura mayor concentración de aceites esenciales. La altitud adecuada es de 2 500– 3 500 m.s.n.m. por la mayor concentración de aceites esenciales.

Las heladas a 268,15 K (-5 °C) produce una quemadura en las partes apicales de la planta.

El orégano ecológico prefiere suelos franco arenosos, pedregoso, con una vida hasta 20 años en suelos de la sierra franco-arcillosos, tiene una vida de 10 años; no tolera suelos salinos, en suelos moderadamente salinos la producción es baja y con presencia de meteduras de color café en las hojas a lo que se denomina “orégano picado”.

1.6. ANTECEDENTES

1.6.1. Descripción actual del proceso de despalillado de orégano en la zona.

Se hace de manera manual en dos partes despalillado y re-despalillado, en el primero se busca hacer caer las primeras hojas con menos índice de humedad. Dejando las hojas por caer expuestas a la radiación solar para que pierdan su humedad.

Se procede tomando un palo de una longitud de 1,0 a 1,5 m. con punta bípida o plano arqueado, esta actividad se realiza golpeando suavemente en forma horizontal y perpendicular con el fin de separar las hojas, botones florales de los tallos sobre mantas grandes de lona, polipropileno, polietileno y otros.

Una vez paleado se procede a retirar los palillos restantes, y demás restos de hierbas.

1.6.2. Métodos actuales de selección y clasificación de orégano en el mercado internacional.

En la actualidad algunos países como Argentina, Para la fase inicial de despalillado del orégano, se adaptan trilladoras de soja y trigo. El corte de hoja se realiza casi exclusivamente manual.

Esto dificulta e limita el desarrollo del sector, y quien desee mejorar la calidad de su producto no cuenta con la tecnología apropiada.

En nuestro país, de acuerdo a la revisión bibliográfica efectuada, la presente investigación no tiene antecedentes, ya que no existen tesis ni estudios que tratan precisamente del despalillado del Orégano.

En el año 2013, la Municipalidad Distrital de Ilabaya elevo el Proyecto de Inversión Pública “Mejoramiento de las Capacidades Productivas en el Cultivo del Orégano”, el cual se encuentra bajo código SNIP 271892, La cual muestra la voluntad de la municipalidad de mejorar la capacidad productiva.

1.7. ESPECIFICACIONES NORMATIVAS EXISTENTES

1.7.1. Normas aplicadas al diseño de elementos de máquinas y materiales industriales.

- AISI: Instituto Americano del Hierro y El Acero (*American Iron and Steel Institute*).
- AISC: Instituto Americano de la Construcción (*American Institute of Steel Construction*).
- ANSI: Instituto Estadounidense de Estándares Nacionales (*American National Standards Institute*), estándar para la fabricación de flechas o ejes.
- AWS: Sociedad Americana de Soldadura (*American Welding Society*)
- DIN EN 4017: Tornillos tuercas y arandelas.
- DIN EN 573-3: Propiedades de Aluminios Austeníticos.
- IEC: Comisión Internacional Electrotécnico (*International Electrotechnical Commissions*).

- SAE: Sociedad Americana de Ingenieros (*American Society of Engineers*), estándar para fabricar flechas o ejes.

1.7.2. Características de calidad aplicadas al orégano para exportación.

A. Propiedades fisicoquímicas:

- Norma ISO 939, 1980: Humedad: 10% máximo.
- Tallo de la misma planta: máximo 2%.
- Material vegetal proveniente de otras plantas: máximo 0,5 %
- Norma ISO 928, 1997: Cenizas totales: máximo 6 % a 500-550°C.
- Norma ISO 930, 1997: Cenizas insolubles en ácido clorhídrico al 10 %: 0,5 % máximo.
- Norma ISO 6571: Esencia: mínimo 1,5 ml/100gr. Sobre base seco.
- Densidad sin compactar: 70 a 90 gr/l

B. Características organolépticas:

- Color: Verde claro a verde grisáceo o verde oliva.
- Hoja manchada, negra o amarilla: menor a 15 %. Determinación Visual.
- Tamaño: Como máximo 1 % de tallos de más de 7 mm de largo y 3 mm de ancho.
- Olor Característico: Fragante, picante, amargo.

CAPÍTULO II

ESTUDIO DE MERCADO

2.1. ANALISIS DEL PRODUCTO

El orégano es una especie con amplia tolerancia a las altitudes y temperaturas, sin embargo, el mayor número de aceites esenciales se logran en zonas con temperaturas frías. Es una planta de procedencia Europea y Asiática vive más de dos años. Su tallo es recto, y alcanza a medir entre 30 y 80 centímetros y su forma no es redonda sino cuadrada, además tiene una ramificación en la parte más alta, que está totalmente cubierto de pelusilla blanca y posee un rizoma rastrero.

Las hojas brotan de dos en dos de cada nudo, son enteras, ovaladas, y acaban en punta y también se recubren de pelusilla por ambas caras. Tienen una longitud que puede llegar hasta 4 centímetros, poseen pecíolo y aparecen cubiertas también de glándulas.

Las flores se disponen en vertilastros que forman espiguillas de hasta 3 centímetros y son muy pequeñas (los pétalos no sobrepasan los 2 a 3 cm. de longitud), de color violeta rosado, y vierten unas gotitas de un líquido amarillento aromático, además están protegidas por bracteólas de hasta 5 milímetros, en forma de contorno oval y color verdoso o purpúreo. Los cálices se presentan amarillentos y las corolas son bilabiadas de color blanco, rojizo o purpúreo. Las hojas se seleccionan, se

lavan y se escurren bien antes de introducirlas al secador. Las mismas se colocan en las bandejas de tal forma que tengan un máximo de superficie expuesta al aire.

La temperatura de secado máxima permisible para obtener un producto de alta calidad es de 313,15 K (40 °C); por lo que debe tenerse mucho cuidado al controlar la temperatura en los secadores solares. El tiempo promedio de secado es de 5 d. En este lapso, la humedad de la hoja disminuye desde 85 % hasta 6 %.

2.1.1. PROPIEDADES Y USOS

Las propiedades y usos que se le da a este producto está supeditado a la cantidad de aceites esenciales en su composición química siendo los que más destacan el orégano mexicano por tener un mayor contenido de aceites y es más usado en la cocina a nivel internacional, en cambio el orégano francés es más usado para la industria farmacéutica.

A. En la Industria Farmacéutica:

- Según estudios agro técnicos y fotoquímicos se encontró una variedad de origen Francés que puede ser utilizada como acción expectorante y antitusivo, además de otros con propiedades antiepilépticas, antisépticas antirreumático y digestivo. Se usa también para la preparación de artículos de perfumería, jabonería y cosmética.

B. En la Cocina:

- Se usa como condimento en una infinidad de platos de la cocina internacional

C. En la Agricultura:

- Se utiliza como Pesticida - Insecticida, particularmente el aceite obtenido por el método de arrastre de vapor, con el que se ha hecho pruebas de letalidad y repelencia para los ácaros que afectan a los cultivos de duraznos y a las abejas melíferas.

2.1.2. PERFIL DE POTENCIALIDADES DEL OREGANO

A. Composición Química

- La planta contiene ácidos fenólicos, cafeico, clorogénico rosmarinico; flavonoides: derivados de apigenol, del luteolol, del diosmetol; ácido ursólico; sustancias tánicas y elementos minerales
- El aceite esencial de composición variable según las variedades está constituido fundamentalmente por cavaicol y timol, fenoles que pueden alcanzar hasta el 90 % del total; contiene también pineno, sesquiterpenos, P_ cimeno, etc.

- En el Perú la variedad que se cultiva es el *Origanum Vulgare Labiate*.

TABLA 1
Composición Química del Orégano

Composición	Orégano GRIEGO (Origanum Vulgare, subsp. Hirtum)	Orégano TURCO (Origanum Vulgare, subsp. Gracite)	Orégano MEXICO (Lippia Graveloens)
Aceite esencial	1,50 %	1,50 %	2,00 %
Timol	23,90 %	15,10 %	10,40 %
Cavracrol	12,20 %	9,90 %	43,70 %
P_ cimeno	15,90 %	8,10 %	6,40 %

Fuente: Elaboración Propia

2.2. ANÁLISIS DE LA OFERTA

2.2.1. Zonas de Producción

En el país, la principal zona productora de orégano es Tacna, le corresponde casi el 90 % de la producción total del país; el cultivo se desarrolla en las zonas altas de la región, siendo los principales centros de producción: Camilaca, Sitajara, Susapaya, Borogueña. Este cultivo tiene dos cosechas anuales siendo el periodo más favorable los meses de octubre y noviembre, cuando muchos proveedores no están presentes en el mercado.

Asimismo, el promedio de humedad óptima del orégano se encuentra entre 5 % a 8 % del total. El rendimiento promedio por hectárea anual es de 16 toneladas métricas, además la variedad que se cultiva en el Perú es la Europea (*Oreganum Vulgare*) que en mayor proporción se destina para el consumo.

El Perú destina casi el 70 % de su producción a la exportación y el 30 % restante al abastecimiento del mercado interno; las exportaciones de esta hierba aromática han mostrado un crecimiento sostenido a lo largo de la última década. Asimismo, las provincias que ofertan mayor producción de este producto son: las provincias de: Jorge Basadre Grohmann y Candarave, además entre los distritos que tienen el mayor volumen de producción se encuentran: Ilabaya, Camilaca, Cairani y Susapaya, dado que juntos abastecen en un 70 % de la producción de orégano a nivel Regional y Nacional. A continuación, mostramos un cuadro de la distribución de la producción agrícola de la región Tacna 2004.

TABLA 2

Distribución de la Producción Agrícola de la Región Tacna, 2004

Provincia	Cultivo	Superficie (has)
TACNA	Olivo	4 809
	Vid	360
	Alfalfa	2 692
	Aií	206
	Cebolla	184
	Maíz amarillo duro	708
	Melón	127
	Sandia	140
	Zapallo	123
	M. chala	3 456
	Total	12 805
JORGE BASADRE	Alfalfa	1 479
	Orégano	274
	Aií	541
	Cebolla	102
	Maíz chala	1 164
	Total	3 560
TARATA	Alfalfa	1 594
	Orégano	164
	M. Amiláceo	667
	Papa	185
	Ajo	74
	Total	2 684
CANDARAVE	Alfalfa	5 980
	Orégano	488
	M. Amiláceo	693
	Paca	544
	Ajo	167
	Total	7 872
	Total Región	26 921

Fuente: Dir. Regional de Agricultura

2.3. ZONAS DE PRODUCCIÓN NACIONAL

A continuación, presentamos un cuadro que da a conocer la producción nacional del orégano.

TABLA 3

Producción Nacional de Orégano

REGIONES	PORCENTAJE (%)
Tacna	92,70
Arequipa	4,70
Junín	1,50
Moquegua	0,90
Otros(Andahuaylas y	0,20
TOTAL	100,00

Fuente: Dir. Regional de Agricultura

De acuerdo a la información proporcionada por el proyecto “Capacitación y Asistencia Técnica en la Comercialización del Orégano”, en el 2014 el número total de productores de orégano a nivel de la región Tacna es de 1 150 productores que juntos tiene una superficie de producción de 646,21 hectáreas y con un rendimiento promedio de 1,50 t/ha/campaña, lo que se constituye en nuestra oferta de nuestra región para este producto orgánico, que se detalla en el siguiente cuadro:

TABLA 4**Número de Productores de Orégano.**

	Número de Productores	Superficie en Producción (ha)	Rendimiento Producto seco t/ha/campaña	Producción Producto seco t/Campaña
Provincia Tacna	158	40.86	1,58	59,40
Provincia Tarata	444	166.82	1,39	299,23
Provincia Candarave	290	253.42	1,48	418,06
Provincia J. Basadre	258	185.11	1,56	306,76
Total	1150	646.21	1,50	1 083,45

Fuente : Proyecto Capacitación y asistencia técnica en la comercialización del orégano 2014.

2.4. ANÁLISIS DE LA DEMANDA

2.4.1. Nivel Nacional

El volumen actual de consumo del orégano en el Perú se puede calcular de la diferencia del volumen de producción menos los volúmenes de exportación y el comercio ambulatorio o de pacotilla realizado en la frontera de Puno y Desaguadero, por lo que la demanda interna del producto se tiene el siguiente comportamiento.

TABLA 5**Demanda del Orégano Seco a Nivel Nacional**

AÑO	PRODUCCION [t]	EXPORTACION [t]	COMERCIO AMBULATORIO [t]	DEMANDA INTERNA [t]
1987	620,2	356,2	127,7	127,7
1988	649,3	381	129,8	129,8
1989	678,3	405,8	132	132
1990	707,3	430,5	134,1	134,1
1991	736,6	455,3	136,2	136,2
1992	765,3	480,1	1378,4	1378,4
1993	749,9	504,8	140,5	140,5
1994	825,4	529,6	142,6	142,6
1995	836	554,4	499	499
1996	862,5	579,1	545,5	545,5
1997	889,1	603,9	591,9	591,9
1998	915,6	628,7	638,3	638,3
1999	942,2	653,4	684,7	684,7
2000	971,3	680,3	732,4	693,5
2001	1 051,4	720,2	881,5	741,3
2002	1 237,1	783,5	983,2	792,4

Fuente: Oficina de Industria e Informática (MEF)

2.4.2. Nivel Exterior

Las exportaciones en el periodo de 1987 a 1999 muestra una serie de altibajos recuperándose ahora en los últimos años es decir se ha incrementado la exportación de orégano, como se puede observar en las siguientes tablas.

TABLA 6
Exportaciones de Orégano en Hojas

AÑO	VOLUMEN DE EXPORT. EN [t].
1987	233
1988	52
1989	131,4
1990	81
1991	107,03
1992	105,15
1993	153,06
1994	91,67
1995	236,96
1996	714,52
1997	554,52
1998	695,65
1999	887,55
2000	953,37
2001	1 071,23
2002	1 070,82
2003	1 064,51

Fuente: Oficina de Industria e Informática (MEF)

Tabla 7**Exportación Orégano Detalle de Exportación 2014 (Enero - Junio)**

Cod. País	Nombre del País	Peso Neto kg.	Valor FOB USD	Precio/kg.
CL	CHILE	297 400,00	559 890,00	1,88
BR	BRASIL	179 560,00	384 368,91	2,14
DE	ALEMANIA	56 000,00	161 606,00	2,89
ES	ESPAÑA	61 595,82	157 742,61	2,56
AR	ARGENTINA	29 520,00	58 440,00	1,98
US	ESTADOS UNIDOS	9 709,39	29 311,25	3,02
PA	PANAMA	12 500,50	29 239,00	2,34
CO	COLOMBIA	12 500,00	28 280,72	2,26
NL	PAISES BAJOS	10 000,00	27 554,00	2,76
VE	VENEZUELA	10 000,00	22 655,00	2,27
IT	ITALIA	7 584,90	18 033,28	2,38
1D	AGUASINTERNACIONALES	2,45	9,30	3,80
CN	CHINA	1,00	3,92	3,92
JP	JAPON	0,38	2,50	6,58
TOTAL		686 374,44	1 477 136,49	2,15

Fuente: Oficina de Industria e Informática (MEF)

Tabla 8**Exportación Orégano Peso Neto(kg)**

	2001	2002	2003	2004	2005
OREGANO	1 921 750	2 338 255	2 107 079	2 052 713	2 013 254

Fuente: PROMPEX Elaboración: GRDE-SSYGP

2.5. ANÁLISIS DE LA COMERCIALIZACIÓN

2.5.1. Mercado Interno

Los principales mercados en el país, son las ciudades de Lima, Arequipa, Cuzco y la Libertad, centros que se caracterizan por su marcado crecimiento de población y hábitos de consumo de alimentos enlatados e industrializados.

En la actualidad existe una fuerte competencia entre los productores de orégano de las zonas de producción, principalmente en las regiones de Tacna, Moquegua y Arequipa.

La competencia radica en el posicionamiento del mercado nacional de orégano, por la preferencia del consumidor que obedece a los patrones de consumo: olor y color, la presentación del producto, calidad y el precio son factores determinantes en la demanda del abastecimiento de orégano en un mercado exigente y competitivo.

2.5.2. Mercado Externo

A través de la información sobre el consumo de orégano de los países miembros de la American Spice Trade Association (ASTA) y las colocaciones peruanas efectuadas en el mercado mundial, se determinan que países tales como: EE.UU y Canadá, en América del Norte; Alemania, Italia y Reino Unido en el continente Europeo , Japón en el continente Asiático, Chile, Brasil y Argentina son los principales mercados del producto peruano; mercados que permiten la colocación y

distribución del producto sin ningún tipo de restricción que pueda limitar su comercialización.

TABLA 9
Exportación de Orégano por País de Destino

Nombre del País	Peso Neto kg.	Valor FOB USD
CHILE	916 350,00	1 695 292,50
BRASIL	505 625,00	980 141,52
ESPAÑA	379 894,58	840 331,27
PAISES BAJOS	44 350,00	107 664,45
ARGENTINA	55 616,00	107 582,00
ALEMANIA	33 700,68	92 671,06
ESTADOS UNIDOS	22 523,02	72 932,66
PANAMA	16 505,00	40 028,00
MEXICO	15 000,00	32 322,37
VENEZUELA	10 000,00	22 155,40
COLOMBIA	6 500,00	163 750,00
TUNISIA	5 000,00	11 085,00
JAPON	1 000,30	3 658,63
REPUBLICA DOMINICANA	950,00	2 260,56
ITALIA	50,22	379,2
CANADA	179,23	290,32
REINO UNIDO	5,00	15,00
AUSTRALIA	0,76	6,3
TOTAL	254,00	218,00

Fuente: PROMPEX Elaboración: GRDE-SSYGPE DIAGRAMA Nº 2

2.5.3. Estrategias de Comercialización

TABLA 10
Margen de Comercialización de Orégano por Agentes de Tacna
(Kg/soles)

Agente	Costo del Producto	Precio de Venta
Productor	2,57	4,13
Acopiador	0,81	5,12
Mayorista	0,00	5,38
Exportación	0,06	7,41

Fuente: Elaboración propia.

TABLA 11
Precio Internacional del Orégano US\$. FOB

Año	Precio US\$ FOB kg.	Var. Precio
1990	0,73	
1991	0,92	0,19
1992	0,96	0,04
1993	2,45	1,49
1994	2,9	0,45
1995	1,85	-1,05
1996	1,29	-0,56
1997	1,69	-0,39
1998	1,53	-0,42
1999	1,72	-0,51
2000	2,8	-0,62
2001	2,4	-0,58
2002	2,9	-0,53

Fuente: PROMPEX Elaboración: GRDE-SSYGPE

CAPÍTULO III

MARCO TEÓRICO

3.1. TÉCNICAS Y PARÁMETROS DE COSECHA DEL ORÉGANO

3.1.1. Corte del Orégano:

Momento oportuno del corte cuando la planta alcanza una altura de 40 a 45 cm y el 50 % a 70 % de floración; las hojas toman un color verde oscuro. Se utiliza la tijera de podar para el primer corte “majuelo” para evitar dañar las raíces; a partir del segundo corte se utiliza la hoja de hoz. Es muy conveniente realizar esta actividad en días de mucho sol y por las mañanas hasta el mediodía.



Figura 2. Corte del orégano

Fuente: PPT Manejo Agroeconómico del Orégano, Agroinversiones Paredes.

3.1.2. Secado del Orégano:

Se coloca en formas de eras el orégano cortado sobre mantas de polietileno, superficies limpias, lozas de cemento y secadoras artesanales, la cual no debe exceder los 30 cm de altura, teniendo cuidado en esparcir adecuadamente, y a veces en el mismo lugar de corte en forma de hileras, El secado puede durar 5 o 6 días.



Figura 3. Secado del Orégano

Fuente: PPT Manejo Agroeconómico del Orégano, Agroinversiones Paredes.

3.1.3. Despalillado del Orégano.

La Real Academia de la Lengua Española (RAE), define despalillado a la acción y efecto de despalillar y este como quitar los palillos.

Este es el proceso que se va a mecanizar. Se hace de manera manual en dos partes despalillado y re-despalillado, en el primero se busca hacer caer las primeras hojas con menos índice de humedad. Dejando las hojas por caer expuestas a la radiación solar para que pierdan su humedad.

Se procede tomando un palo de una longitud de 1,0 a 1,5 m. con punta bípida o plano arqueado, esta actividad se realiza golpeando suavemente

en forma horizontal y perpendicular con el fin de separar las hojas, botones florales de los tallos sobre mantas grandes de lona, polipropileno, polietileno y otros.



Figura 4. Despalillado del Orégano

Fuente: PPT Manejo Agroeconómico del Orégano, Agroinversiones Paredes.

4.1.4. Re-despalillado del orégano.

Similar al anterior con la diferencia de que se hace más fácil el despalillado ya que en el anterior proceso se dejó el orégano expuesto a la radiación solar para que pierda la humedad hasta el 12 % facilitando la caída de las hojas.



Figura 5. Re-despalillado del orégano

Fuente: PPT Manejo Agroeconómico del Orégano, Agroinversiones Paredes.

3.1.5. Limpieza y selección de impurezas:

Una vez paleado se procede a retirar los palillos restantes, y demás restos de hierbas.



Figura 6. Limpieza y Selección de Impurezas

Fuente: PPT Manejo Agroeconómico del Orégano, Agro inversiones Paredes.

3.1.6. Ensacado del orégano:

Proceso de compresión manual (“Taqueado”), en sacos de polipropileno de hasta 50 kg, con fines de fácil transporte y su posterior comercialización.



Figura 7. Ensacado del orégano

Fuente: PPT Manejo Agroeconómico del Orégano, Agroinversiones Paredes.

3.2. TEORIA DE TRILLA

El propósito fundamental de la operación de la trilla es obtener hojas recuperadas en buen estado, libre de cualquier residuo de plantas y con un mínimo de pérdidas.

La trilla tradicional en nuestro país es una práctica muy común consiste en golpear con tiras de madera a las plantas secas.

La operación básica de la trilla mecánica se indica de una manera general en la figura 8.

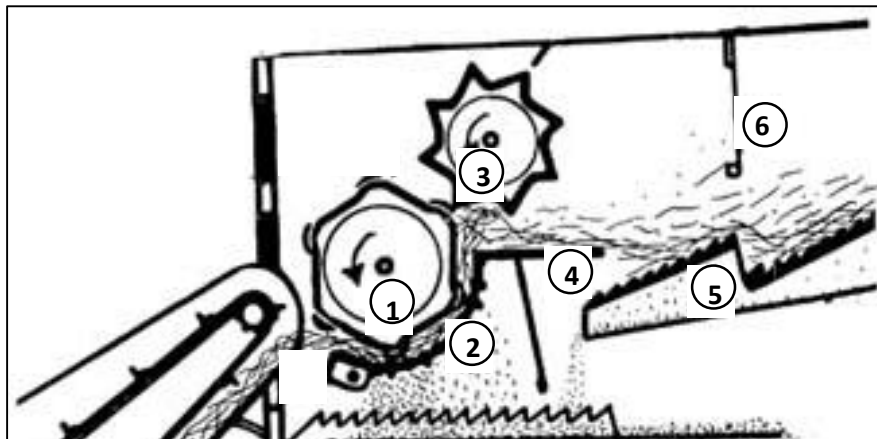


Figura 8. Teoría de Trilla Mecánica

Fuente:http://mazinger.sisib.uchile.cl/repositorio/lb/ciencias_agronomicas/villar05/parte04/01-01.html

El conjunto de elementos del mecanismo trillador está formado por el cilindro (1), el cóncavo (2), el batidor (3), la parrilla de varillas (4), el despajador (5), y la cortina (6).

El cultivo por trillar es entregado por el alimentador del cilindro, pasando por la trampa de piedras, donde son depositadas por efecto de su peso. Por la acción de rotación y la frotación con el cóncavo los granos son

separados de sus espigas o vainas cayendo al plano recuperador. Lo normal es que más del 90 % del grano sea separado en el mecanismo de trilla. La paja estera y granos no separados son dirigidos hacia el batidor que frena su salida y los lleva hacia el sacapaja. Una cortina ubicada atrás del batidor evita que algunos granos salten fuera de la máquina.

3.3. PARAMETROS FUNCIONALES

3.3.1. Consideraciones previas de diseño.

La operación de trilla depende en mucho de ciertos factores que inciden directamente en el resultado de eficiencia de la misma, siendo estas las siguientes.

a. Tipo y variedad.

Para obtener las medidas de las partes importantes de la planta se requirió de un vernier, para poder obtener las dimensiones de las hojas (largo y ancho), flores y tallos.

Dimensiones de hojas, tallos y flores de la planta de orégano

TABLA 12
Dimensiones de la hoja de orégano.

Variables	Largo (mm)	Ancho (mm)
Media aritmética	11,409	6,33
Varianza	1,97	1,44

Fuente: Elaboración Propia.

TABLA 13**Dimensiones de la flor**

Variables	Largo (mm)
Media aritmética	4,82
Varianza	0,98

Fuente: Elaboración Propia.

TABLA 14**Dimensiones del largo del tallo**

Variables	Largo (mm)
Media aritmética	77,13
Varianza	1,704

Fuente: Elaboración Propia.

De acuerdo a las propiedades mecánicas de los cultivos, la facilidad de separación de las hojas varía de acuerdo a la variedad.

En general las cosechas necesitan una acción más larga de las barras raspadoras, por lo tanto, el deshoje ocurre aun en la selección final de la superficie del cóncavo, lo que produce que una menor cantidad de hojas puede ser tamizada a través de dicha superficie.

b. Humedad

La proporción de hoja separada a través de la rejilla del cóncavo, disminuye con el aumento de la humedad sin una variación práctica importante debido al incremento del valor de los coeficientes de rozamiento cinético referentes a la paja y materiales de la máquina. La rotura de la paja

ocurre a menores cantidades de humedad y depende del cultivo y la variedad.

c. Relación hoja/no hoja

Es el cociente de la masa de hojas para la masa de broza o no hojas (conjunto de tallos, cascaras, ramas y otros despojos de las plantas).. Esta relación influye sobre el daño de la hoja, pérdidas de trilla, separación a través del cóncavo, carga de hojas al sacapajas, limpieza en las zarandas, consumo de potencia y forma de alimentación.

Un alto valor de esta relación puede producir un mayor daño de la hoja y causar menores perdidas de trilla por el hecho de que las pajas de tal cosecha están expuestas a un mayor número de golpes directos de las barras de raspar. Además, esto facilita el paso de la hoja hacia la rejilla del cóncavo y entonces su tamizado a través de esta mejora aún más con el incremento de la velocidad periférica.

También un alto valor de esta relación reduce la potencia consumida por el cilindro, debido a que las pajas cortas absorben menos energía durante su deformación en espaciado de trilla, y disminuye aún más aumentando la velocidad periférica al aminorar la altura de capa de material de trilla para la misma masa de alimentación por unidad de tiempo.

d. Presencia de mala hierbas

Las malezas verdes, en el momento de la trilla humedecen la paja y el desprendimiento de la hoja, debido al que al ser aplastadas liberan un jugo

determinadas propiedades viscosas que hacen reducir el tamizado de las hojas a través de la rejilla del cóncavo, lo que ocasiona una mayor afluencia de hojas al saca pajas, incrementándose la pérdida de hojas.

e. Capacidad de la máquina.

El parámetro fundamental que se requiere para iniciar el diseño de la maquina es la capacidad que tendrá la misma. En nuestro caso se busca satisfacer una necesidad específica para lo cual contamos con los siguientes datos:

- Capacidad de producción por hectárea.
- Número de hectáreas de orégano en la provincia Jorge Basadre.
- Número de hectáreas de orégano del Centro Poblado de Borogueña.

f. Resistencia al corte del tallo del orégano.

Para hallar el valor de la resistencia al corte del tallo del orégano, realizamos ensayos con el péndulo de Charpy. Así se trata de simular las condiciones en el caso de que necesitemos de un volante picador, para tener valores confiables de la resistencia del tallo de orégano.

g. Energía Potencial para desprender la hoja.

Con placas de acero de diferente peso y a una altura de 1000 mm, se encontrará el peso ideal para lograr el desprendimiento de la hoja de orégano de su tallo con la cual podemos determinar la Energía Potencial necesaria para la trilla.

$$E_{separacion} = m_p * g * h \quad [1]$$

Donde:

$E_{separacion}$ =Energia Potencial de Separación.

m_p =Masa de la Placa

g =Gravedad

h =Altura

Al momento de dejar caer un objeto (metálico en este caso), se produce una energía potencial $E_{potencial}$ por lo que la ecuación antes descrita, se traduce en la práctica, como la energía necesaria que las barras trilladoras deben de tener cuando estén girando y a la vez golpeando la paja de orégano.

Este cálculo nos servirá para determinar la velocidad tangencial del cilindro quedará definida por la ecuación.

$$E_{potencial} = E_{cinetica} \quad [2]$$

3.3.2. Forma de entrega del material

a. Dirección de alimentación

La dirección de alimentación influye sobre las pérdidas de trilla.

Se tiene una mayor separación de hojas a través del cóncavo al introducir primero empezando desde las flores que el tallo y una cantidad ligeramente mayor ocurre para todos los niveles de humedad, cuando la alimentación es por las flores primero que por los tallos.

Las pérdidas de trilla se ven incrementadas cuando se introduce primero el tallo y no la flor y resultan exageradas al tener mayor contenido de humedad.

La alimentación paralela da resultados intermedios, pero requiere de un cilindro más largo y mayor ángulo de envoltura del cóncavo.

b. Cantidad de alimentación

Tiene que ver con la rotura de hoja, perdidas de trillas, separación de hojas a través del cóncavo y rotura de paja.

Un bajo grado de alimentación ocasiona mayor porcentaje de hoja rota, se produce un ligero incremento de las pérdidas de trilla al aumentar la cantidad de alimentación al cilindro.

3.4. TECNOLOGIA APLICABLE

3.4.1. Cilindro Trillador

Junto con cóncavo, constituye la parte más importante de una maquina trilladora, ya que por medio de estos dos elementos se realiza la trilla propiamente dicha.

a. Tipo según la herramienta de raspar

Son los elementos que van a entrar en contacto con las plantas, los cuales van a golpearlas para desprender las hojas y romper la paja al mismo tiempo.

El cilindro de dientes, posee barras paralelas a su eje, ubicadas en la periferia, las que poseen perforaciones distribuidas a lo largo de las líneas helicoidales, en las que se alojan los extremos roscados de los dientes para asegurarlos con tuercas. El arreglo del cilindro y cóncavo es tal que los dientes del cilindro y cóncavo pasan por la mitad de los dientes del cóncavo dispuestos al tres bolillo.

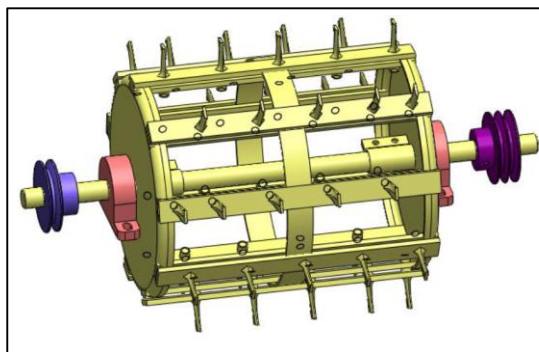


Figura 9. Cilindro de dientes

Fuente: JIMENEZ Juan, ROBINSON Nevarez (2008), Diseño de una Planta de Procesamiento de Semillas de Alfalfa y Trébol, Tesis Ing. Mecánico.

El cilindro de barras de raspar tiene barras corrugadas sujetas en la periferia paralelamente al eje del cilindro y su función es producir frotamiento y sacudimiento del material de trilla.

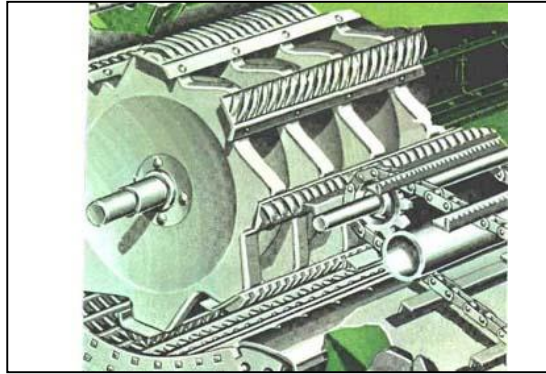


Figura 10. Cilindro de barras

Fuente:http://mazinger.sisib.uchile.cl/repositorio/lb/ciencias_agronomicas/villar05/parte04/01-01.html

Cilindro trillador de barras transversales, está constituido por 6 o 10 barras de acero que presentan una forma exterior redondeada y cubierta de estrías oblicuas. Este tipo es el “europeo”, y sus características son: Diámetro comprendido entre 400 y 600 mm; la longitud variable entre 0,80 y 1,80 m y su velocidad generalmente entre 400 y 1600 rpm.

Las dos regulaciones que pueden hacerse se refieren a la velocidad del cilindro y a la separación entre cilindro y cóncavo. Cuando el grano está húmedo es conveniente aumentar la velocidad, mientras que cuando está seco es conveniente disminuirla.

Asimismo, si se parte el material es mejor separar el cóncavo, mientras que si se pierde con la paja es necesario acercarlo.

El cóncavo viene con un Angulo de trilla que varía entre 100° y 120°, desde la entrada hasta la descarga, longitud comprendida entre 50 a 65 cm, según el diámetro del cilindro.

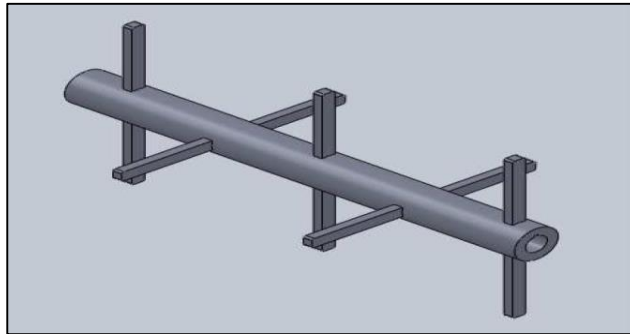


Figura 11. Cilindro de barras perpendiculares

Fuente: Benalcazar Soria Eduardo Javier (2012), diseño y construcción de una trilladora y limpiadora de quinua.

3.4.2. Cóncavo

Es el elemento indispensable para la operación de trilla, puesto que es el complemento para el cilindro trillador. Al faltar uno de estos dos elementos, la trilla no se podrá llevar a cabo y de ahí su importancia. Durante la operación de trilla, se pretende dar a la hoja un trato suave, pero que al mismo tiempo sea suficiente para que haya un alto porcentaje de deshoje. Además, se procura no romper mucha paja, lo cual dificulta la separación y limpieza de hojas.

El cóncavo de barras con varillas longitudinales es el más comúnmente usado. Las barras con aristas vivas constituyen la herramienta y las varillas longitudinales forman una rejilla para impedir el paso de las impurezas.

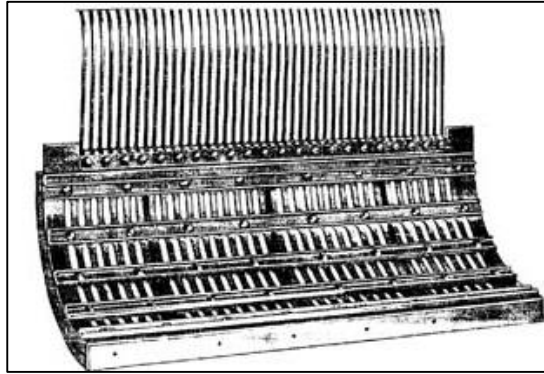


Figura 12. Trilla de tipo Cóncavo

Fuente: http://mazinger.sisib.uchile.cl/repositorio/lb/ciencias_agronomicas/villar05/parte04/01-01.html

3.4.3. Batidor

Este elemento es el encargado de golpear la paja liberando parte de la hoja suelta también evita que pajas o tallos se envuelvan en el cilindro y se produzca una sobrealimentación. También frena y dirige la paja hacia abajo contra la rejilla de transición y la obliga a ocupar el saca pajas desde su extremo delantero.

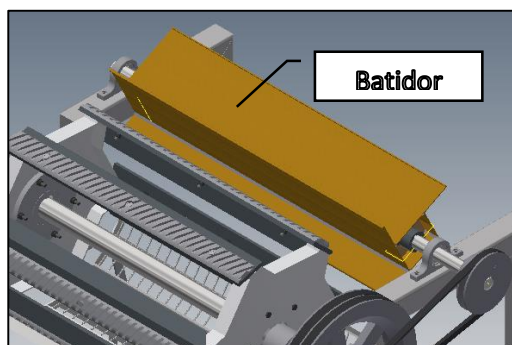


Figura 13. Batidor

Fuente: Elaboración propia.

3.4.4. Rejilla de transición

Tiene la forma de un peine conformado solo con varillas longitudinales que deben sostener parcialmente a la paja contra la gravedad a fin de que ella forme un velo y permita una fácil separación de la hoja, lo que se logra colocando las varillas a continuación de las existentes en el cóncavo saltando una.

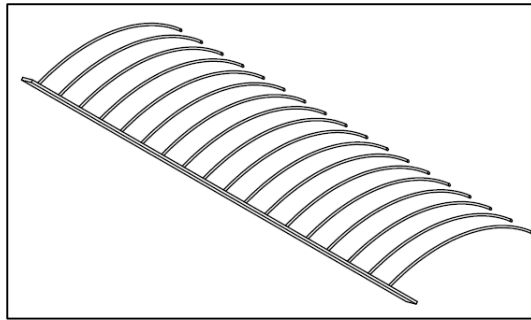


Figura 14. Rejilla de transición

Fuente: Elaboración propia.

3.4.5. Saca pajas

Básicamente tiene la finalidad de recuperar las hojas sueltas de la paja y expulsar a esta al mismo tiempo hacia el exterior de la máquina.

El tipo de saca pajas de rastrillamiento emplea dos cigüeñales que accionan los rastrillos alternativamente, estos arrastran hacia el exterior de la máquina a la capa de paja, la misma que al mismo tiempo es agrietada y ligeramente esparcida hacia arriba para facilitar el corrimiento y subsecuente separación de la hoja.

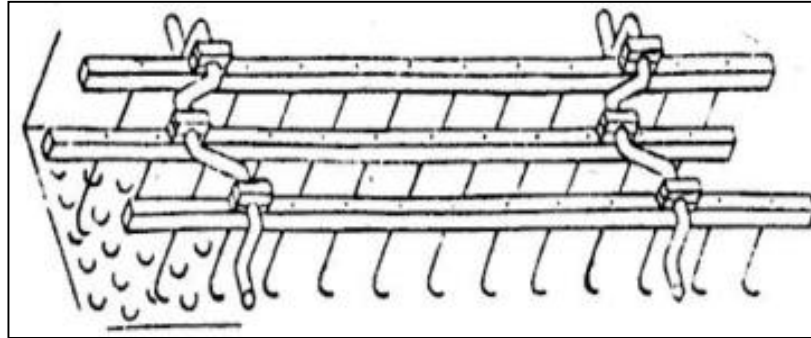


Figura 15. Saca pajas de rastrillamiento

Fuente: Gonzalo Ernesto Montoya Merino (1990), diseño y construcción y evaluación de una trilladora de quinua.

El tipo de saca pajas de sacudimiento también emplea uno o dos cigüeñales que proporcionan a las unidades del mismo un movimiento oscilante en un plano vertical, para impulsar a la capa de paja a dar saltos para aflojarla, permitiendo así la caída las hojas a través de ella, y simultáneamente obligarla a abandonar la máquina.

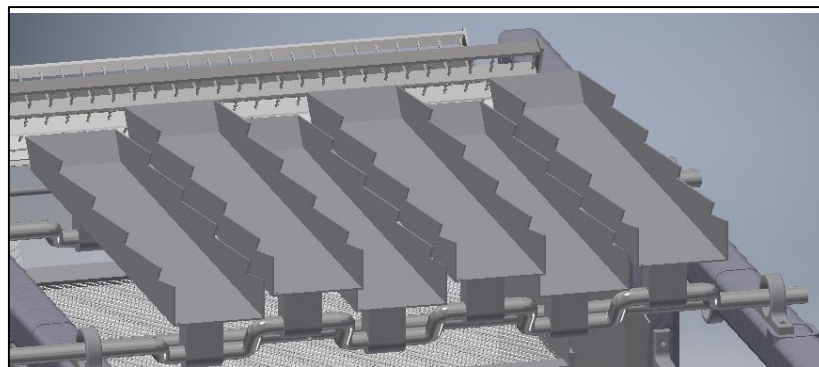


Figura 16. Saca pajas de sacudimiento

Fuente: Elaboración propia.

El tipo de saca pajas de transportador consiste en un mecanismo que recoge la paja que sale del espaciamiento de trilla. Este transportador posee en su parte exterior aberturas que permiten la caída de las hojas contenidos en la paja, permitiendo de esta manera recuperarlos hacia la bandeja de retorno.

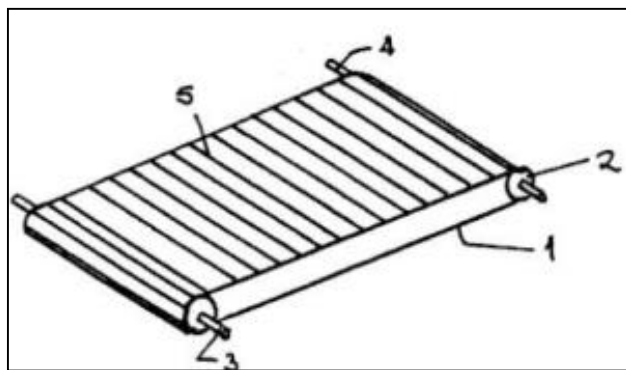


Figura 17. Sacapajas transportador

Fuente: Gonzalo Ernesto Montoya Merino (1990), diseño y construcción y evaluación de una trilladora de quinua.

3.4.6 Zarandas

a. Método vibratorio

Se utilizan para grandes capacidades. El movimiento vibratorio se le comunica al tamiz por medio de levas, con una excéntrica y un volante desequilibrado, o mediante un electroimán. El tamiz puede poseer una sola superficie tamizante, o llevar dos o tres tamices en serie.

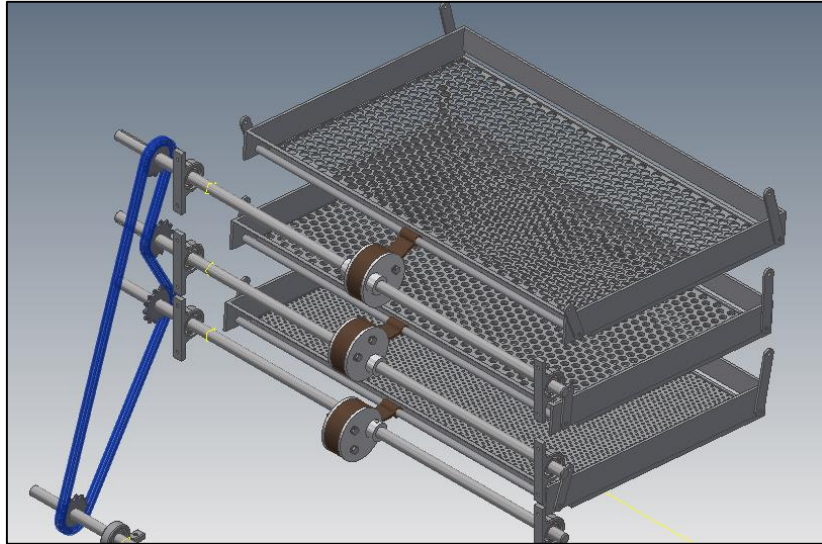


Figura 18. Zaranda vibratoria

Fuente: Elaboración propia.

Ventajas:

- Se usan para grandes capacidades
- Alto rendimiento
- Exactitud en la selección en el tamaño
- Bajo costo en el mantenimiento
- Ahorro en la instalación y peso.
- Se instala con una inclinación que llega hasta los 45°.
- No existe desperdicio de hoja

Desventajas:

- No separa por densidad ni por color
- Tamiz no gira sobre un eje

b. Método giratorio

Está formado por un tamiz de forma cilíndrica o tronco – cónica, que gira sobre su eje.

Pueden disponerse varios tambores en serie, de modo que el tamizado del primero pase luego al segundo y de éste al tercero, etc. Generalmente la mejor velocidad de trabajo es de 0,33 a 0,45 veces la crítica.



Figura 19. Zaranda giratoria

Fuente: J. Aguilar, F. Maygua (2013), Diseño y

Construcción de una Máquina Clasificadora de Maíz Partido.

Ventajas:

- Mínimo mantenimiento
- Fácil operación
- Trabaja en forma continua
- La clasificación realiza en forma rápida

Desventajas:

- Se debe realizar mantenimiento periódico
- Pérdidas de tiempo al momento de cambiar la zaranda

3.4.7. Ciclones

El equipo de recolección de polvo que se usa con mayor frecuencia es el ciclón.

Los ciclones remueven el material particulado de la corriente gaseosa, basándose en el principio de impacto inercial, generado por la fuerza centrífuga. La figura muestra el movimiento de las partículas mayores hacia las paredes del ciclón debido a la fuerza centrífuga.

Los ciclones constituyen uno de los medios menos costosos de recolección de polvo, tanto desde el punto de vista de operación como de la inversión. Estos son básicamente de construcción sencillos, facilita las operaciones de mantenimiento.

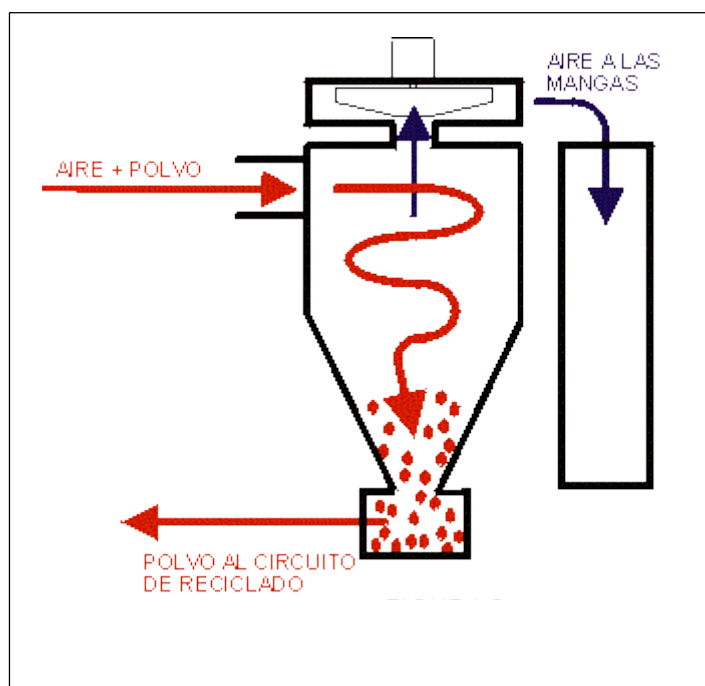


Figura 20. Ciclones

Fuente: <http://www.epha.com.ar/>

CAPÍTULO IV

DISEÑO CONCEPTUAL Y ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN.

4.1. DEFINICIÓN DE DISEÑO DE LA DESPALILLADORA DE ORÉGANO.

4.1.1. Principio de operación.

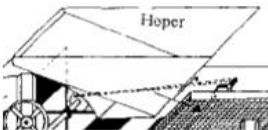
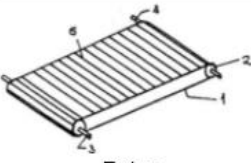
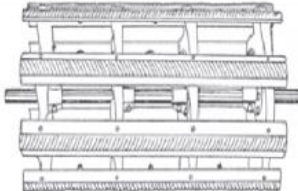
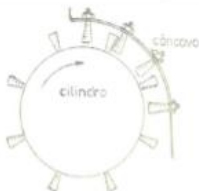

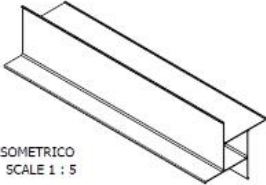
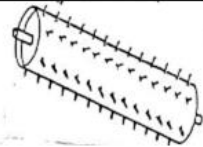


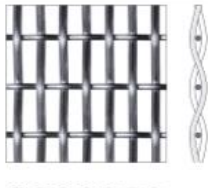
El principio de operación de la maquina despalladora de orégano es el principio de las trilladoras mecánicas, donde el constante golpeteo y fricción producida por elementos mecánicos, al cual están sometidas las cosechas es necesaria y suficiente para lograr el desprendimiento de las hojas del orégano.

4.2. POSIBILIDADES DE DISEÑO.

Se presentarán alternativas de diseño a través de una matriz morfológica, donde se hará el desarrollo de la misma, se muestra un cuadro de diferentes opciones en cuanto al:

- Sistema de Alimentación:
- Sistema de Trilla:
- Sistema de Separación:
- Sistema de Limpieza:

Tabla 15. Matriz de Posibilidades

	ALT 1	ALT 2	ALT 3
SISTEMA DE ALIMENTACION	 <p>Tolva</p>	 <p>Fajas</p>	Manual
SISTEMA DE TRILLA	 <p>Cilindro barras planas de caucho</p>	 <p>Cilindro de dientes</p>	 <p>Cilindro de Barras perpendiculares</p>
SISTEMA DE SEPARACION	 <p>Batidor de aletas fijas</p>	 <p>Batidor de dientes fijos</p>	
SISTEMA DE CLASIFICACION LIMPIEZA	 <p>Zaranda circular</p>	 <p>Ciclón , Succión y descarga</p>	 <p>Zarandas</p>

Fuente: Elaboración propia.

4.3. OPCIONES DE DISEÑO

Se presentan conceptos de solución o alternativas

Opción de Diseño 1.

Se utiliza una tolva alimentadora, un sistema de trilla de barras, sistema separación mediante batidor de aletas no removibles, fijas en su eje y la clasificación se realiza mediante tres zarandas.

Opción de Diseño 2.

La alimentación es de tipo manual se sujeta manual o mecánicamente mientras el cilindro de dientes deshoja. Usa un batidor de dientes que ralentiza el movimiento. Luego cae hacia una Zaranda circular el cual clasifica el orégano.

Opción de Diseño 3

La alimentación se realiza a través de una faja alimentadora pasando a una trilla de barras perpendiculares el sistema no consta de un sistema que ralentice el movimiento, luego el ventilador de absorción y descarga succiona el material liviano en este caso orégano con polvo y lo conduce a un ciclón el cual separa el material particulado PM30.

4.4. DETERMINACION DEL CONCEPTO DE SOLUCION ÓPTIMO

CRITERIOS PONDERADOS

Para llevar a cabo una evaluación cualitativa de los conceptos de solución y determinar así la solución óptima se hace una matriz de solución.

Criterio 1 (C1):	Fabricación sencilla
Criterio 2 (C2):	Facilidad para el transporte

- Criterio 3 (C3): Sencillez de operación
 Criterio 4 (C4): Demanda de energía
 Criterio 5 (C5): Demanda de mantenimiento
 Criterio 6 (C6): Bajo nivel de ruido

Los criterios están valorizados entre 1 como mínimo y 5 como máximo

Valor técnico= suma ponderada/ Puntaje máximo

Matriz de Decisión

TABLA 16. Selección de alternativa

		C1	C2	C3	C4	C5	C6	Suma Ponderada	Puntaje Máximo	Valor técnico
	PESO	0,25	0,25	0,15	0,15	0,05	0,15			
CS1	Valor	4	4	4	4	3	3			
	Puntaje	1	1	0,6	0,6	0,15	0,45	3,8	5	0,76
CS2	Valor	3	4	3	4	4	4			
	Puntaje	0,75	1	0,45	0,6	0,2	0,6	3,6	5	0,72
CS3	Valor	3	3	4	2	4	5			
	Puntaje	0,75	0,75	0,6	0,3	0,2	0,75	3,35	5	0,67

Fuente: Elaboración propia.

4.5. SELECCIÓN DE OPCION DE DISEÑO

Se seleccionó la opción de diseño 1, Se establecen los detalles para su diseño final.

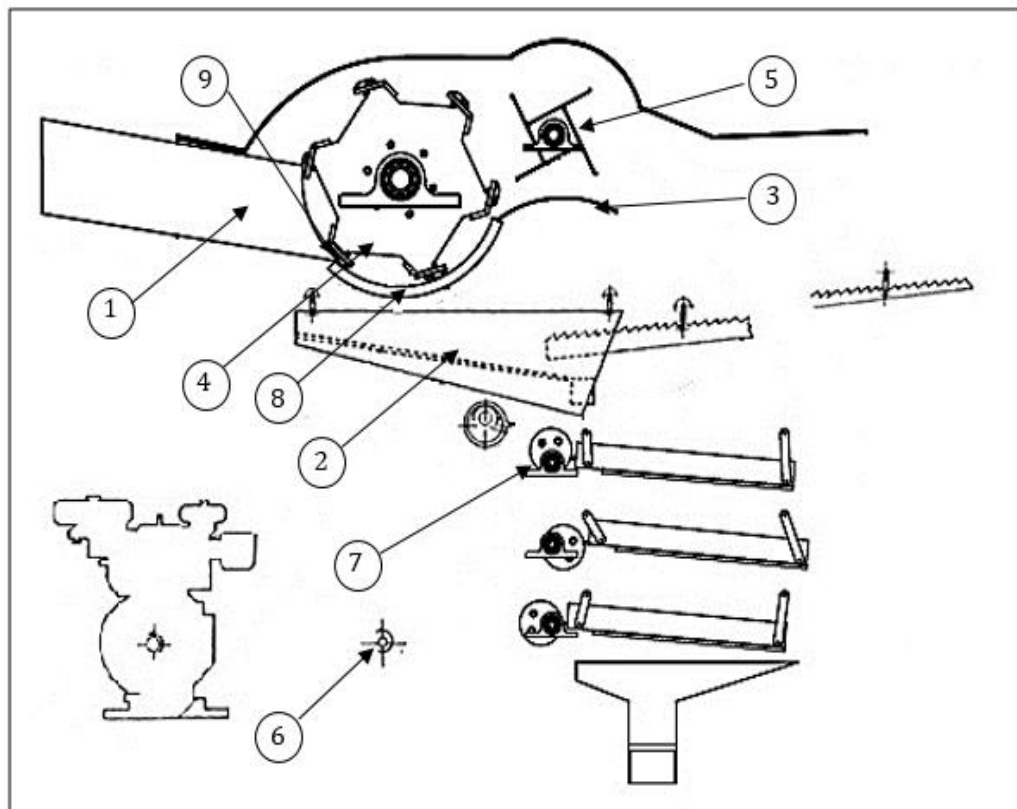


Figura 21. Diagrama de Flujo del proceso

Fuente: Elaboración propia.

Las plantas se alistan sobre la bandeja de alimentación (1) un operador introduce el material en el espaciamiento de trilla (9), entre el cilindro (4) y el cóncavo (8) que constituyen la unidad de trilla en donde se realiza la fricción de las plantas logrando desprender las hojas del tallo un segundo elemento denominado batidor (5) ralentiza el movimiento permitiendo que las plantas permanezcan más tiempo en la unidad de trilla, la mayor parte de las hojas logran atravesar la rejilla del cóncavo (8) pasando a la bandeja inclinada (2), el resto es golpeada por el batidor (5) contra la rejilla de transición (3) , así pues el material entra al sistema de

zarandas (7) accionado por eje de zarandas (6) donde finalmente se clasifica el orégano obteniendo el producto libre de impurezas.

4.5 1. Unidad de Trilla

a. Cilindro Trillador

Tipo de herramienta

Se elige el cilindro de barras de raspar, ya que presenta ciertas ventajas respecto al de dientes en los siguientes aspectos.

- Da un tratamiento más suave a las cosechas evitando una excesiva rotura o daño no visible o hoja picada.
- Recupera mayor cantidad de hojas a través de la rejilla del cóncavo, disminuyendo por tanto, el área del sacapajas y las pérdidas totales de hoja.
- Permite un diseño, construcción, montaje y mantenimiento sencillo.

Velocidad Periférica

El rango de velocidad de la trilladora considera condiciones óptimas de trilla en relación a grado de humedad, rotura de paja, porcentaje de hojas tamizadas a través del cóncavo, para la más diversas circunstancias de las cosechas.

De la revisión bibliográfica y de antecedentes de trabajos similares realizados, se llegó a la conclusión que la velocidad optima del cilindro trillador para trillar orégano, está en un rango comprendido entre las 1000-1500 rpm.

Diámetro

En la trilla, el diámetro del cilindro no es importante en sí mismo, sino la velocidad periférica. En la tabla se muestran los rangos de los diámetros usados comúnmente para desgranar cereales y leguminosas. Se observa que el diámetro varía entre 305 y 686 mm.

TABLA 17

Rango de diámetros de fabricantes.

FUENTE	RANGO DE DIAMETROS (mm)
ARNOLD	381 - 686
KANAFOJSKI	450 - 610
ALVAN BLANCH	305 - 520
GIRARD & FILS	480
BORGA	483
F.M.O	381 - 559
COMBINADAS	450 - 610

Fuente: Gonzalo Ernesto Montoya Merino (1990), diseño y construcción y evaluación de una trilladora de quinua.

Es más recomendable incrementar el porcentaje de orégano no trillado que la hoja picada, ya que ese es recuperable con la retrilla, manteniéndose el valor comercial de la cosecha. Es importante que la separación del cóncavo sea más alta para sobrecargar la maquina saca pajas y evitar una longitud excesiva del mismo, o un mayor porcentaje de pérdidas a través de él. Así, el rango de diámetros, por estas razones, se reduce de 381 mm a 533 mm.

Numero de barras

El número de barras no muestra algún resultado concluyente sobre la rotura de la hoja a diferentes contenidos de humedad y espaciamientos de trilla,

El espaciamiento entre barras, es preferible que sea corto para reducir la rotura de la paja y mejorar la eficiencia de la trilla. Por tal motivo se usan 6 barras, lo que implica la disminución del espacio entre ellas.

b. Cóncavo

Se concluye la conveniencia de usar un cóncavo con varillas longitudinales y barras de aristas vivas.

Angulo de envoltura.

El Angulo de envoltura del cóncavo al cilindro está dentro del rango de 60° a 146°. Los cóncavos más cortos inducen a una mayor sensibilidad en la regulación del espaciamiento de trilla. Al usar cóncavos más largos requiere de un control preciso de la velocidad periférica para que la sobretrilla sea evitada.

Barras y varillas

Para cereales, la distancia entre las barras del cóncavo es de 35 mm. Y entre varillas es de 14 mm. La sección transversal de las barras es de 6,4 mm x 25,4 mm, y el diámetro de las varillas de 4,8 mm.

Dependiendo del diámetro del cilindro, el número de barras en el cóncavo varía de 8 a 14, pero el más comúnmente usado es de 12 barras. La rejilla de transición se forma de la prolongación de las varillas del cóncavo la longitud de ellas es igual al diámetro del cilindro batidor.

Espaciamiento de trilla

En términos generales, mientras más grande la hoja, más grande será el espaciamiento entre el cóncavo y el cilindro.

Los rangos de espaciamiento de trilla varían de 7 a 21 mm adelante y de 5 a 12 mm atrás. En promedio, el espaciamiento posterior varía desde 0,51 a 0,7 veces el delantero.

4.5.2. Unidad de separación

a. Batidor

Por su construcción económica, el tipo batidor escogido es el de aletas.

Velocidad angular

La velocidad angular del batidor es de alrededor de 1,5 veces mayor que la del cilindro, por lo tanto, su velocidad es de 675 rpm a 1275 rpm.

Diámetro

Es de alrededor del 62% del diámetro del cilindro, es decir de 236 mm.

Longitud

Igual a la del cilindro, esto es de alrededor 610 mm

Distancia entre el Batidor y el Cilindro como máximo, 5 mm

Distancia entre batidor y rejilla de transición

La distancia mínima está determinada por la recuperación elástica total del material que a atravesado por el espaciamiento de trilla, y es similar a la altura de la capa de alimentación (alrededor de 10 cm).

b. Rejilla de transición

Longitud

Igual al diámetro del batidor 236 mm.

Separación entre varillas

Saltando una de las existentes en el cóncavo 32,4 mm.

4.5.3. Unidad de limpieza

a. Cribado Primario

Materia prima proveniente de la Unidad de trilla y separación es depositada en una criba en movimiento oscilatorio con una criba de 15,975 mm (5/8 pulgadas) de diámetro, con el objetivo de eliminar basuras, tallos y material extraño de dimensiones mayores a la criba, obteniéndose así únicamente hojas (enteras y quebradas) y flor.

b. Cribado secundario

La materia prima que pasa por la primera criba, es nuevamente seleccionada, con una criba de 12,7 mm ($\frac{1}{2}$ pulg) de diámetros de orificios, logrando con esto que se puedan

Colar únicamente las hojas quebradas y las flores hacia la tercera criba ubicada en la parte inferior de esta.

Con esto se tendrá en la salida de la criba secundaria hojas enteras que se deslizaran por un conducto que las llevara a la última etapa de limpieza del producto.

c. Cribado final

Para el cribado final únicamente llegan a la última criba, el material que no fue atrapado por la segunda criba y al igual que en las cribas anteriores se selecciona el material con una criba de 4,76 mm ($\frac{3}{16}$ pulg) de diámetro, haciendo que el polvo y alguna otra partícula pueda ser desechada del último paso y de esta manera poder obtener hojas quebradas y flores.

CAPÍTULO V

INGENIERÍA DEL PROYECTO

5.1. DISPOSICION DE LOS EJES

Los ejes de la maquina se disponen de acuerdo a los requerimientos de espacio establecidos en el capítulo anterior, como se indica en la figura, en la que se determinan las distancias entre centros y sus respectivas inclinaciones.

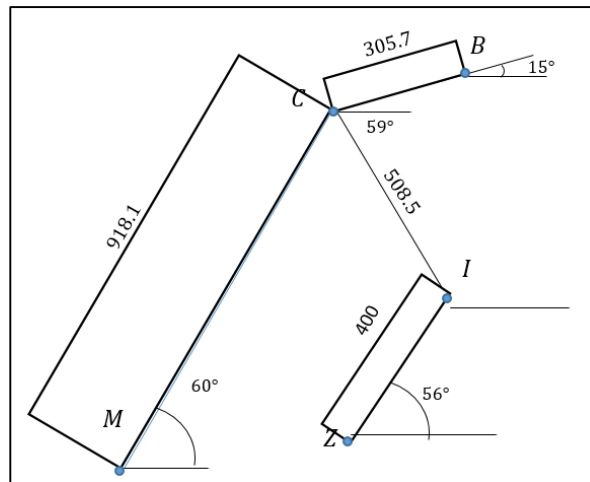


Figura 22. Disposición de ejes

Fuente: Elaboración propia.

Distancias en mm	
Letra	eje
M	Motor
C	Cilindro
B	Batidor
Z	Sistema zaranda
I	Bandeja inclinada

5.2. RELACIONES DE TRANSMISION

Para determinar las dimensiones de las poleas, recurrimos a la relación de transmisión.

$$n_1 D_1 = n_2 D_2 \quad [3]$$

Siendo:

n_1 = Velocidad angular de la polea conductora [rpm]

D_1 = Diametro de la polea conductora [mm]

n_2 = Velocidad angular de la polea conducida [rpm]

D_2 = Diametro de la polea conducida [mm]

Las relaciones de distancia entre centros y longitudes de la banda, son los siguientes:

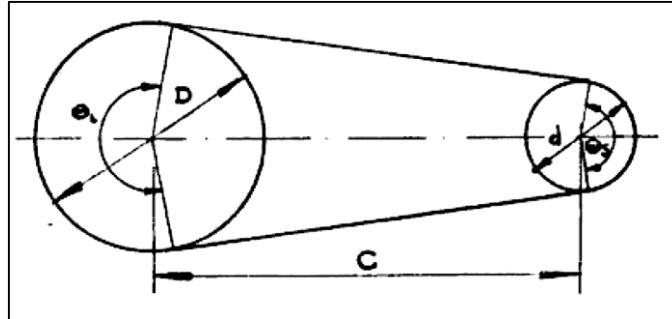


Figura 23. Distancia entre centros banda normal.

Fuente: Gonzalo Ernesto Montoya Merino (1990), diseño y construcción y evaluación de una trilladora de quinua.

$$\theta_s = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D-d}{2C} \quad [4]$$

$$\theta_l = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D-d}{2C} \quad [5]$$

$$L = \sqrt{4C^2 - (D-d)^2} + \frac{1}{2}(\theta_l D + \theta_s D) \quad [6]$$

Donde:

θ_s =Angulo de envoltura de la polea pequeña [rad]

θ_l =Angulo de envoltura de la polea grande [rad]

D =Diámetro de la polea grande [mm]

d =Diámetro de la polea pequeña [mm]

C =Distancia entre centros [mm]

L =Longitud de la banda [mm]

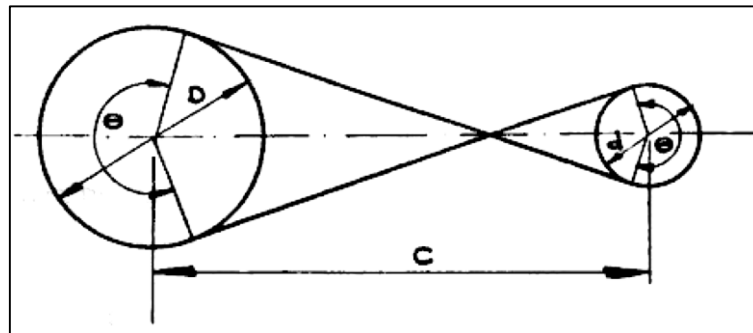


Figura 24. Distancia entre centro para faja cruzada

Fuente: Gonzalo Ernesto Montoya Merino (1990), diseño y construcción y evaluación de una trilladora de quinua.

$$\theta = \pi + 2 \sin^{-1} \frac{D+d}{2C} \quad [7]$$

En este caso θ es el mismo para ambas poleas.

$$L = \sqrt{4C^2 - (D + d)^2} + \frac{\theta}{2}(D + d) \quad [8]$$

Con las Ecuaciones elaboramos la siguiente tabla:

TABLA 18**Relaciones de transmisión**

	MOTOR	CILINDRO	CILINDRO	EXCENTRICA
RELACION	CILINDRO	BATIDOR	EXCENTRICA	ZARANDA
n1(rpm)	3 650,00	1 500,00	1 500,00	330,00
n2(rpm)	1 500,00	1 000,00	330,00	110,00
D1(mm)	102,00	75,00	75,00	65,00
D2(mm)	248,20	112,50	340,91	195,00
C(mm)	918,10	305,70	508,50	400,00
θ s(rad)	2,98	3,02	2,61	2,82
θ l(rad)	3,30	3,26	3,67	3,47
L(mm)	2 392,12	907,07	1 705,27	1 218,99

Fuente: Elaboración propia.

5.3. DISEÑO DE LA UNIDAD DE TRILLA

5.3.1. Cilindro trillador

a. Capacidad de la Maquina

El parámetro fundamental que se requiere para iniciar el diseño de la maquina es de la capacidad que tendrá la misma en nuestro caso se busca satisfacer una necesidad específica para lo cual contamos con los siguientes datos:

Número de hectáreas de sembrío de orégano en la Provincia de Jorge Basadre: 470 ha.

Número de hectáreas de sembrío de orégano el Distrito de Ilabaya: 185 ha.

Número de hectáreas de sembrío en el Centro Poblado Borogueña: 155 ha.

Capacidad de producción por hectárea: 4 126 kg/ha/año, este es el rendimiento anual promedio puesto que la producción se da dos veces al año el rendimiento promedio en una cosecha será 2 063 kg/ha.

$$2\,063 \frac{kg}{ha} \times 185 \frac{ha}{año} = 381\,655 \frac{kg}{año}$$

El valor de material seco sin despallillar representó un 26,5 % del material fresco.

Según pruebas realizadas al orégano, pesándolo antes y después de extraer la hoja; tenemos que el porcentaje de hoja y flor de orégano es de 59,8 %.

$$381\,655 \frac{kg}{año} \times 0,598 = 228\,229,69 \frac{kg}{año}$$

Asumiendo que se hará trabajar la maquina 120 días al año, 8 horas diarias.

$$\frac{228\,229,69 \frac{kg}{año}}{920 \frac{h}{año}} = 248,075 \frac{kg}{h}$$

$$248,075 \frac{kg}{h} \times 8 \frac{h}{dia} = 1\,984,6 \frac{kg}{dia}$$

Por lo tanto la maquina producirá 1 984,6 kg/d

b. Calculo de la energía potencial para desprender el grano.

Con estos datos calculamos la energía potencial con la siguiente ecuación.

Energía potencial.

$$E_{separacion} = m_p \times g \times h \quad [9]$$

m_p = Es la masa aproximada de la placa

h = Es la altura desde donde se va a dejar caer la placa de acero

g = Es la gravedad local.

Al remplazar los valores obtenidos en la ecuación tenemos

$$E_{separacion} = 2,0039 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,8\text{m}$$

$$E_{separacion} = 15,710 \text{ N.m}$$

Se obtuvo la energía potencial necesaria para la separación de la hoja de orégano del resto de la planta cuando el porcentaje de humedad fue de 13 %.

c. **Calculo velocidades tangenciales de las barras trilladoras.**

Al momento de dejar caer un objeto (metálico en este caso), se produce una energía potencial E_p por lo que la ecuación antes descrita, se traduce en la práctica, como la energía necesaria que las barras trilladoras deben de tener cuando estén girando y a la vez golpeando la paja de orégano.

La siguiente ecuación para calcular la energía cinética se traduce como la energía de la hoja de orégano al momento del impacto contra la barra trilladora.

Energía cinética

$$E_c = \frac{1}{2} m_o \times V_t^2 \quad [10]$$

Donde

E_c = Es la energía cinética

m_o = Es la masa del orégano

V_t = Velocidad tangencial de la barra trilladora

Igualando la ecuación y la ecuación tenemos:

$$m_p \times g \times h = \frac{1}{2} m_o \times V_t^2 \quad [11]$$

Despejando la velocidad tangencial de la ecuación nos queda la siguiente expresión.

$$V_t = \sqrt{\frac{2 \times m_p \times g \times h}{m_o}} \quad [12]$$

Al reemplazar los valores obtenemos

$$V_t = \sqrt{\frac{2 \times 2,0039kg \times 9,81 \frac{m}{s^2} \times 0,80m}{38 * 10^{-3}kg}}$$

$$V_t = 28,770 \frac{m}{s}$$

Esta velocidad tangencial ahora llamaremos V_v velocidad tangencial de la barra (al vacío o sin carga).

Al momento que las barras chocan con el orégano existe disminución de la velocidad del mismo por lo que existe una velocidad con carga llamada V_c .

Para el cálculo de la velocidad con carga V_c consideramos las barras, cilindro porta barras, ejes y demás componentes como un solo cuerpo que gira y se le conoce como volante. En proyectos donde se utilizan volantes se considera una velocidad de fluctuación definida en la ecuación

Coeficiente de fluctuación.

$$C_s = \frac{V_v - V_c}{V} \quad [13]$$

Donde

V = Es la velocidad del volante tomada como la velocidad tangencial media.

Ahora si definimos V como se muestra en la ecuación se tiene:

Velocidad tangencial media.

$$V = \frac{V_v - V_c}{2} \quad [14]$$

Reemplazando la ecuación en la ecuación y despejamos V_c obtenemos la velocidad tangencial con carga final.

$$V_c = (-V_v) \times \frac{C_s - 2}{C_s + 2} \quad [15]$$

El valor de C_s , para equipos molineros es de 0,02 debido a que el sistema de trilla actúa de manera similar a los molinos harineros.

Tabla 19
Coefficientes de fluctuación típicos de diferentes maquinas.

COEFICIENTE DE FLUCTUACIÓN *	
Tipo de máquina	C_f
Maquinaria de machaqueo	0,200
Maquinaria eléctrica	0,003
Maquinaria eléctrica, transmisión directa	0,002
Motores con transmisión por correas	0,030
Maquinaria para molinos harineros	0,020
Transmisión rueda dentada	0,020
Martillos	0,200
Máquinas herramientas	0,030
Maquinaria para fabricación de papel	0,025
Bombas	0,030-0,050
Maquinaria de corte	0,030-0,050
Maquinaria de hilanderías	0,010-0,020
Maquinaria textil	0,025

Fuente: Mechanical Engineers Handbook, de Kent, 12° edition, "Design and Production", pag. 7-40.

Reemplazando en el coeficiente de fluctuación la relación queda la siguiente manera.

$$V_c = (-28.770) \frac{m}{s} \times \frac{0,02 - 2}{0,02 + 2}$$

$$V_c = 28,200 \frac{m}{s}$$

Como $V_c < V_v$ existe una cadencia de potencia por parte del volante al orégano, entonces el sistema cede energía.

Con este dato obtenido calcularemos la velocidad angular con carga mediante la ecuación que es la siguiente.

d. Calculo del radio de giro.

La velocidad angular se obtiene a partir de la ecuación que es dado por la siguiente expresión de la Velocidad angular.

$$N = \frac{V \cdot 60}{r_g \cdot 2\pi} \quad [16]$$

Despejando el radio de giro r_g de la ecuación obtenemos la ecuación que es la siguiente

$$r_g = \frac{V_c \cdot 60}{N \cdot 2\pi} \quad [17]$$

Donde:

N es la velocidad del motor en r.p.m.

V_c es la velocidad con carga.

Al reemplazar los valores obtenidos en la ecuación tenemos

$$r_g = \frac{28,200 \frac{m}{s} \cdot 60}{2600 \text{ rpm} \cdot 2\pi}$$

$$r_g = 0,180m$$

e. Determinación de la potencia necesaria en el cilindro de trilla

Capacidad de la maquina

$$248,075 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \frac{1\text{h}}{60\text{min}} \frac{1\text{min}}{60\text{s}} = 0,0689 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 4,1345 \frac{\text{kg}}{\text{min}} = q$$

Para trillar esta tasa de cultivo, se necesita una fuerza F , que es una función de la velocidad lineal del cilindro, así como la fricción coeficientes entre el cultivo y cultivo-cosecha de metal, por lo tanto.

$$F = F_c + F_r \quad [18]$$

Donde:

F = la fuerza necesaria para la cosecha trilla, N.

F_c = fuerza de impacto del cilindro, N.

F_r = fuerza de fricción, N.

La fuerza de impacto F_c puede calcularse a partir ecuación 19 a continuación;

$$F_c = q(V_2 - V_1) \quad [19]$$

Donde:

V_2 = velocidad a la salida del cilindro, m / s

V_1 = velocidad de ingreso en el cilindro, m / s

V_2 es proporcional a la velocidad lineal del cilindro (V);

$$V_2 = aV \quad [20]$$

El coeficiente “a”, es una figura empírica que depende de la longitud del cilindro, la humedad de la paja, la forma de la barra de raspar, velocidad de avance y las propiedades físicas de los órganos de trilla. Para una trilladora de 0,8 m de longitud, humedad del 5 – 25 %, tasa de alimentación de 3,5 kg/s, el coeficiente a, se ha determinado igual a 0,70 a 0,85 (Hall et al., 1981). La velocidad lineal del cilindro también se ha determinado igual a 15 a 37 m/s (Behroozi, 2004).

Inserción de la ecuación (20) en la ecuación (19):

$$F_c = q(aV - V_1) \quad [21]$$

F_c depende de muchos factores tales como el coeficiente de fricción, el tipo de rotura de la paja, la intensidad de trillado y etc. Sin embargo, es proporcional al total fuerza necesaria para trillar la cosecha, F ;

$$F_r = \mu F \quad [22]$$

El coeficiente μ , para cilindros de tipo barra de raspar es igual a 0,65 a 0,75 y para el tipo dedo igual a 0,7 a 0,8. Inserción ecuaciones 21 y 22 en la ecuación 18;

$$F = q(aV - V_1) + \mu F \quad [23]$$

Y por lo tanto,

$$F = \frac{q(aV - V_1)}{(1 - \mu)} \quad [24]$$

Potencia necesaria para la trilla, P_1 en vatios, puede ser obtenido multiplicando ambos lados de la ecuación (24) por V ;

$$P_1 = FV = \left(\frac{q(aV - V_1)}{(1 - \mu)} \right) \cdot V \quad [25]$$

La potencia total para la trilla es más de lo que es se muestra en la ecuación (24). También se necesita la energía para superar la resistencia del aire en

contra de la rotación del cilindro y la fuerza de fricción en los cojinetes. Esta potencia se calcula a partir de la ecuación (26), a continuación:

$$P_2 = AV + BV^3 \quad [26]$$

El primer término después del signo igual se debe a la fricción y el segundo término es para la resistencia del aire. A y B son dos coeficientes. Coeficiente A se determina como 0,85 a 0,90 N por cada 100 kg de masa de la barra de raspar para el cilindro de barras y 5 - 5,5 N por 100 kg de masa para el cilindro de tipo diente. Coeficiente B para diámetros de cilindro de 550 mm es igual a 0,065 Ns²/m² por m de longitud del cilindro de raspar tipo barra y 0,045 Ns²/m² para cilindro de tipo diente. La potencia total requerida es entonces:

$$P = P_1 + P_2 = \left[\left(\frac{q(aV - V_1)}{(1-\mu)} \right) \cdot V + AV + BV^3 \right] \quad [27]$$

Sustituyendo el menor valor de V1 pero el máximo para otros componentes de los rendimientos;

$$q = 0,0689 \text{ kg/s}$$

$$a = 0,75$$

$$V = 28,200 \text{ m/s}$$

$$\mu = 0,75$$

$$A = 0.85$$

$$B = 0,065$$

$$P = P_1 + P_2 = \left[\left(\frac{0,0689(0,75(28,200) - 1,11)}{(1 - 0,75)} \right) \times 28,200 + 0,85(28,200) + 0,065(28,200^3) \right] = 1637,45 \text{ Watts} = 2,19 \text{ HP} \cong 3\text{HP}$$

f. Diseño eje central

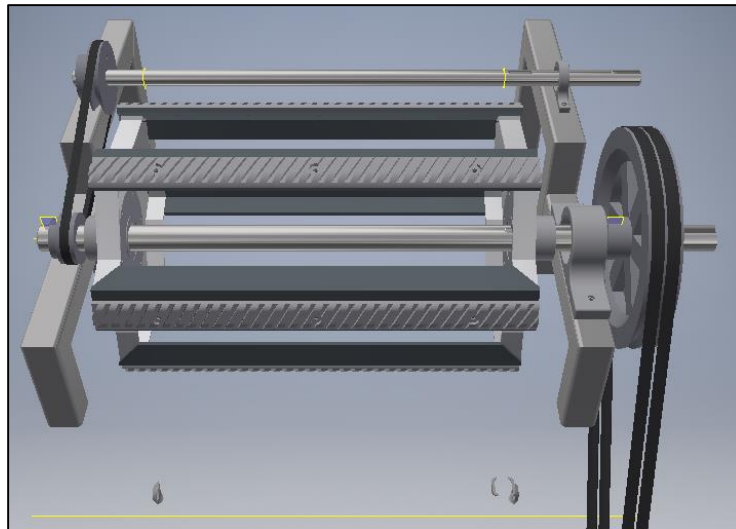


Figura 25. Diseño eje central

Fuente: Elaboración propia.

Es el elemento principal del cilindro trillador. Esta apoyado sobre 2 cojinetes y recibe el movimiento desde el motor por intermedio de la polea 1 y este eje a su vez transmite el movimiento al eje del batidor por medio de la polea 2, como se puede apreciar en la siguiente figura.

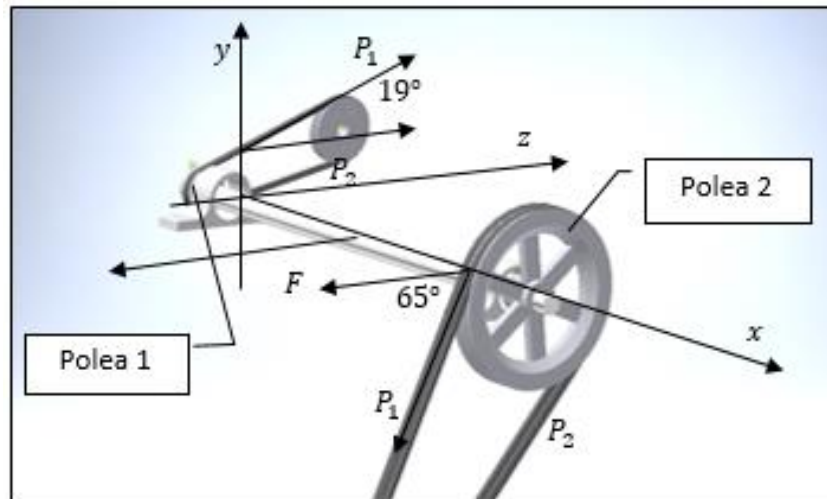


Figura 26. Diagrama de Cuerpo Libre del Eje del Cilindro

Fuente: Elaboración propia.

Determinación de las fuerzas P_1 y P_2 que actúan sobre la polea 2.

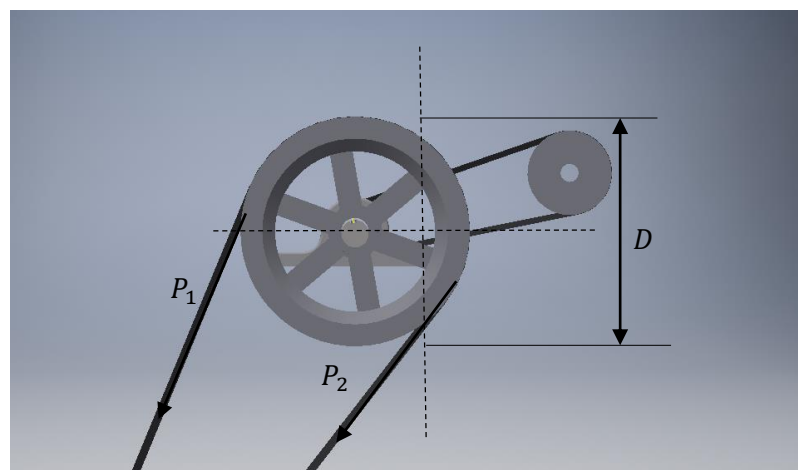


Figura 27. Fuerzas P_1 y P_2 que actúan sobre la polea 2

Fuente: Elaboración propia.

Para esto recurrimos a fórmulas que involucran las fuerzas a saber, como la potencia.

$$Pot = (P_1 - P_2)V \quad [28]$$

Donde:

P_1 = Valor de la fuerza en el lado tenso de la banda

P_2 = Valor del lado flojo de la banda

V = Velocidad de la banda

Efecto de la fuerza centrífuga sobre las tensiones de la banda

$$\frac{P_1 - F_c}{P_2 - F_c} = e^{f\theta} \quad [29]$$

Donde:

F_c = Fuerza centrífuga

f = Coeficiente de fricción

$f = 0.36$ para caucho hierro

θ = Angulo de envoltura (3,4638 rad.)

De las anteriores ecuaciones tenemos que:

$$P_1 = \frac{Pot}{V} + P_2 \quad P_1 = P_2 e^{f\theta} + F_c(1 - e^{f\theta}) \quad [30]$$

Igualando las expresiones.

$$P_2 = F_c - \frac{Pot}{V(1 - e^{f\theta})} \quad [31]$$

La fuerza centrífuga F_c se determina mediante la formula:

$$F_c = \frac{Wv^2}{g} \quad [32]$$

Donde:

W =Peso por unidad de longitud de la banda

$W = 0,0778$ lb/pie, porque es una banda tipo A118 pesa 347,2 gr. (Dato practico).

g =Aceleracion de la gravedad

v =Velocidad de la banda

De: $v = r(w)$

r =Radio de la polea = 124,1 mm (4,885 pulg)

w = Velocidad angular de la polea

$w = 1500$ rpm

$$v = 63,94 \text{ pies/seg}$$

Entonces

$$F_c = \frac{0,0778 \text{ lb/pie} \times (63,94)^2 \text{ pie}^2 / \text{seg}^2}{32,185 \text{ pie} / \text{seg}^2}$$

$$F_c = 4,48 \text{ kg} - f (9,88 \text{ lb} - f)$$

Potencia calculada en el cilindro = 1637,45 *Watts* (3HP). Por seguridad asumimos: Pot = 6,71 kW (9HP)

Por lo tanto.

$$P_2 = 9,88 \text{ lb} - \frac{4950 \text{ lb pie/seg}}{63,94 \text{ pie/seg} (1 - e^{0,36 \times 3,4638})}$$

$$P_2 = 41,10 (18,64 \text{ kg})$$

Igualmente

$$P_1 = \frac{4950 \text{ lb} - \text{pie/seg}}{63,94 \text{ pie/seg}} + 41,10 \text{ lb}$$

$$P_1 = 118,51 \text{ lb} (53,76 \text{ kg})$$

De la misma manera para, para determinar la tensiones P_1 y P_2 actuantes sobre la polea 1.

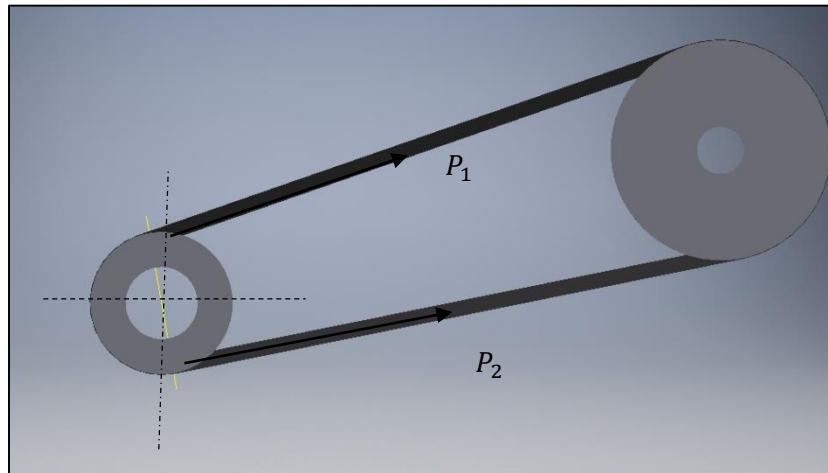


Figura 28. Tensiones P1 y P2 que actúan sobre Polea 1.

Fuente: Elaboración propia.

Para este caso tenemos que $r = 37,5 \text{ mm}$ (1,475 pulg). Y $\theta = 3,4638 \text{ rad.}$, (datos obtenidos por cálculos anteriores). Los demás datos son los mismos que se utilizaran para hacer el análisis de la polea2.

$$v = rw \quad [33]$$

$$v = 1,475 \text{ plg} \times 1500 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ plg}} \times \frac{2\pi \times 1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}$$

$$v = 19,31 \text{ pie/seg}$$

$$F_c = \frac{Wv^2}{g} = \frac{0,0778 \text{ lb/pie} \times (19,31)^2 \text{ pie}^2/\text{seg}^2}{32,185 \text{ pie/seg}^2}$$

$$F_c = 0,90 \text{ lb}$$

$$P_2 = F_c - \frac{Pot}{V(1 - e^{f\theta})} = 0,90 \text{ lb} - \frac{4950 \text{ lb} - \text{pie/seg}}{19,31 \text{ pie/seg} (1 - e^{0,36 \times 3,4638})}$$

$$P_2 = 104,29 \text{ lb} (47,30 \text{ kg})$$

$$P_1 = \frac{Pot}{V} + P_2 = \frac{4\,950\text{ lb pie/seg}}{19,31\text{ pie/seg}} + 104,29\text{ lb}$$

$$P_1 = 163,59\text{ kg (360,67 lb)}$$

El eje en análisis, además de soportar las cargas anteriormente determinadas, está sometido a otras cargas.

Así tenemos la carga debida al peso del cilindro Q_1 , (discos, soportes, barras de raspar)

$$Q_1 = Q_b + Q_s + Q_d \quad [34]$$

Donde

Q_b =Peso de las barras

$$Q_b = 4,86 \times 6 = 29,16\text{ kg}$$

Q_s =Peso de los soportes

$$Q_s = 2,108 \times 6 = 12,65\text{ kg}$$

Q_d =Peso de los discos

$$Q_d = 2 \times \rho \times V \quad [35]$$

$$\rho = 7,2 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3}, \quad \text{para hierro colado}$$

$$V = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi(38^2 - 3,2^2)}{4} = 1126,07\text{ cm}^3$$

$$Q_d = 2 \times 7,2 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3} \times 1126,07\text{ cm}^3 = 16,2\text{ kg}$$

$$Q_1 = 29,16 + 12,65 + 16,2 = 58,01\text{ kg}$$

La carga debida a la acción de las fuerzas externas

Carga vertical $F_1 = 14,4\text{ kg}$

Carga radial $F_2 = 14,4\text{ kg}$

Esta última, es la carga debida a la resistencia de la trilla, lo cual nos indica que actuara sobre las barras que realizan la operación de trilla propiamente dicha.

Es decir, por las barras que se sitúan a lo largo del cóncavo, cuyo ángulo de envoltura es de 110° , Esto nos indica que podemos saber el número de barras que trillan mediante la ecuación.

$$N_o = \frac{110^\circ \times 6}{360^\circ} = 1,83 = 2 \text{ barras}$$

Por lo tanto, la carga F_2 sera $F_2 = 28,8 \text{ kg}$, la cual originara torque sobre la barra.

Las fuerzas explicadas aparecen en el diagrama de cuerpo libre del eje del cilindro trillador en la figura siguiente.

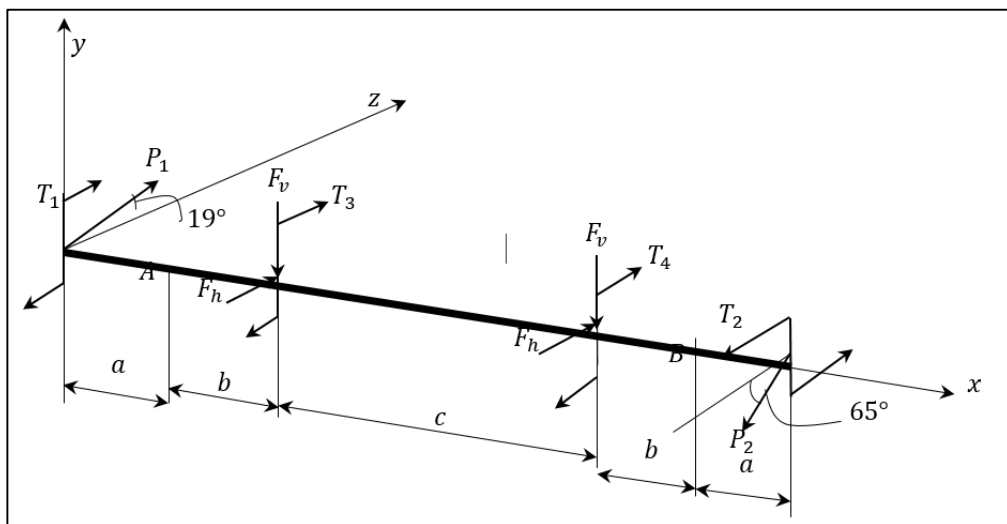


Figura 29. Diagrama de cuerpo libre del eje del cilindro

Fuente: Elaboración propia.

Datos de diseño

$$a = 11,2 \text{ cm}, \quad b = 15,8 \text{ cm}$$

$$c = 37 \text{ cm}, \quad \theta_1 = 19^\circ \quad \theta_2 = 65^\circ$$

P_1 = Fuerza concentrada en la polea 1

$$P_1 = 53,76 + 18,64 = 72,399 \text{ kg}$$

F_v = Fuerza vertical en cada disco

$$F_v = \frac{58}{2} + 14,4 = 43,405 \text{ kg}$$

F_h = Fuerza horizontal debido a la resistencia de trilla

$$F_h = 14,4 \text{ kg}$$

P_2 = Fuerza concentrada en la polea 2

$$P_2 = 163,59 + 47,30 = 210,897 \text{ kg}$$

T = Torque ejercido en las poleas

$$T = (P_1 - P_2) \frac{D}{2} \quad [36]$$

Donde

P_1 = Fuerza en el lado tenso de la banda

P_2 = Fuerza en el lado flojo de la banda

D = Diámetro de la polea

Torque ejercido sobre la polea 1

$$T_1 = (53,76 - 18,64) \frac{24,8}{2} = 435,68 \text{ kg.cm}$$

Torque ejercido sobre la polea 2

$$T_2 = (163,59 - 47,30) \frac{7,5}{2} = 435,68 \text{ kg.cm}$$

ANALISIS ESTATICO

En el plano x-y

$$P_3 = 65,60$$

$$P_1 = 43,41$$

$$P_2 = 43,41$$

$$P_4 = 68,70$$

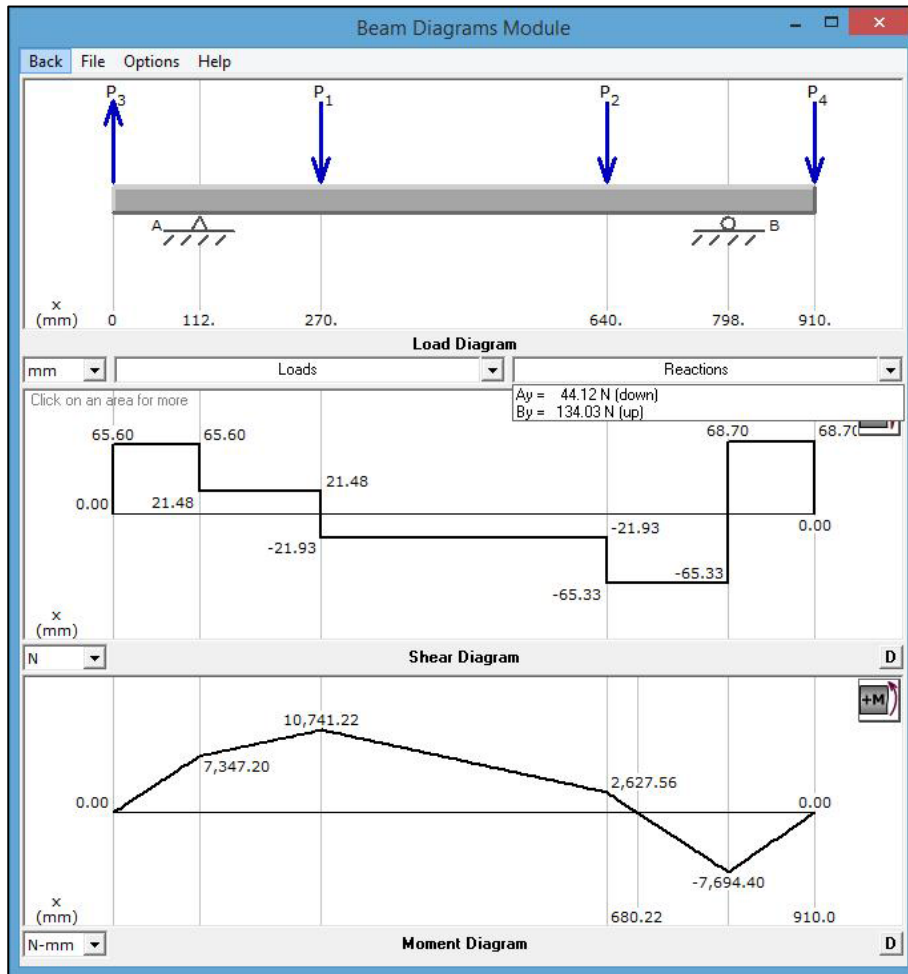


Figura 30. Análisis estático plano XY eje cilindro.

Fuente: Software MDSolids 3.5.

En el plano x-z

$$P_1 = 30,60$$

$$P_2 = 14,4$$

$$P_3 = 14,4$$

$$P_4 = 199,41$$

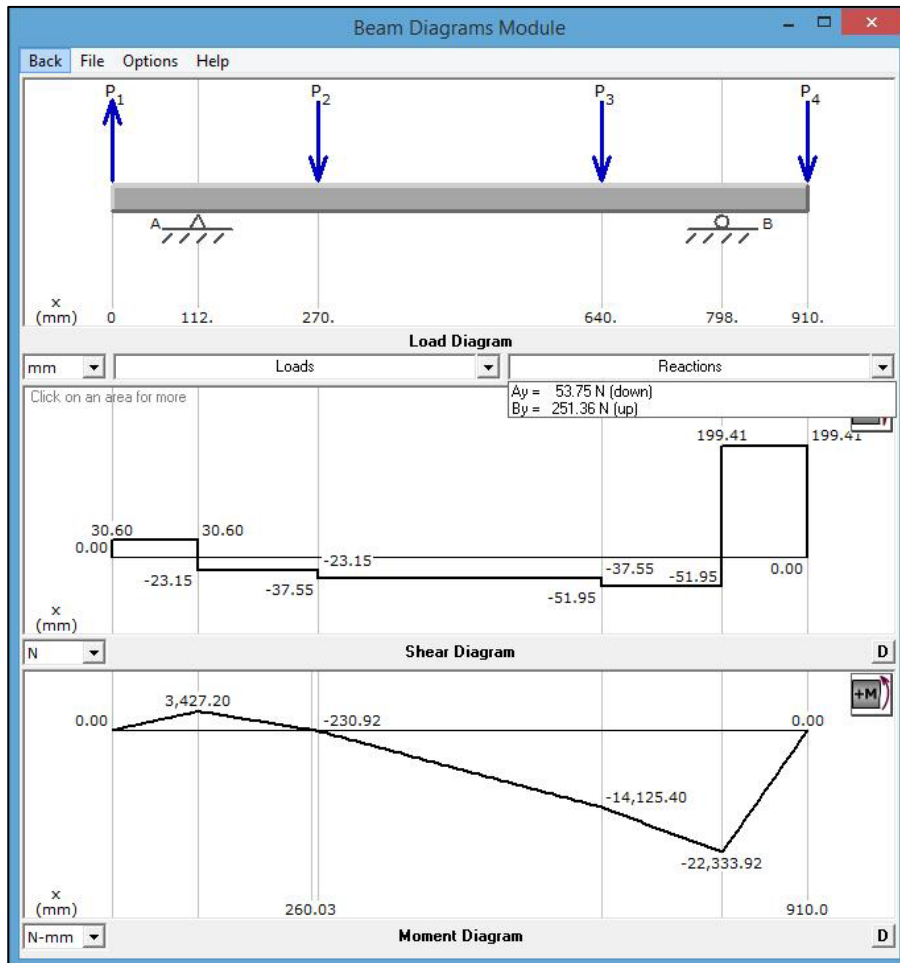


Figura 31. Análisis estático plano XZ eje del cilindro

Fuente: Software MDSolids 3.5.

También calcularemos el momento flector máximo. Para ello inspeccionamos visualmente los gráficos M_y y de M_z , de donde deducimos fácilmente que los momentos máximos son:

$$M_{y_{max}} = 1\,074,00; \quad M_{z_{max}} = 2\,233,28$$

Considerando la fórmula de Pitágoras para ambos casos, vemos que el mayor valor es de:

$$M_{max} = \sqrt{(1074,00)^2 + (2233,28)^2}$$

$$M_{max} = 2478,11 \text{ kg} - \text{cm}$$

ANALISIS DE TORSION

$$T_1 = 435,68 \text{ kg} - \text{cm}$$

$$T_2 = 435,68 \text{ kg} - \text{cm}$$

$$T_3 = T_4 = F_h x r = 14,4 x 19 = 273,6 \text{ kg} - \text{cm}$$

Torque total

$$T_t = 435,68 + 273,6 + 273,6 - 435,68 = 547,2 \text{ kg} - \text{cm}$$

$$T_t = 547,2 \text{ kg} - \text{cm}$$

Determinación de los esfuerzos de flexión y torsión.

Esfuerzos de flexión

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad [37]$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = 3,9760 \text{ cm}^4 \quad [38]$$

$$\sigma_x = \frac{2478,11 \text{ kg} - \text{cm} \times 1,5 \text{ cm}}{3,976 \text{ cm}^4} = 934,88 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzos de torsión

$$\tau = \frac{Tr}{J} \quad [39]$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} = 7,95 \text{ cm}^4 \quad [40]$$

$$\tau = \frac{547,2 \times 1,5}{7,95} = 103,22 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzos principales

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad [41]$$

$\sigma_y = 0$, Porque no hay cargas axiales

$$\sigma_1 = \frac{934,88}{2} + \sqrt{\left(\frac{934,88}{2}\right)^2 + 103,22^2}$$

$$\sigma_1 = 946,14 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_2 = \frac{934,88}{2} - \sqrt{\left(\frac{934,88}{2}\right)^2 + 103,22^2}$$

$$\sigma_2 = -11,26 \text{ kg/cm}^2$$

Factor de seguridad estático

$$n = \frac{S_y}{\sigma_1} = 2,5 \quad [42]$$

$$S_y = 2,5 \times 946,14 = 2365,36 \text{ kg/cm}^2 \text{ (33,6 kpsi)}$$

Corresponde al valor más aproximado $S_y > 56 \text{ kpsi}$ para un acero AISI SAE 1045 cuyo valor $S_{ut} = 89 - 104 \text{ kpsi}$.

Factor real de seguridad

$$n = \frac{56}{33,6} = 1,7$$

Diseño a fatiga

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_e' \quad [43]$$

$$S_e' = 0,5(S_{ut}) = 0,5(89) = 44,5 \text{ kpsi} \quad [44]$$

$K_a = 0,7$ Para laminación en caliente

$K_b = 0,85$ Para $d = 30\text{mm}$

$K_c = 0,753$ Para 0,999 confiable

$K_d = 1$ Para temperatura menor a 71°C

$$K_e = \frac{1}{1 + q(K_t - 1)} \quad [45]$$

$q = 0,78$; $K_t = 3$ Para ejes sometidos a flexión y torsión combinadas.

$$K_e = \frac{1}{1 + 0.78(3 - 1)} = 0,39$$

Reemplazando

$$S_e = 0,7 \times 0,85 \times 0,753 \times 0,39 \times 44,5$$

$$S_e = 7,78 \text{ kpsi} = 546,6 \text{ kg/cm}^2$$

Procedemos ahora a determinar el diámetro real del eje para lo cual recurrimos a la formula

$$d = \sqrt[3]{\frac{32n}{\pi} \sqrt{\left(\frac{T}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M}{S_e}\right)^2}} \quad [46]$$

Donde

d = Diámetro (cm)

n = Factor de seguridad = 1,5

T = Torque máximo = 547,2 kg – cm

S_y = Límite de la fluencia del material = 2365,36 kg/cm²

M = Momento flector máximo = 2478,11 kg – cm

S_e = Límite de resistencia a la fatiga = 546,6 kg/cm²

$$d = \sqrt[3]{\frac{32(1,5)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{547,2}{2365,36}\right)^2 + \left(\frac{2478,11}{546,6}\right)^2}} = 4,11 \text{ cm} = 4 \text{ cm}$$

g. Selección de rodamiento

En el método de cálculo normalizado (DIN/ISO 281) para rodamientos solicitados dinámicamente, se parte de la fatiga del material (deformación de pitting) como causa del deterioro del rodamiento. La fórmula de vida es

$$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P}\right)^P [10^6 \text{ revoluciones}] \quad [47]$$

Siendo

$L_{10} = L$ Vida nominal [10^6 revoluciones]

C = Capacidad de carga dinámica kN

P = Carga dinámica equivalente kN

p = Exponente de vida

L_{10} es la vida nominal en millones de revoluciones alcanzada o rebasada por lo menos de un 90 % de un gran lote de rodamientos iguales.

La capacidad de carga dinámica C , según DIN ISO281 -1993 se indica en las tablas para cada rodamiento. Con esta carga se alcanza una vida L_{10} de 10^6 revoluciones. La carga dinámica equivalente P es un valor teórico. Es una carga radial en rodamientos radiales y una carga axial en rodamientos axiales, que es constante en magnitud y sentido. P produce la misma vía que la combinación de cargas.

$$P = X.Fr + Y.Fa \quad [48]$$

Siendo

P = Carga dinámica equivalente kN

Fr = Carga radial kN

Fa = Carga axial kN

X = Factor radial

Y = Factor axial

Así la formula reducida de vida está dada por:

$$f_L = \frac{C}{P} f_n \quad [49]$$

Siendo

f_l = Factor de esfuerzos dinámicos

C = Capacidad de carga dinámica kN

P = Carga dinámica equivalente kN

f_n = Factor de velocidad

Dónde:

$f_l = 1.0-1.5$ para maquinas vibratorias

$f_n = 0.281$ Para 1500 rpm

P =Carga dinámica equivalente

$$P = X.Fr + Y.Fa \quad [50]$$

Siendo

P = Carga dinámica equivalente kg

Fr = Carga radial kg

Fa = Carga axial kg

X = Factor radial

Y = Factor axial

Para rodamientos rígidos de bolas.

$$P = Fr \quad [51]$$

$$C = \frac{f_L}{f_n} P = \frac{1,5}{0,281} 251,36 = 1341 \text{ kg} \quad [52]$$

Con este valor y con los datos de $d=40$ mm (diámetro interior del cojinete) y de $n= 1500$ rpm, seleccionamos un cojinete rígido de bolas que cumple con tales requerimientos.

Seleccionamos a un rodamiento rígido de bolas FAG 16208 $C=29$ kN, rpm=5000.

5.4. DISEÑO UNIDAD DE SEPARACIÓN.

5.4.1. Diseño del cilindro batidor

a. Diseño eje del batidor

Debe tener la suficiente rigidez para evitar las deflexiones, por la proximidad con que se le monta al batidor con respecto al cilindro trillador.

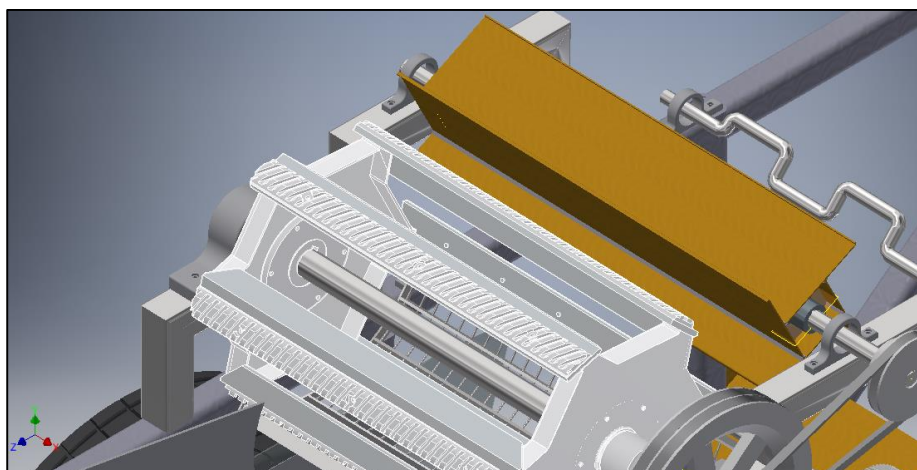


Figura 32. Diseño cilindro batidor

Fuente: Elaboración propia.

La figura muestra el diagrama de cuerpo libre.

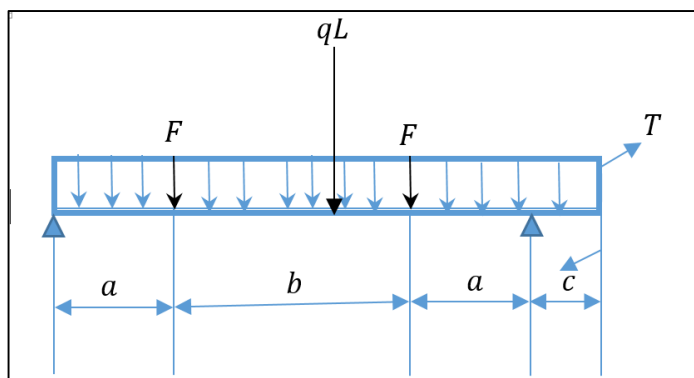


Figura 33. Diagrama cuerpo libre eje batidor

Fuente: Elaboración propia.

Donde

$$a = 11,3 \text{ cm}$$

$$b = 57,2 \text{ cm}$$

$$c = 10,4 \text{ cm}$$

$$L = 90,2 \text{ cm}$$

$$q = A\varphi_{\text{acero}} = \frac{\pi}{4}d^2\varphi_{\text{acero}} = 0,04 \text{ kg/cm} \quad [53]$$

$$F = \frac{W_t}{2} \quad [54]$$

$$W_t = W_{\text{rodete}} + W_{\text{soportes}} + W_{\text{carga}} \quad [55]$$

$$W_{\text{rodetes}} = V\varphi_{\text{laton}} = 4 \times 66 \times 0,2(14 + 0,5) \times 8,5 \times 10^{-3} = 6,51 \text{ kg} \quad [56]$$

$$W_{\text{soportes}} = V\varphi_{\text{acero}} = 1,09 \text{ kg} \quad [57]$$

$$W_{\text{cargas}} = 14,4 \text{ fuerza debida a la accion de la trilla} \quad [59]$$

$$F = \frac{14,4 + 6,51 + 1,09}{2} = 11 \text{ kg} = P_1, P_2$$

$$T = \frac{36000 \times 8,1}{1000} = 291,6 \text{ lb.plg} = 335,89 \text{ kg.cm}$$

ANALISIS ESTATICO

En el plano x-y

$$P_1 = 11$$

$$P_2 = 11$$

$$q = 0,04 \text{ kg/cm}$$

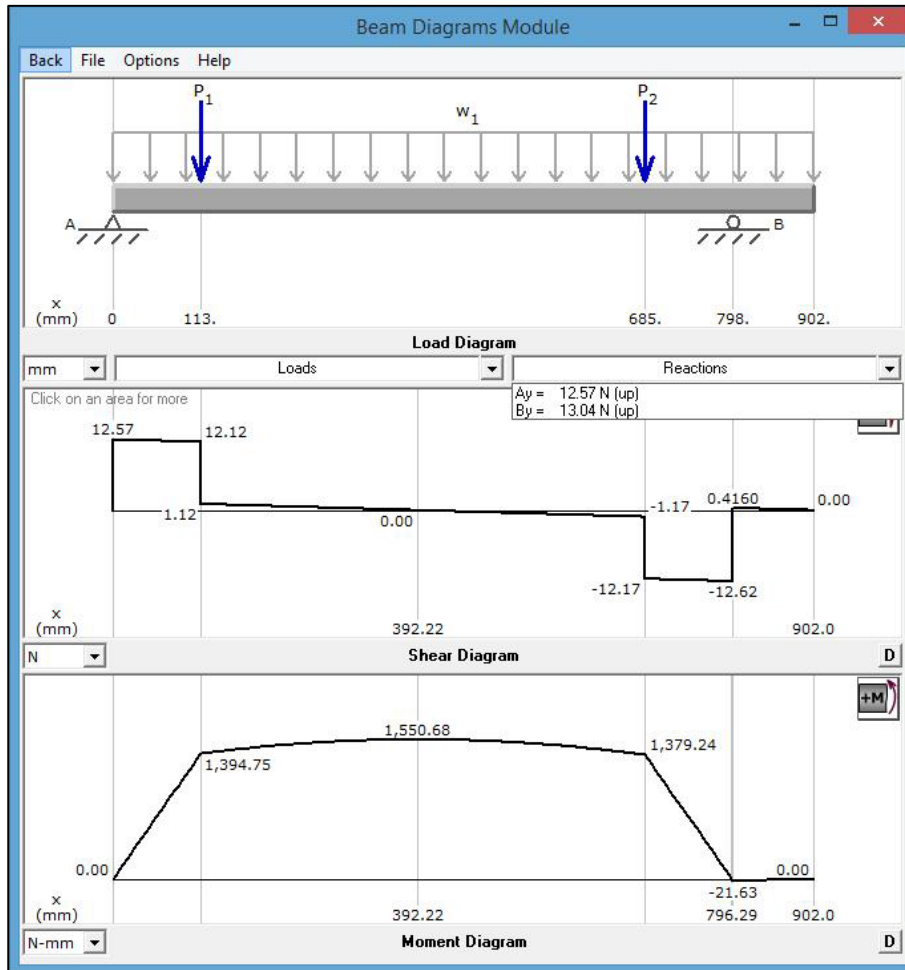


Figura 34. Análisis estático plano XY eje batidor

Fuente: Software MDSolids 3.5.

$$M_{max} = 155,068 \text{ kg} - \text{cm}$$

ANALISIS DE TORSION

$$T_1 = 335,89 \text{ kg} - \text{cm}$$

Determinación de los esfuerzos de flexión y torsión.

Esfuerzos de flexión

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

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = 0,6397 \text{ cm}^4$$

$$\sigma_x = \frac{155,068 \text{ kg} - \text{cm} \times 0,95 \text{ cm}}{0,6397 \text{ cm}^4} = 230,283 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzos de torsión

$$\tau = \frac{Tr}{J}$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} = 1,279 \text{ cm}^4$$

$$\tau = \frac{335,89 \times 0,95}{1,279} = 249,406 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzos principales

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$\sigma_y = 0$, porque no hay cargas axiales

$$\sigma_1 = \frac{230,283}{2} + \sqrt{\left(\frac{230,283}{2}\right)^2 + 249,406^2}$$

$$\sigma_1 = 389,843 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_2 = \frac{230,283}{2} - \sqrt{\left(\frac{230,283}{2}\right)^2 + 249,406^2}$$

$$\sigma_2 = -159,559 \text{ kg/cm}^2$$

Factor de seguridad estático

$$n = \frac{S_y}{\sigma_1} = 3$$

$$S_y = 3 \times 389,843 = 1169,528 \text{ kg/cm}^2$$

Corresponde al valor más aproximado $S_y = 2700 \text{ kg/cm}^2$ para un acero

AISI/SAE 1020 valor $S_{ut} = 4500 \text{ kg/cm}^2$

Factor real de seguridad

$$n = \frac{2700}{389,843} = 7$$

Diseño a fatiga

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_e' \quad [60]$$

$$S_e' = 0,5(S_{ut}) = 0,5(4500) = 2250 \text{ kg/cm}^2 \quad [61]$$

$$K_a = 0,7 \text{ para laminación en caliente}$$

$$K_b = 0,85 \text{ para } d=30 \text{ mm}$$

$$K_c = 0,753 \text{ para } 0,999 \text{ confiable}$$

$$K_d = 1 \text{ para temperatura menor a } 71^\circ\text{C}$$

$$K_e = \frac{1}{1 + q(K_t - 1)} \quad [62]$$

$$q = 0,78$$

$K_t = 3$ para ejes sometidos a flexión y torsión combinadas.

$$K_e = \frac{1}{1 + 0,78(3 - 1)} = 0,39$$

Reemplazando

$$S_e = 0,7 \times 0,85 \times 0,753 \times 0,39 \times 2250$$

$$S_e = 393,151 \text{ kg/cm}^2$$

Procedemos ahora a determinar el diámetro real del eje para lo cual recurrimos a la formula

$$d = \sqrt[3]{\frac{32n}{\pi} \sqrt{\left(\frac{T}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M}{S_e}\right)^2}} \quad [63]$$

Donde

d = Diámetro (cm)

n = Factor de seguridad = 1,5

T = Torque máximo = 335,89 kg - cm

S_y = Límite de la fluencia del material = 1169,528 kg/cm²

$M =$ Momento flector máximo = 155,068 $kg - cm$

$S_e =$ Límite de resistencia a la fatiga = 393,151 kg/cm^2

$$d = \sqrt[3]{\frac{32(1,5)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{335,89}{1169,528}\right)^2 + \left(\frac{155,068}{393,151}\right)^2}} = 1,95 \text{ cm}$$

Se continuara el eje de 2,5cm de diámetro ya que se dispone de rodamientos con $d_i = 25 \text{ mm}$

b. Selección de rodamientos

De la formula reducida de vida.

$$C = \frac{f_L}{f_n} P \quad [64]$$

Dónde:

$f_l = 1,0 - 1,5$ para maquinas vibratorias

$f_n = 0,322$ Para 1000 rpm

$P =$ Carga dinámica equivalente

$$P = X.Fr + Y.Fa \quad [65]$$

Siendo

$P =$ Carga dinámica equivalente kg

$Fr =$ Carga radial kg

$Fa =$ Carga axial kg

$X =$ Factor radial

$Y =$ Factor axial

Para rodamientos rígidos de bolas.

$$P = Fr \quad [66]$$

$$C = \frac{f_L}{f_n} P = \frac{1,5}{0,322} 13,04 = 61 \text{ kg}$$

Con este valor y con los datos de $d = 25 \text{ mm}$ (diámetro interior del cojinete) y de $n = 1\ 000 \text{ rpm}$, seleccionamos un cojinete rígido de bolas que cumple con tales requerimientos.

Seleccionamos a un rodamiento rígido de bolas FAG 16205, $C = 14 \text{ kN}$, $n = 19\ 000 \text{ rpm}$.

c. Diseño del eje excéntrico.

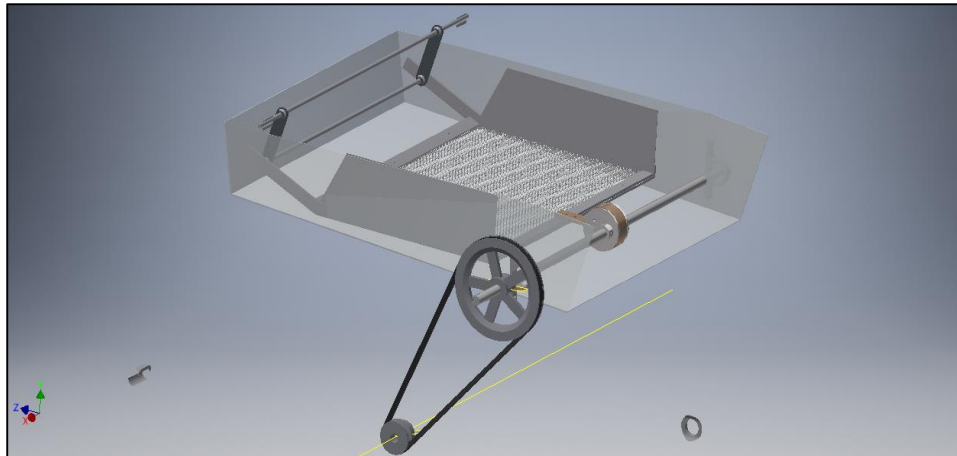


Figura 35. Diseño eje excéntrico

Fuente: Elaboración propia.

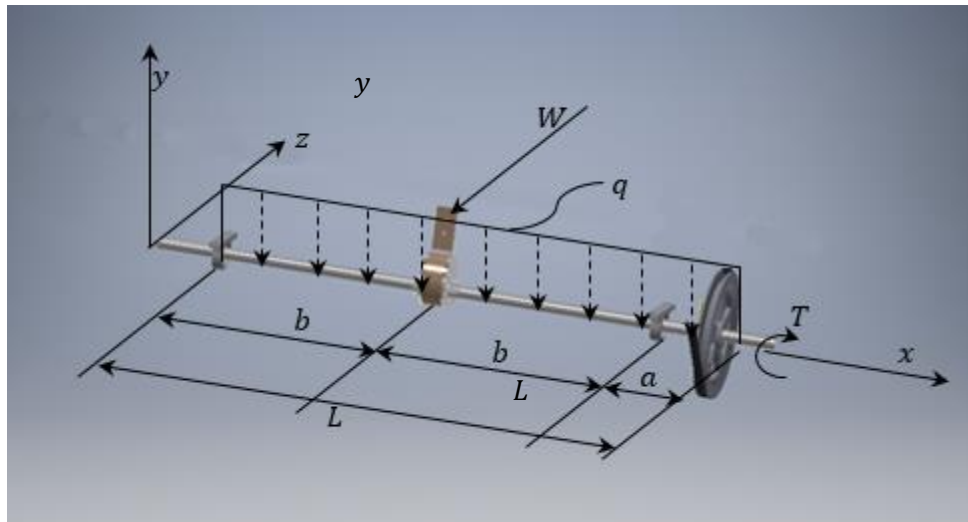


Figura 36. Diagrama de cuerpo libre del eje excéntrico

Fuente: Elaboración propia

$$W = P_{eso_{bandeja}} + P_{eso_{alimentacion}} \quad [67]$$

W = Fuerza transmitida por la excéntrica

q = Peso propio del eje

T = Torque que acciona al eje

$$L = 810 \text{ mm}$$

$$b = 367,5 \text{ mm}$$

$$a = 75 \text{ mm}$$

Asumimos:

$$d = 2,54 \text{ cm}$$

$$q = \frac{P}{L} = \frac{\rho V}{L} = \frac{\rho A}{L} = \frac{\rho \pi d^2}{4} \quad [68]$$

Peso específico del acero = $7,8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$

$$q = \frac{7800 \times \pi \times (2,54^2)}{4 \times 10^6} = 0,04 \text{ kg/cm}$$

Finalmente: $W = 6,03 + 7 = 13,07 \text{ kg}$

ANALISIS ESTATICO

Se muestra en el Plano x-y (Figura 37)

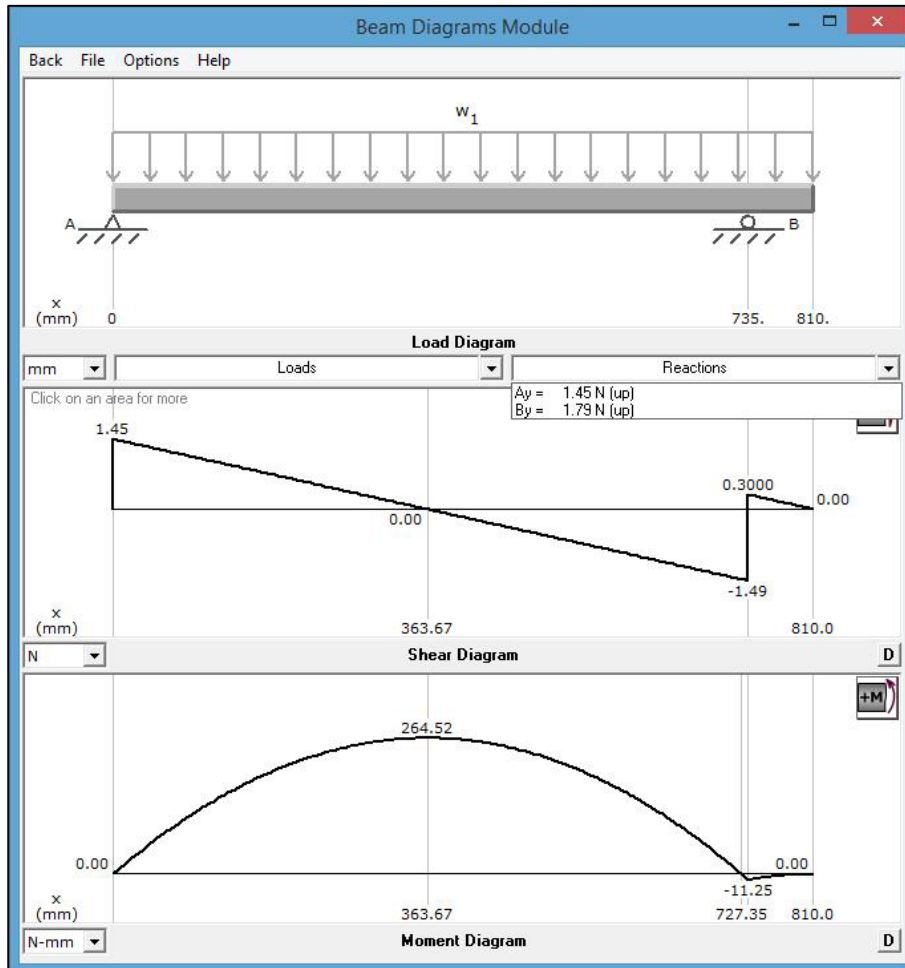


Figura 37. Análisis estático plano XY eje excéntrico

Fuente: Software MDSolids 3.5.

Análisis en el Plano Z-x, Utilizando el software resulta:

$$P_1 = 13,07$$

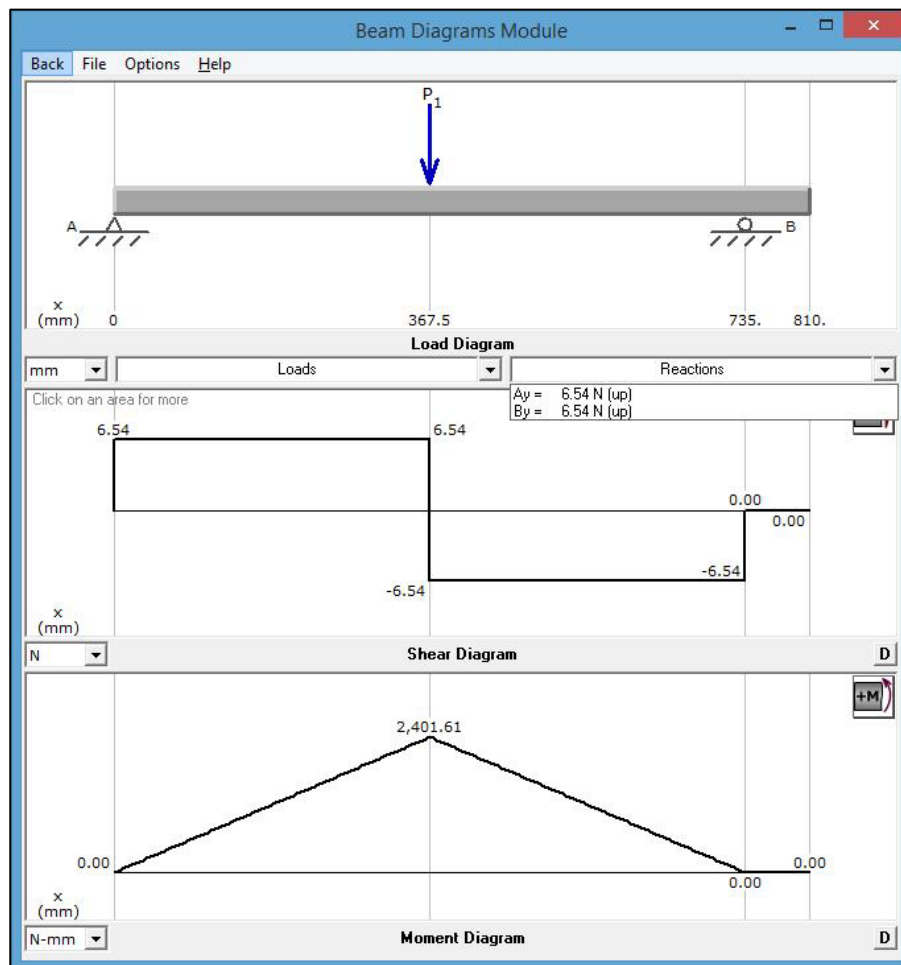


Figura 38. Análisis estático plano XZ eje excéntrico

Fuente: Software MDSolids 3.5.

Momento máximo

$$M = \sqrt{M_{y_{max}}^2 + M_{z_{max}}^2} \quad [69]$$

$$M_{max} = \sqrt{26,452^2 + 240,161} = 241,6134 \text{ kg} - \text{cm}$$

Par torsor

$$T = \frac{36000P}{n} \quad [70]$$

Donde: T =Par torsor

P =Potencia transmitida=9x0,9=8,1

$n = rpm = 330$

$$T = \frac{3600(8,1)}{330} = 883,636 \text{ lb} - \text{plg} = 1018,059 \text{ kg} - \text{cm}$$

Determinación de los esfuerzos de flexión y torsión.

Esfuerzos de flexión

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

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = 0,6397 \text{ cm}^4$$

$$\sigma_x = \frac{241,613 \text{ kg} - \text{cm} \times 0,95 \text{ cm}}{0,6397 \text{ cm}^4} = 358,806 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzos de torsión

$$\tau = \frac{Tr}{J}$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} = 1,279 \text{ cm}^4$$

$$\tau_{xy} = \frac{1018,059 \times 0,95}{1,279} = 755,931 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzos principales

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$\sigma_y = 0$, Porque no hay cargas axiales

$$\sigma_1 = \frac{358,806}{2} + \sqrt{\left(\frac{358,806}{2}\right)^2 + 755,931^2}$$

$$\sigma_1 = 956,332 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_2 = \frac{358,806}{2} - \sqrt{\left(\frac{358,806}{2}\right)^2 + 755,931^2}$$

$$\sigma_2 = -597,525 \text{ kg/cm}^2$$

Factor de seguridad estático

$$n = \frac{S_y}{\sigma_1} = 3$$

$$S_y = 3 \times 956,332 = 2868,995 \text{ kg/cm}^2$$

Corresponde al valor más aproximado $S_y = 4000 \text{ kg/cm}^2$ para un acero

AISI/SAE 1045 valor $S_{ut} = 7300 \text{ kg/cm}^2$

Factor real de seguridad

$$n = \frac{4000}{956,332} = 4 \text{ ok}$$

Diseño a fatiga

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_e'$$

$$S_e' = 0,5(S_{ut}) = 0,5(7300) = 3650 \text{ kg/cm}^2$$

$$K_a = 0,9$$

$$K_b = 0,85$$

$$K_c = 1$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = \frac{1}{1 + q(K_t - 1)}$$

$$q = 0,87$$

$$K_t = 1,97$$

$$K_e = \frac{1}{1 + 0.87(1.97 - 1)} = 0.54$$

Reemplazando

$$S_e = 0,9 \times 0,85 \times 1 \times 1 \times 0,54 \times 1 \times (3650)$$

$$S_e = 1507,815 \text{ kg/cm}^2$$

Procedemos ahora a determinar el diámetro real del eje para lo cual recurrimos a la formula

$$d = \sqrt[3]{\frac{32n}{\pi} \sqrt{\left(\frac{T}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M}{S_e}\right)^2}}$$

Donde

d = Diámetro (cm)

n = Factor de seguridad = 1,5

T = Torque máximo = 1018,059 kg – cm

S_y = Límite de la fluencia del material 2868,995 kg/cm²

M = Momento flector máximo = 241,613 kg – cm

S_e = Límite de resistencia a la fatiga = 1507,815 kg/cm²

$$d = \sqrt[3]{\frac{32(1,5)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1018,059}{2868,995}\right)^2 + \left(\frac{241,613}{1507,815}\right)^2}} = 1,81 \text{ cm} = 1,9 \text{ cm}$$

d. Selección de rodamientos

De la formula reducida de vida.

$$C = \frac{f_L}{f_n} P \quad [71]$$

Dónde:

$$f_l = 1,0 - 1,5 \text{ para maquinas vibratorias}$$

$$f_n = 0,461 \text{ para } 330 \text{ rpm}$$

P =Carga dinámica equivalente

$$P = X.Fr + Y.Fa \quad [72]$$

Siendo

P = Carga dinámica equivalente kg

Fr = Carga radial kg

Fa = Carga axial kg

X = Factor radial

Y = Factor axial

Para rodamientos rígidos de bolas.

$$P = Fr \quad [73]$$

$$C = \frac{f_L}{f_n} P = \frac{1,5}{0,461} 6,54 = 21,3 \text{ kg}$$

Con este valor y con los datos de $d = 19 \text{ mm}$ (diámetro interior del cojinete) y de $n = 330 \text{ rpm}$, seleccionamos un cojinete rígido de bolas que cumple con tales requerimientos.

Seleccionamos a un rodamiento rígido de bolas FAG 6304, $C = 16 \text{ kN}$, $n = 9\ 500 \text{ rpm}$.

5.5. DISEÑO UNIDAD DE LIMPIEZA

5.5.1. Diseño tamaño de las zarandas

Para separar las semillas de los desperdicios se utilizan zarandas, las cuales se seleccionan de acuerdo a las dimensiones de la hoja de orégano.

Se utilizan por lo general tres zarandas clasificadoras para asegurar una alta eficiencia. Sin embargo, se pueden utilizar dos zarandas.

La primera zaranda con perforaciones circulares debe ser entre uno y dos milímetros más grande que el largo máximo permitido.

Para determinar el tamaño de las cribas o zarandas se utiliza la siguiente expresión:

$$A_{zaranda} = \frac{U}{A * B * C * D * E * F * G * H * J} \quad [74]$$

Donde; $A_{zaranda}$, área de la zaranda (pie^2), U , capacidad de la Maquina, A , capacidad básica; B , factor de gran tamaño; C , porcentaje de material muy grande para la apertura; D , ubicación de la pantalla; E , tamizado en húmedo; F , peso del material; G , zona de superficie de la zaranda abierta; H , forma de la apertura; J , eficiencia.

A continuación, se establecen cada uno de los factores que intervienen en la expresión:

A. Capacidad de la Maquina.

B. Capacidad básica. Determina la cantidad de hojas limpias por cada unidad de superficie. De acuerdo con el tamaño máximo de la hoja, de la siguiente tabla se obtiene la capacidad básica.

TABLA 20

Factor capacidad básica de la zaranda

Malla de apertura cuadrada, [pulg]	área abierta [%]	STPH que pasa por pie cuadrado
4	75	7,69
3-1/2	77	7,03
3"	74	6,17
2-3/4	74	5,85
2-1/2	72	5,52
2	71	4,9
1-3/4	68	4,51
1-1/2	69	4,2
1-1/4	66	3,89
1	64	3,56
7/8	63	3,38
3/4	61	3,08
5/8	59	2,82
1/2	54	2,47
3/8	51	2,08
1/4	46	1,6
3/16	45	1,27
1/8	40	0,95
3/32	45	0,76
1/16	37	0,58
1/32	41	0,39

Fuente: JIMENEZ Juan, ROBINSON Nevarez (2008), Diseño de una Planta de Procesamiento de Semillas de Alfalfa y Trébol, Tesis Ing. Mecánico.

C. Factor de gran tamaño. Este factor permite determinar la cantidad de material que pasará a través de la zaranda. Se obtiene de la siguiente tabla.

TABLA 21
Factor de gran tamaño de la zaranda

% de tamaños retenidos	Factor "B"
5	1,21
10	1,13
15	1,08
20	1,02
25	1,00
30	0,96
35	0,92
40	0,88
45	0,84
50	0,79
55	0,75
60	0,70
65	0,66
70	0,62
75	0,58
80	0,53
85	0,5
90	0,46
95	0,33

Fuente: JIMENEZ Juan, ROBINSON Nevarez (2008), Diseño de una Planta de Procesamiento de Semillas de Alfalfa y Trébol, Tesis Ing. Mecánico.

D. Porcentaje de material muy grande para la apertura. Determina la cantidad de material muy grande que no pasará por la malla o plancha perforada. Se lo obtiene de la siguiente tabla.

TABLA 22

Factor de porcentaje de material muy grande para la apertura

% de tamaño medio	Factor "C"
0	0,40
5	0,45
10	0,50
15	0,55
20	0,6
25	0,7
30	0,8
35	0,9
40	1,0
45	1,10
50	1,20
55	1,30
60	1,40
65	1,55
70	1,70
75	1,85
80	2,00
85	2,20
90	2,40

Fuente: JIMENEZ Juan, ROBINSON Nevarez (2008), Diseño de una Planta de Procesamiento de Semillas de Alfalfa y Trébol, Tesis Ing. Mecánico.

E. Ubicación de la pantalla. Con este parámetro se asegura dónde será ubicada la pantalla o malla.

TABLA 23
Factor de ubicación de la pantalla de la zaranda

Cubierta	Factor "D"
Superior	1,0
Segundo	0,9
Tercera	0,8

Fuente: JIMENEZ Juan, ROBINSON Nevarez (2008), Diseño de una Planta de Procesamiento de Semillas de Alfalfa y Trébol, Tesis Ing. Mecánico.

F. Tamizado húmedo. Este factor se aplica cuando se pulveriza agua sobre el material que se mueve sobre la cubierta de detección. El factor se determina de la siguiente tabla.

TABLA 24
Factor de tamizado húmedo de la zaranda

Apertura	1/32"	1/16"	1/8"	3/16"	1/4"	3/8"	1/2"	3/4"	1"
Factor "E"	1	1,25	2	2,5	2	1,75	1,4	1,3	1,25

Fuente: JIMENEZ Juan, ROBINSON Nevarez (2008), Diseño de una Planta de Procesamiento de Semillas de Alfalfa y Trébol, Tesis Ing. Mecánico.

G. Peso del material. Este factor se aplica cuando la densidad aparente del material es diferente a 100 lb/ft³. En la tabla se muestra el factor de corrección por peso.

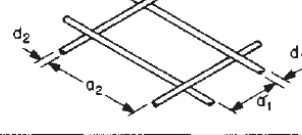
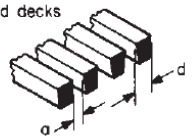
TABLA 25
Factor por peso del material

Lbs/pie ³	150	125	100	90	80	75	70	60	50	40	30
Factor "F"	1,50	1,25	1,00	0,90	0,80	0,75	0,70	0,60	0,50	0,40	0,30

Fuente: JIMENEZ Juan, ROBINSON Nevarez (2008), Diseño de una Planta de Procesamiento de Semillas de Alfalfa y Trébol, Tesis Ing. Mecánico.

H. Zona de superficie de la zaranda abierta. Se aplica cuando el área libre de la superficie de proyección es menor que el área abierta se muestra en el factor "A" tabla de capacidad. Se obtiene de catálogos o de la relación empírica:

TABLA 26
Factor de zona abierta

Aperture	Formula
 <p>Rectangular openings</p>	$F_{oa} = \frac{a_1 a_2}{(a_1 + d_1)(a_2 + d_2)} \times 100$ <p>F_{oa} is open area, %; d is diameter of wire, or horizontal width of bar (for plate); a is clear opening dimension (21-4)</p>
<p>Square openings Specified by opening size</p>	$F_{oa} = 100 \left(\frac{a}{a+d} \right)^2$ <p>$a_1 = a_2 = a$ $d_1 = d_2 = d$ (21-5)</p>
<p>Square openings Specified in mesh, m</p>	$F_{oa} = 100 a^2 m^2$ <p>$m = \frac{1}{a+d}$ (21-6)</p>
 <p>Parallel-rod decks</p>	$F_{oa} = \frac{100a}{(a+d)}$ (21-7)

Fuente: PERRY, Robert (1999), Perry's Chemical Engineering Handbook, The McGraw-Hill Companies, Inc.

I. Forma de la apertura. Se aplica cuando se utilizan aberturas rectangulares. En ranuras o aberturas oblongas pasará más material por metro cuadrado que las mallas cuadradas.

TABLA 27

Factor de forma de la apertura de la zaranda

Forma	Agujeros cuadrados	Ranura de corto (3 a 4 x ancho)	Ranura larga (mas de 4 x ancho)
Factor "H"	1,00	1,15	1,2

Fuente: JIMENEZ Juan, ROBINSON Nevarez (2008), Diseño de una Planta de Procesamiento de Semillas de Alfalfa y Trébol, Tesis Ing. Mecánico.

J. Eficiencia. Se aplica cuando la eficiencia de detección objetivo es inferior al 95 %. El factor se obtiene de la siguiente tabla.

TABLA 28

Factor de eficiencia de la zaranda

Objetivo	95 %	90 %	85 %	80 %	75 %	70 %
Factor "J"	1	1,15	1,35	1,5	1,7	1,9

Fuente: JIMENEZ Juan, ROBINSON Narváez (2008), Diseño de una Planta de Procesamiento de Semillas de Alfalfa y Trébol, Tesis Ing. Mecánico.

Remplazando los valores para determinar el área tenemos.

TABLA 29
Valores para determinación área zaranda.

AREA DE LA ZARANDA	
P	0,273 t/h
A	2,82 t/pie ² h
B	0,5
C	0,45
D	1
E	1
F	0,15
G	0,79
H	1
J	1

Fuente: Elaboración propia.

$$A_{zaranda} = \frac{0,273}{2,82(0,5)0,45(1)1(0,15)0,79(1)1} = 3,631 \text{ pie}^2$$

$$A_{zaranda} = 3,631 \text{ pie}^2 = 0,337 \text{ m}^2$$

Dado que contamos con el ancho de la criba = 0,69 m

$$\frac{A_{zaranda}}{a} = l = 0,49 \text{ m}$$

5.5.1 Diseño mecanismos de zaranda

a. Diseño eje accionamiento de zaranda

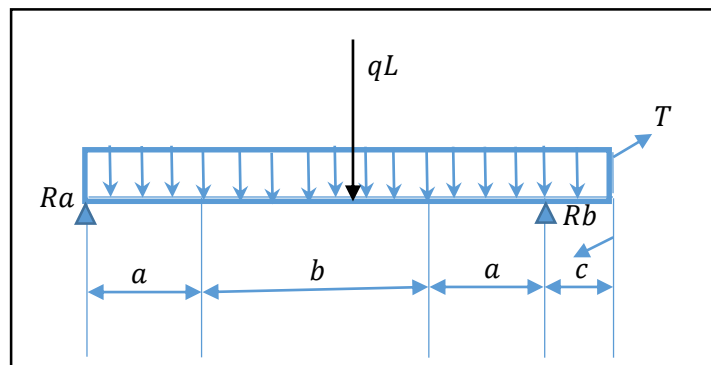


Figura 39. Diagrama de cuerpo libre eje accionamiento zaranda

Fuente: Elaboración propia.

Para el acero AISI SAE 1045 tenemos un peso de $3,1 \text{ kg/m}$ lo que indica que para una longitud de $0,91 \text{ m}$ tenemos un peso de $2,821 \text{ kg}$

$$a = 19,5 \text{ cm}$$

$$b = 34,4 \text{ cm}$$

$$c = 17,6 \text{ cm}$$

$$q = 0,031 \text{ kg/cm}$$

ANALISIS ESTATICO

Plano x-y

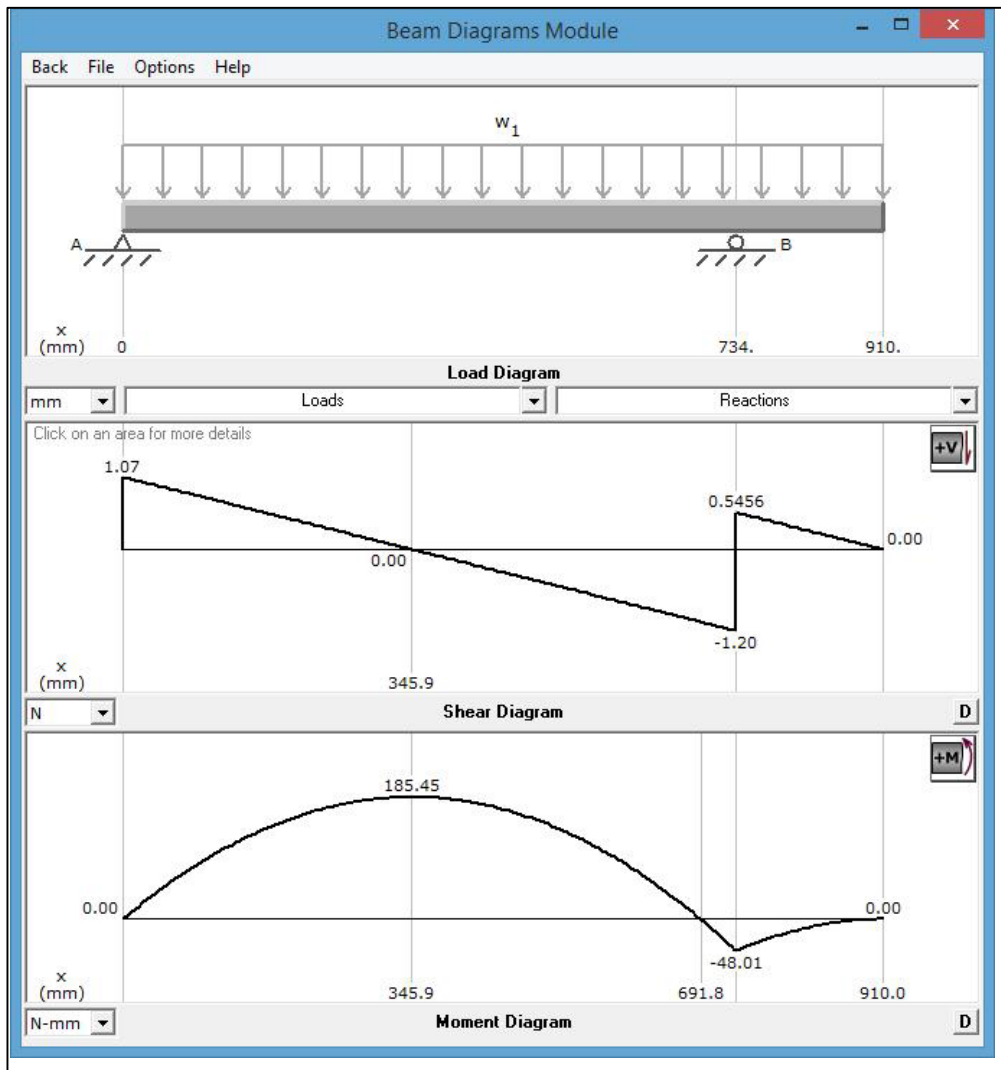


Figura 40. Análisis estático plano XY eje accionamiento zarandas

Fuente: Software MDSolids 3.5.

$$M_{max} = 18,55 \text{ kg} - \text{cm}$$

ANALISIS DE TORSION

Par torsor

$$T = \frac{36000P}{n} \quad [75]$$

$$T = \text{Par torsor}$$

$P = \text{Potencia transmitida} = 9 \times 0,9 = 8,1$

$$n = \text{rpm} = 110$$

$$T = \frac{36000(8,1)}{110} = 2650 \text{ lb} - \text{plg} = 3053,55 \text{ kg} - \text{cm}$$

Determinación de los esfuerzos de flexión y torsión.

Esfuerzos de flexión.

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

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = 0,6397 \text{ cm}^4$$

$$\sigma_x = \frac{18,55 \text{ kg} - \text{cm} \times 0,95 \text{ cm}}{0,6397 \text{ cm}^4} = 27,548 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzos de torsión

$$\tau = \frac{Tr}{J}$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} = 1,279 \text{ cm}^4$$

$$\tau = \frac{3053,55 \text{ kg} - \text{cm} \times 0,95 \text{ cm}}{1,279 \text{ cm}^4} = 2267,328 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzos principales

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$\sigma_y = 0$, Porque no hay cargas axiales

$$\sigma_1 = \frac{27,548}{2} + \sqrt{\left(\frac{27,548}{2}\right)^2 + 2267,328^2}$$

$$\sigma_1 = 2281,144 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_2 = \frac{27,548}{2} - \sqrt{\left(\frac{27,548}{2}\right)^2 + 2267,328^2}$$

$$\sigma_2 = -2253,596 \text{ kg/cm}^2$$

Factor de seguridad estático

$$n = \frac{S_y}{\sigma_1} = 3$$

$$S_y = 3 \times 2281,144 = 6843,431 \text{ kg/cm}^2$$

Corresponde al valor más aproximado $S_y = 7000 \text{ kg/cm}^2$ para un acero AISI/SAE 4340 valor $S_{ut} = 11000 \text{ kg/cm}^2$

Factor real de seguridad

$$n = \frac{7000}{2281,144} = 3,07 \text{ ok}$$

Diseño a fatiga

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_e'$$

$$S_e' = 0,5(S_{ut}) = 0,5(11000) = 5500 \text{ kg/cm}^2$$

$$K_a = 0,9$$

$$K_b = 0,85$$

$$K_c = 1$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = \frac{1}{1 + q(K_t - 1)}$$

$$q = 0,87$$

$$K_t = 1,97$$

$$K_e = \frac{1}{1 + 0,87(1,97 - 1)} = 0,54$$

Reemplazando

$$S_e = 0,9 \times 0,85 \times 1 \times 1 \times 0,54 \times 5500$$

$$S_e = 2272,05 \text{ kg/cm}^2$$

Procedemos ahora a determinar el diámetro real del eje para lo cual recurrimos a la formula

$$d = \sqrt[3]{\frac{32n}{\pi} \sqrt{\left(\frac{T}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M}{S_e}\right)^2}}$$

Donde

d = Diámetro (cm)

n = Factor de seguridad = 1,5

T = Torque máximo = 3053,55 kg – cm

S_y = Límite de la fluencia del material 6843,431 kg/cm²

M = Momento flector máximo = 18,55 kg – cm

S_e = Límite de resistencia a la fatiga = 2272,05 kg/cm²

$$d = \sqrt[3]{\frac{32(1,5)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{3053,55}{6843,431}\right)^2 + \left(\frac{18,55}{2272,05}\right)^2}} = 1,89 \text{ cm} = 1,9 \text{ cm}$$

b. Selección de rodamientos

De la formula reducida de vida.

$$C = \frac{f_L}{f_n} P \quad [76]$$

Dónde:

f_l = 1,0-1,5 para maquinas vibratorias

f_n = 0,672 para 110 rpm

P =Carga dinámica equivalente

$$P = X.Fr + Y.Fa$$

Siendo

P = Carga dinámica equivalente kg

F_r = Carga radial kg

F_a = Carga axial kg

X = Factor radial

Y = Factor axial

Para rodamientos rígidos de bolas.

$$P = F_r$$

$$C = \frac{f_L}{f_n} P = \frac{1,5}{0,672} 1,75 = 5 \text{ kg}$$

Con este valor y con los datos de $d = 20 \text{ mm}$ (diámetro interior del cojinete) y de $n = 110 \text{ rpm}$, seleccionamos un cojinete rígido de bolas que cumple con tales requerimientos.

Seleccionamos a un rodamiento rígido de bolas FAG 16204, $C = 12,7 \text{ kN}$, $n = 9\ 500 \text{ rpm}$.

c. Diseño de ejes de la zaranda.

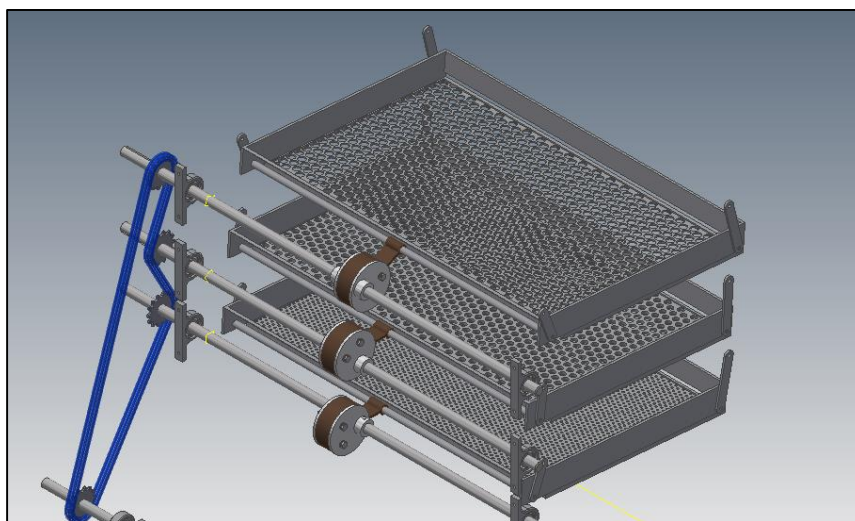


Figura 41. Diseño ejes de la zaranda

Fuente: Elaboración propia.

En la práctica para el movimiento de zarandas la potencia necesaria es de 0,74 kW (1 HP), corroborada también por un catálogo de maquinarias homologas véase anexos, la velocidad angular idónea para un buen zarandeo esta entre 100 - 110 rpm.

Dicha potencia será transmitida un Sprocket mediante cadena hacia las zarandas en sentido anti horario, dando como resultado el sentido mostrado en la figura.

Debido a que la potencia de accionamiento se divide en las 3 zarandas, se diseña un único eje, y la potencia de diseño será: 0,247 kW (1/3 HP).

Tensión de la cadena

El diámetro primitivo

$$D_p = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z}\right)} \quad [76]$$

La velocidad tangencial

$$V_t = \frac{\pi \times D_p \times n}{12} \quad [77]$$

La tensión máxima

$$T = \frac{33000 \times HP}{V_t} \quad [78]$$

Donde

P = Paso = 12,7 mm (1/2 pulg)

Z =Numero de dientes = 14

n =Revoluciones por minuto = 110

HP =Potencia transmitida = 0,247 kW (1/3 HP)

Entonces

$$D_p = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z}\right)} = \frac{0.5}{\text{sen}\left(\frac{180}{14}\right)} = 2,24'' = 63,5 (2,5) \text{ pulg}$$

$$Vt = \frac{\pi \times 2,5'' \times 110}{12} = 71,96 \text{ rpm}$$

$$T = \frac{33000 \times 1/3}{71,96} = 152,86 \text{ lb}(69,32\text{kg})$$

Para el diseño de estos ejes, se estimó que la fuerza a vencer en cada una de las zarandas es de 6,8 kg - f (15 lb - f).

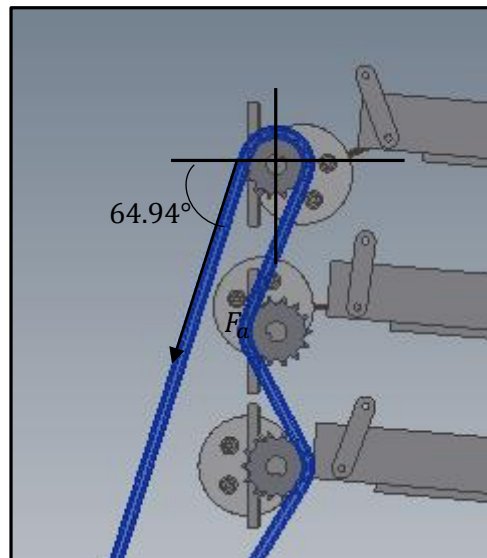


Figura 42. Fuerza actuante eje de zarandas

Fuente: Elaboración propia.

$$F_{ax} = 69,32 \times \cos(64,94) = 29,36 \text{ kg}$$

$$F_{ay} = 69,32 \times \text{sen}(64,94) = 62,79 \text{ kg}$$

ANALISIS ESTATICO

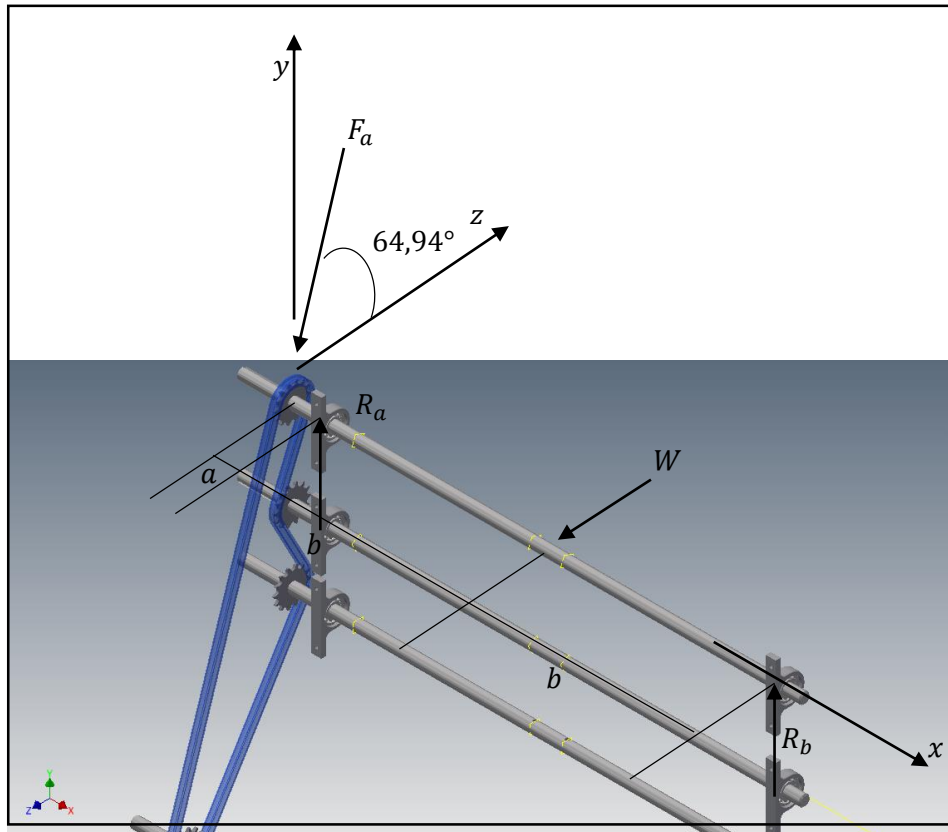


Figura 43. Diagrama cuerpo libre eje de zaranda

Fuente: Elaboración propia.

Análisis en el Plano xy

$$M_a = 0, -F \text{sen}(\theta)a - 2b(R_b) = 0$$

$$-62,79(10,4) - 2(36,75)R_b = 0$$

$$R_b = 8,88 \text{ kg } (\downarrow)$$

$$\sum F_y = 0, \quad F \text{sen}(\theta) + R_b = R_a = 71,675 \text{ kg } (\uparrow)$$

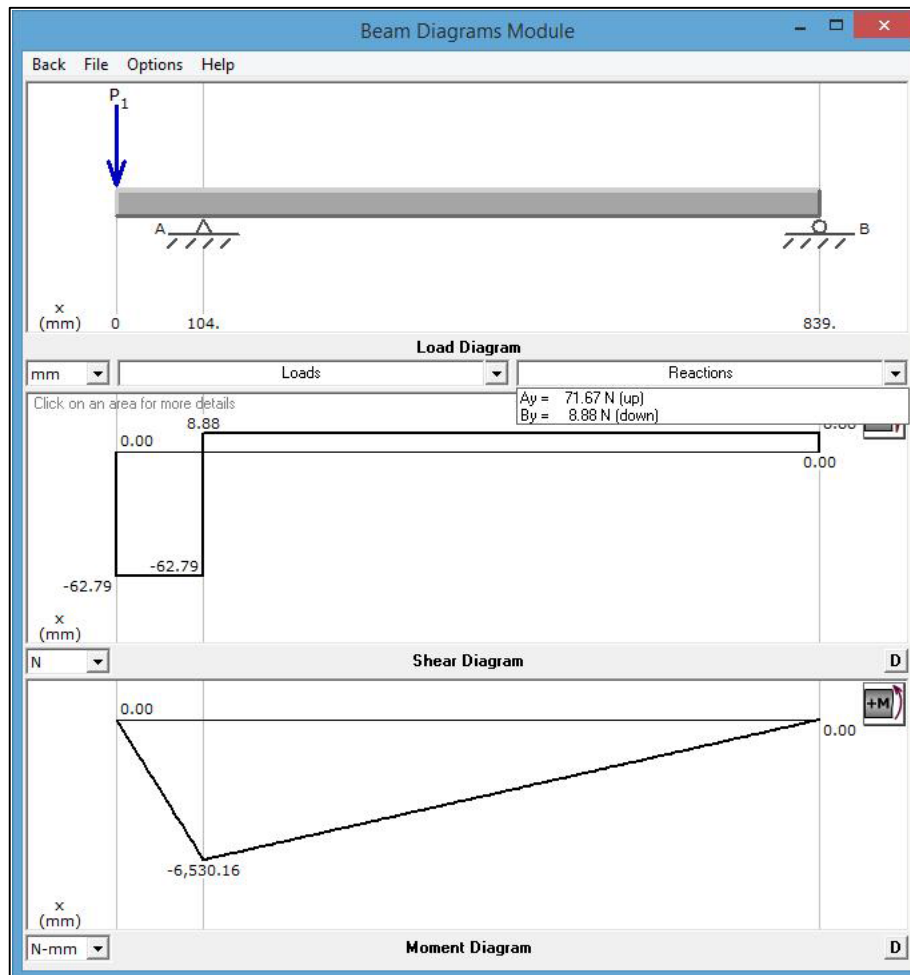


Figura 44. Análisis estático plano XY eje de zaranda.

Fuente: Software MDSolids 3.5.

Plano xz

$$M_a = 0, \quad -F \cos(\theta) a + W(b) - R_b(2b) = 0$$

$$-10,4(29,36) + 36,75(6,8) - 73,5(R_b) = 0$$

$$R_b = 0,75 \text{ kg} (\downarrow)$$

$$\sum F_y = 0, \quad F \cos(\theta) + R_b + W = R_a$$

$$R_a = F \cos(\theta) + R_b + 6,8 \text{ kg} = 36,91 \text{ kg} (\uparrow)$$

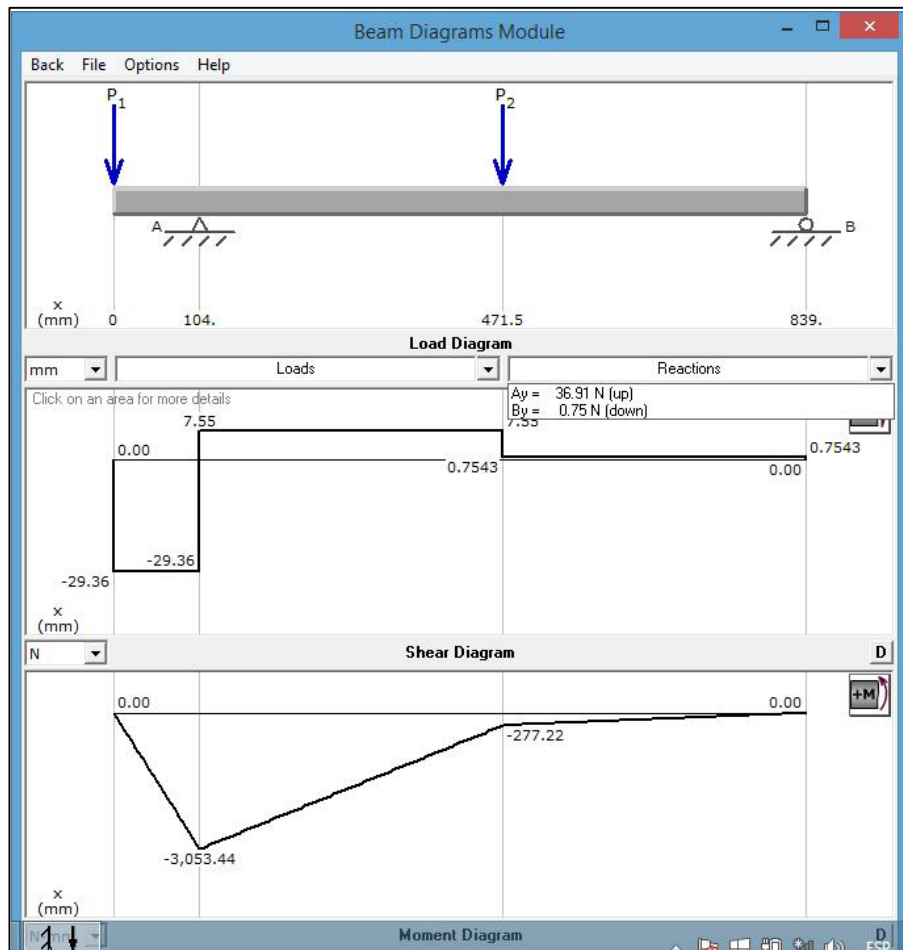


Figura 45. Análisis estático plano XZ eje de zaranda

Fuente: Software MDSolids 3.5.

Momento máximo

$$M = \sqrt{M_{y\max}^2 + M_{z\max}^2}$$

$$M_{\max} = \sqrt{305,34^2 + +653,02^2} = 720,88 \text{ kg} - \text{cm}$$

Par torsor

$$T = \frac{36000P}{n}$$

T – Par torsor

$P = \text{potencia transmitida} = 9 \times 0,9 = 8,1$

$$n = \text{rpm} = 110$$

$$T = \frac{36000(8,1)}{110} = 2650 \text{ lb} - \text{plg} = 3053,55 \text{ kg} - \text{cm}$$

Determinación de los esfuerzos de flexión y torsión.

Esfuerzos de flexión

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

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = 0,6397 \text{ cm}^4$$

$$\sigma_x = \frac{720,88 \text{ kg} - \text{cm} \times 0,95 \text{ cm}}{0,6397 \text{ cm}^4} = 1070,538 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzos de torsión

$$\tau = \frac{Tr}{J}$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} = 1,279 \text{ cm}^4$$

$$\tau_{xy} = \frac{3053,55 \times 0,95}{4,086} = 2267,33 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzos principales

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$\sigma_y = 0$, porque no hay cargas axiales

$$\sigma_1 = \frac{1070,54}{2} + \sqrt{\left(\frac{1070,54}{2}\right)^2 + 2267,33^2}$$

$$\sigma_1 = 2864,924 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_1 = \frac{1070,54}{2} - \sqrt{\left(\frac{1070,54}{2}\right)^2 + 2267,33^2}$$

$$\sigma_2 = -1794,385 \text{ kg/cm}^2$$

Factor de seguridad estático

$$n = \frac{S_y}{\sigma_1} = 4$$

$$S_y = 4 \times 2864,924 = 11459,694 \text{ kg/cm}^2$$

Corresponde al valor más aproximado $S_y = 7000 \text{ kg/cm}^2$ para un acero AISI/SAE 4340 valor $S_{ut} = 11000 \text{ kg/cm}^2$

Factor real de seguridad

$$n = \frac{7000}{2864,924} = 2,5 \text{ ok}$$

Diseño a fatiga

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_e'$$

$$S_e' = 0,5(S_{ut}) = 0,5(11000) = 5500 \text{ kg/cm}^2$$

$$K_a = 0,9$$

$$K_b = 0,85$$

$$K_c = 1$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = \frac{1}{1 + q(K_t - 1)}$$

$$q = 0,87$$

$$K_t = 1,97$$

$$K_e = \frac{1}{1 + 0,87(1,97 - 1)} = 0,54$$

Reemplazando

$$S_e = 0,9 \times 0,85 \times 1 \times 1 \times 0,54 \times 1 \times (5500)$$

$$S_e = 2272,05 \text{ kg/cm}^2$$

Procedemos ahora a determinar el diámetro real del eje para lo cual recurrimos a la formula

$$d = \sqrt[3]{\frac{32n}{\pi} \sqrt{\left(\frac{T}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M}{S_e}\right)^2}}$$

Donde

d = diámetro (cm)

n = factor de seguridad = 1,5

T = torque máximo = 3053,55 kg – cm

S_y = limite de la fluencia del material 11459,694 kg/cm²

M = momento flector máximo = 720,88 kg – cm

S_e = limite de resistencia a la fatiga = 2272,05 kg/cm²

$$d = \sqrt[3]{\frac{32(1,5)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{3053,55}{11459,694}\right)^2 + \left(\frac{720,88}{2272,05}\right)^2}} = 1,8 \text{ cm}$$

d. Selección de rodamientos

De la formula reducida de vida.

$$C = \frac{f_L}{f_n} P$$

Donde:

f_l = 1.0-1.5 para maquinas vibratorias

f_n = 0.672 Para 110 rpm

P =Carga dinámica equivalente

$$P = X.Fr + Y.Fa$$

Siendo

P = Carga dinámica equivalente kg

Fr = Carga radial kg

Fa = Carga axial kg

X = Factor radial

Y = Factor axial

Para rodamientos rígidos de bolas.

$$P = Fr$$

$$C = \frac{f_L}{f_n} P = \frac{1,5}{0,672} 71,67 = 160 \text{ kg}$$

Con este valor y con los datos de $d=20$ mm (diámetro interior del cojinete) y de $n= 110$ rpm, seleccionamos un cojinete rígido de bolas que cumple con tales requerimientos.

Seleccionamos a un rodamiento rígido de bolas FAG 16204, $C=12,7$ kN, rpm=9500

5.6. DISEÑO DE LA BANCADA

Los miembros de la estructura se ubican siguiendo los puntos de apoyo de cada uno de los elementos de la máquina y procurando formar configuraciones que le dan mayor rigidez.

Para estos miembros se elige una sección tubular cuadrada que presenta las siguientes ventajas.

- Buena resistencia a la combinación de torsión y flexión en dos planos.
- Facilidad de acoplar y soldar los miembros.

- Para no disminuir la resistencia de los miembros, en lo posible estos no se perforan añadiendo soportes soldados para los puntos de apoyo o de conexión

5.6.1. Cargas.

Se muestra un esquema de la trilladora con dichos elementos.

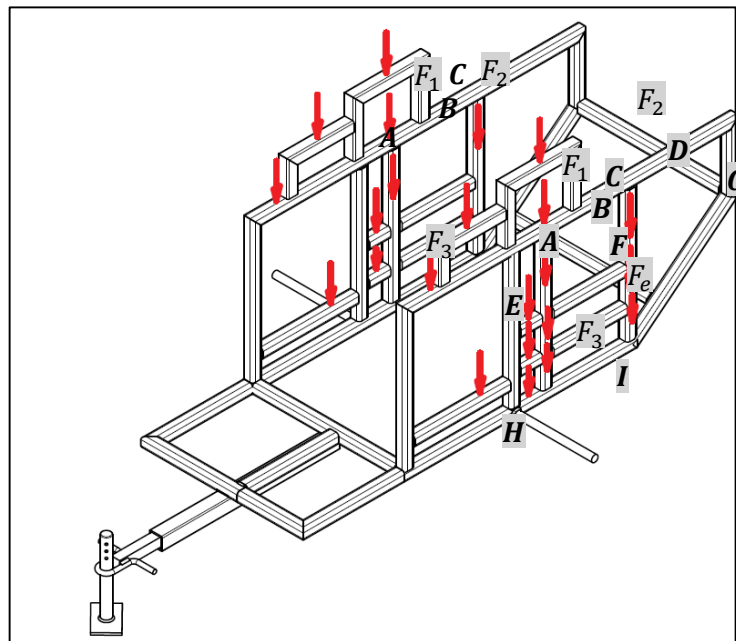


Figura 46. Esquemas de carga actuantes en la bancada.

Fuente: Elaboración propia.

Se consideran las mayores cargas actuantes de cada uno de los elementos sobre el bastidor o estructura, como son F_1 , F_2 , F_3 , el resto de las fuerzas o cargas restantes son mínimas, no las consideramos.

$F_1 = 134,03 \text{ kg}$, magnitud de la mayor reacción en Cilindro de Trilla.

$F_2 = 13,04 \text{ kg}$, magnitud de la mayor reacción en el Cilindro Batidor.

$F_3 = 1,79 \text{ kg}$, magnitud de la mayor reacción en el eje excéntrico.

5.6.2. Diseño de vigas.

Procedemos primeramente a diseñar las vigas, para lo cual observamos las fuerzas en las respectivas reacciones para los ejes.

Por ser el lado derecho simétrico al izquierdo se consideran las fuerzas y momentos del derecho por tener este lado las reacciones más significativas.

El análisis individual de las vigas se considera con doble empotramiento, resultando así vigas hiperestáticas de primer grado.

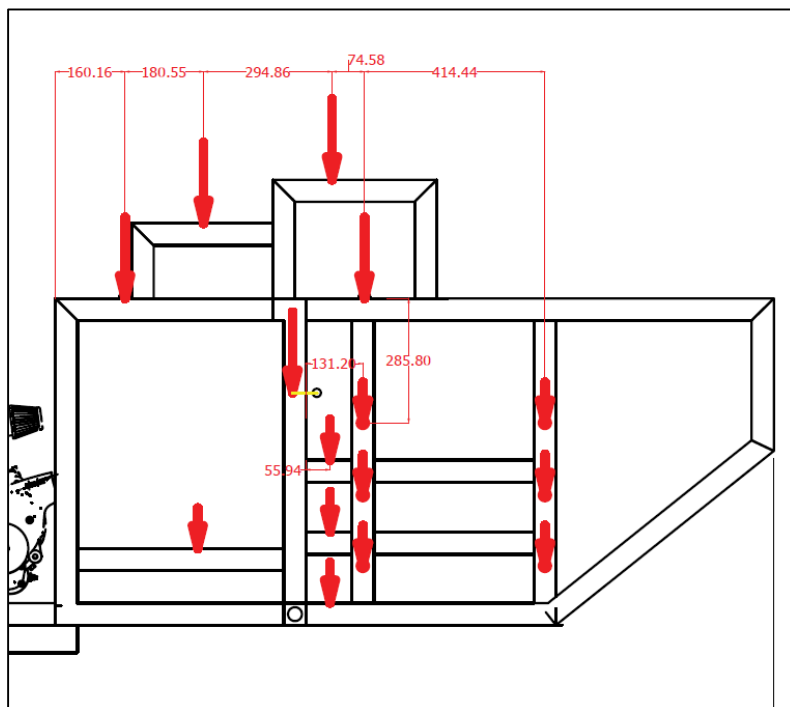


Figura 47. Distancias a puntos de fuerzas actuantes

Fuente: Elaboración propia.

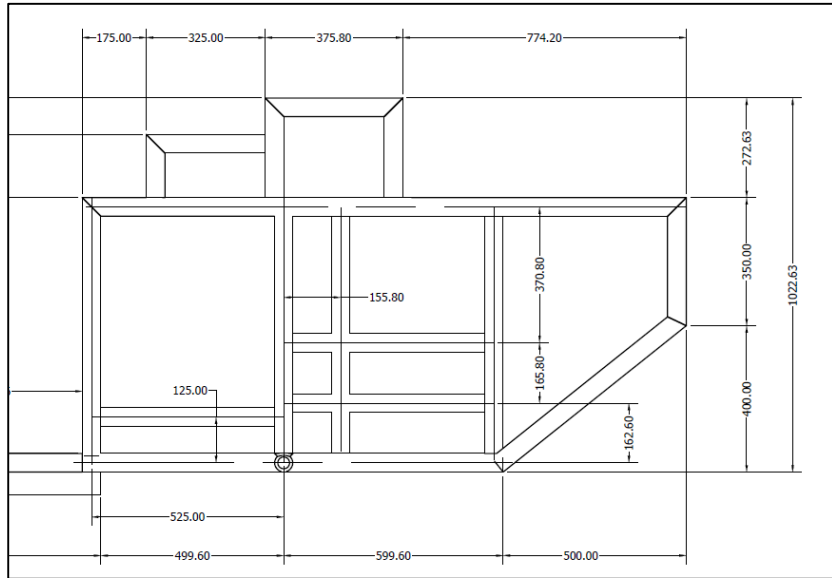


Figura 48. Dimensiones de la bancada.

Fuente: Elaboración propia.

Viga A-B

$$P_1 = 134,03 \text{ kg}$$

$$L = 325 \text{ mm}$$

$$A = 165,71 \text{ mm}$$

$$b = 159,29 \text{ mm}$$

$$R_{ay} = \frac{P_1 b^2}{L^3} (3a + b) = 65,03 \text{ kg} \quad [78]$$

$$R_{by} = \frac{P_1 a^2}{L^3} (3b + a) = 69,00 \text{ kg} \quad [79]$$

$$M_1 = \frac{P_1 a b^2}{L^2} = 5335,326941 \text{ kg} - \text{mm} \quad [80]$$

$$M_2 = \frac{P_1 b a^2}{L^2} = 5550,361148 \text{ kg} - \text{mm} \quad [81]$$

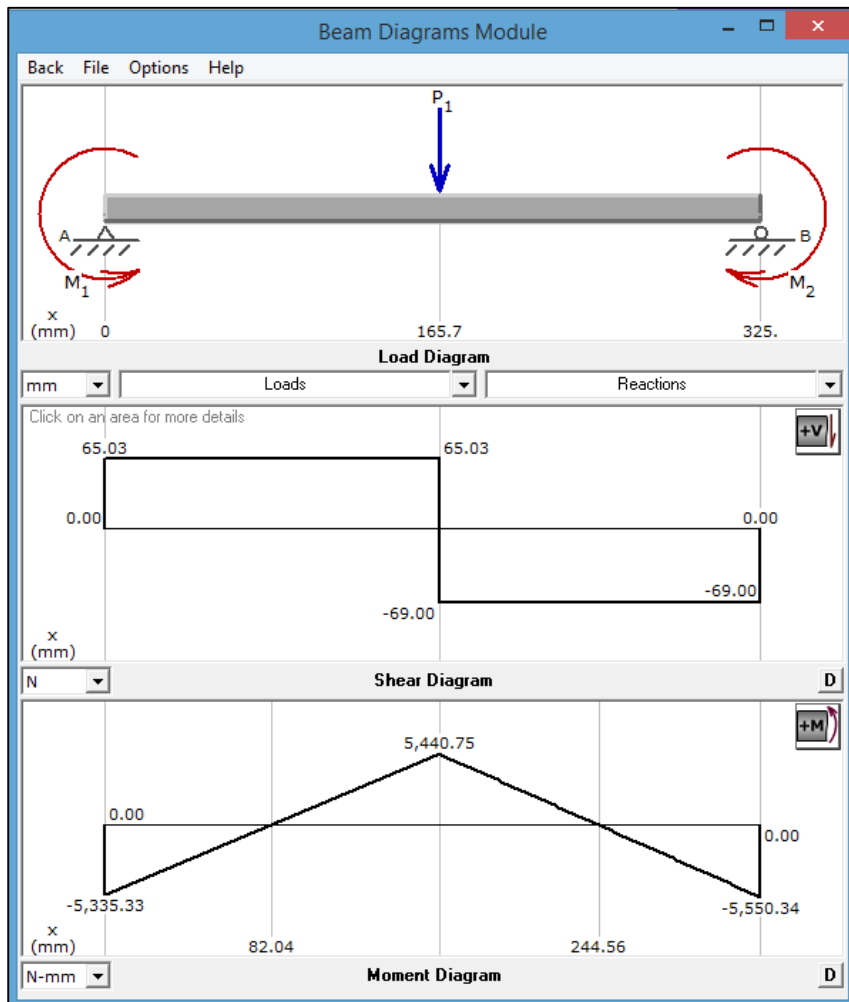


Figura 49. Análisis Estático Viga AB

Fuente: Software MDSolids 3.5.

$$M_{max} = 555,034 \text{ kg} - \text{cm}$$

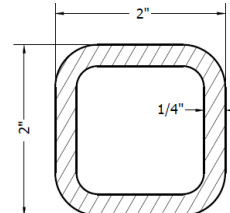
Esfuerzo de flexion

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

Para sección cuadrada hueca

$$c = \frac{H}{2}$$

$$I = \frac{2}{3} H^3 e$$



$$\sigma = \frac{3M}{4H^2 e} = \frac{(3)555,034}{4(5,08^2)(0,635)} = 1,902 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzos principales

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$\sigma_y = 0$, porque no hay cargas axiales, no existe Torque.

$$\sigma_1 = 1,902 \text{ kg/cm}^2 = \sigma_{max}$$

Factor de seguridad estático

$$n = \frac{S_y}{\sigma_1} = 3$$

$$S_y = 3 \times 1,902 = 5,706 \text{ kg/cm}^2$$

Corresponde al valor para el perfil seleccionado $S_y = 2530 \text{ kg/cm}^2$

Factor real de seguridad

$$\sigma_{admissible} = \frac{2530}{3} = 843,3 \text{ kg/cm}^2$$

Criterio para buen diseño

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{admissible}$$

$$1,902 < 843,3$$

[81]

Viga C-D

Longitud = 375,8 mm

a = 135,57 mm

b = 240,23 mm

P₁ = 13,04 kg

$$R_{ay} = \frac{P_1 b^2}{L^3} (3a + b) = 9,173 \text{ kg}$$

$$R_{by} = \frac{P_1 a^2}{L^3} (3b + a) = 3,867 \text{ kg}$$

$$M_1 = \frac{P_1 a b^2}{L^2} = 722,407 \text{ kg} - \text{mm}$$

$$M_2 = \frac{P_1 b a^2}{L^2} = 407,679 \text{ kg} - \text{mm}$$

El análisis de la viga CD se visualiza en la figura 50

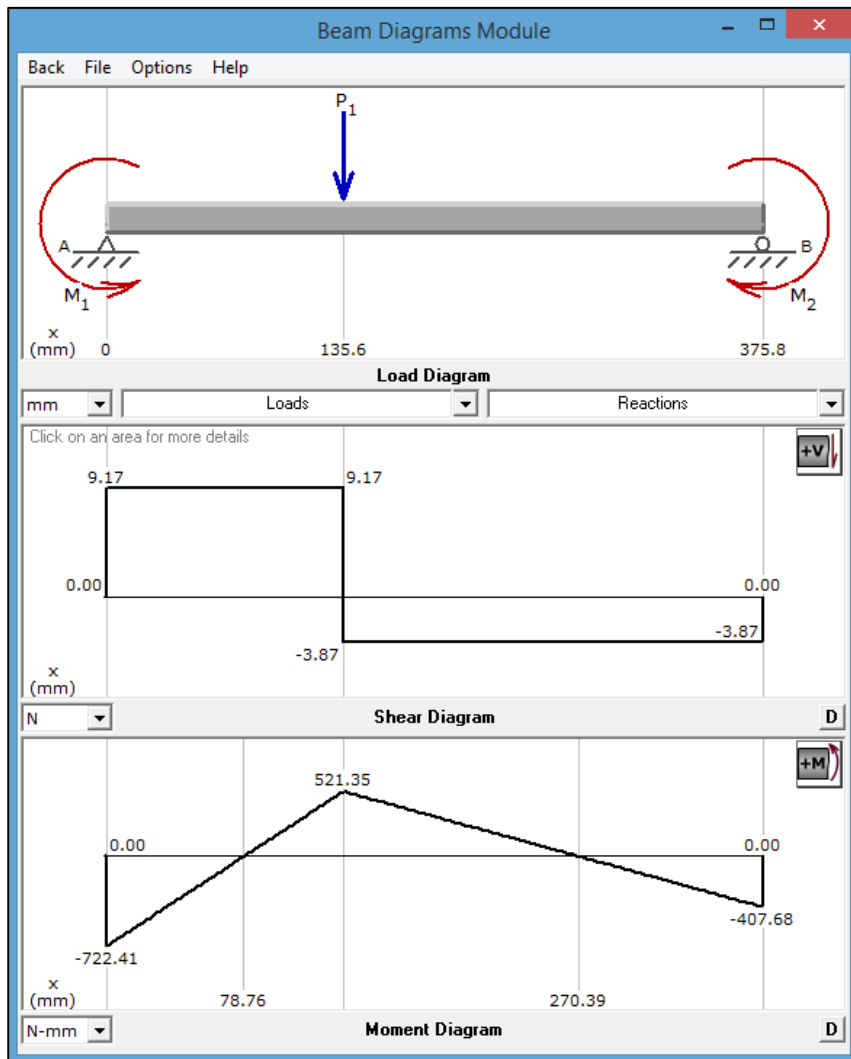


Figura 50. Análisis estático viga CD

Fuente: Software MDSolids 3.5.

$$M_{max} = 72,241 \text{ kg} - \text{cm}$$

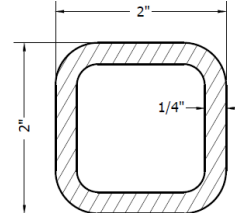
Esfuerzo de flexion

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

Para sección cuadrada hueca

$$c = \frac{H}{2}$$

$$I = \frac{2}{3} H^3 e$$



$$\sigma = \frac{3M}{4H^2 e} = \frac{(3)72,241}{4(5,08^2)(0,635)} = 3,306 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzos principales

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$\sigma_y = 0$, porque no hay cargas axiales, no existe Torque.

$$\sigma_1 = 3,306 \text{ kg/cm}^2 = \sigma_{max}$$

Factor de seguridad estático

$$n = \frac{S_y}{\sigma_1} = 3$$

$$S_y = 3 \times 3,306 = 9,918 \text{ kg/cm}^2$$

Corresponde al valor para el perfil seleccionado $S_y = 2530 \text{ kg/cm}^2$

Factor real de seguridad

$$\sigma_{admissible} = \frac{2530}{3} = 843,3 \text{ kg/cm}^2$$

Criterio para buen diseño

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{admissible}$$

$$9,918 < 843,3 \text{ ok}$$

Análisis Viga E-F

$$L = 525 \text{ mm}$$

$$a = 175 \text{ mm}$$

$$P_1 = 65,7 \text{ kg } (\downarrow)$$

$$P_2 = 76,65 \text{ kg } (\downarrow)$$

$$M_1 = 5196,9 \text{ kg-mm}$$

$$b = 325 \text{ mm}$$

$$c = 25 \text{ mm}$$

$$M_2 = 4293,1 \text{ kg-mm}$$

$$R_{ay} = 49,17 \text{ kg } (\uparrow)$$

$$R_{by} = 93,18 \text{ kg } (\uparrow)$$

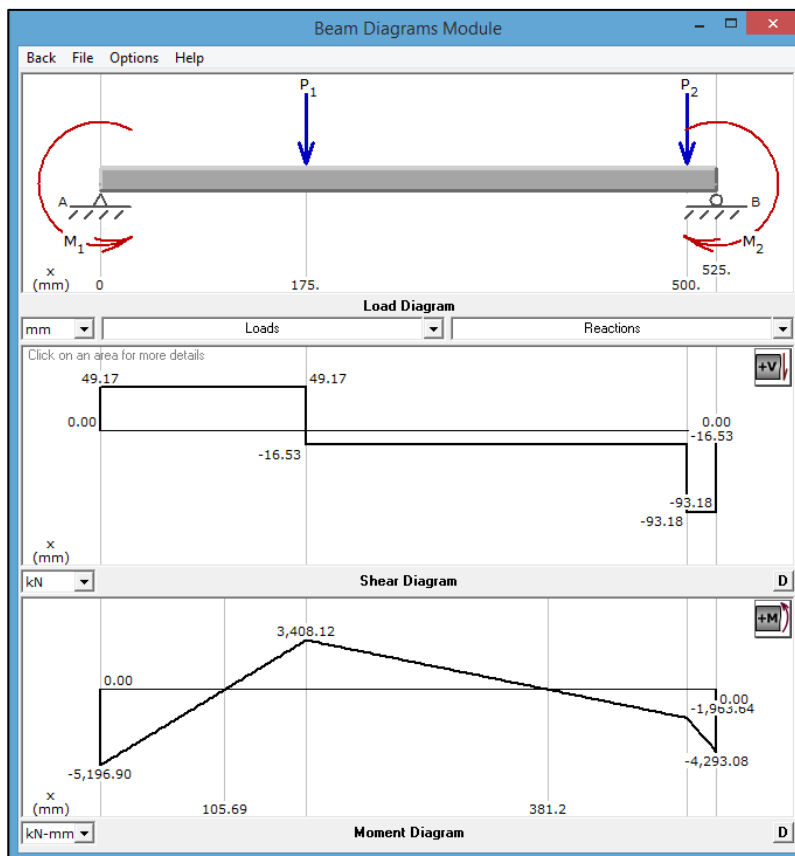


Figura 51. Análisis estático viga EF

Fuente: Software MDSolids 3.5.

$$M_{max} = 519,690 \text{ kg} - \text{cm}$$

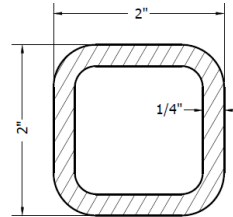
Esfuerzo de flexion

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

Para sección cuadrada hueca

$$c = \frac{H}{2}$$

$$I = \frac{2}{3}H^3e$$



$$\sigma = \frac{3M}{4H^2e} = \frac{(3)519,690}{4(5,08^2)(0,635)} = 23,785 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzos principales

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$\sigma_y = 0$, Porque no hay cargas axiales, no existe Torque.

$$\sigma_1 = 23,785 \text{ kg/cm}^2 = \sigma_{max}$$

Factor de seguridad estático

$$n = \frac{S_y}{\sigma_1} = 3$$

$$S_y = 3 \times 23,785 = 71,355 \text{ kg/cm}^2$$

Corresponde al valor para el perfil seleccionado $S_y = 2530 \text{ kg/cm}^2$

Factor real de seguridad

$$\sigma_{admissible} = \frac{2530}{3} = 843,3 \text{ kg/cm}^2$$

Criterio para buen diseño

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{admissible}$$

$$23,785 < 843,3 \text{ ok}$$

Análisis Viga F-G

$$L = 574, 2 \text{ mm}$$

$$a = 325 \text{ mm}$$

$$P_1 = 4, 72 \text{ kg}$$

$$b = 249,2 \text{ mm}$$

$$R_{ay} = \frac{P_1 b^2}{L^3} (3a + b) = 1,895 \text{ kg}$$

$$R_{by} = \frac{P_1 a^2}{L^3} (3b + a) = 2,825 \text{ kg}$$

$$M_1 = \frac{P_1 a b^2}{L^2} = 288,932 \text{ kg} - \text{mm}$$

$$M_2 = \frac{P_1 b a^2}{L^2} = 376,817 \text{ kg} - \text{mm}$$

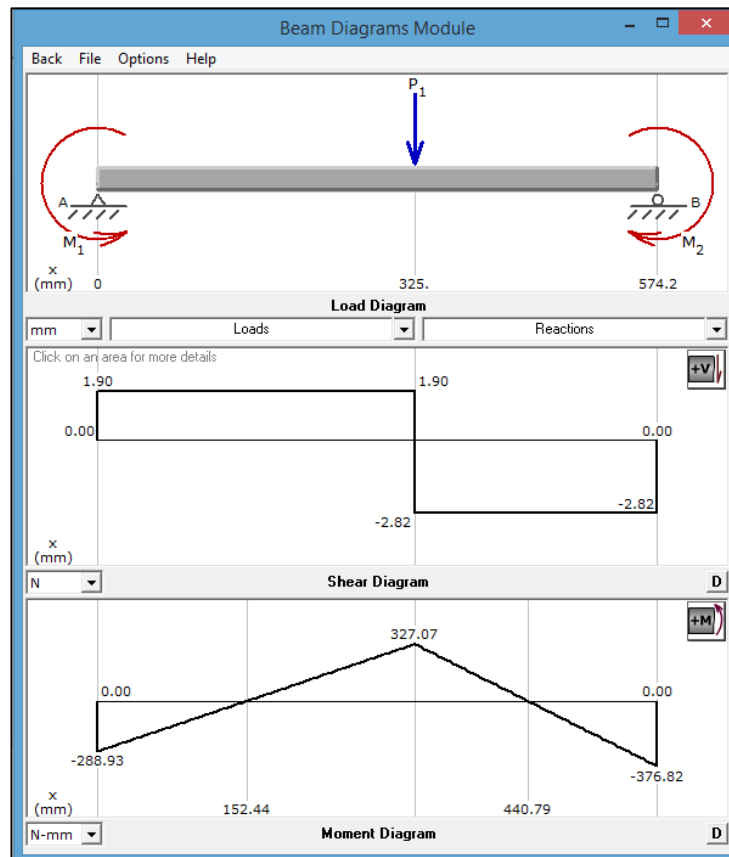


Figura 52. Análisis estático viga FG

Fuente: Software MDSolids 3.5.

$$M_{max} = 37,682 \text{ kg} - \text{cm}$$

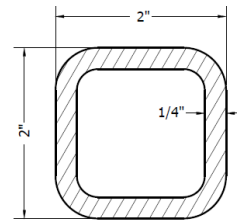
Esfuerzo de flexion

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

Para sección cuadrada hueca

$$c = \frac{H}{2}$$

$$I = \frac{2}{3} H^3 e$$



$$\sigma = \frac{3M}{4H^2 e} = \frac{(3)37,682}{4(5,08^2)(0,635)} = 1,725 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzos principales

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$\sigma_y = 0$, Porque no hay cargas axiales, no existe Torque.

$$\sigma_1 = 1,725 \text{ kg/cm}^2 = \sigma_{max}$$

Factor de seguridad estático

$$n = \frac{S_y}{\sigma_1} = 3$$

$$S_y = 3 \times 1,725 = 5,175 \text{ kg/cm}^2$$

Corresponde al valor para el perfil seleccionado $S_y = 2530 \text{ kg/cm}^2$

Factor real de seguridad

$$\sigma_{admissible} = \frac{2530}{3} = 843,3 \text{ kg/cm}^2$$

Criterio para buen diseño

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{admissible}$$

$$1,725 < 843,3 \text{ ok}$$

Analisis de la Viga H-I

Longitud = 474,2 mm

a = 276,3 mm

P1 = 1,79 kg (↓)

b = 197,9 mm

$$R_{ay} = \frac{P_1 b^2}{L^3} (3a + b) = 0,675 \text{ kg}$$

$$R_{by} = \frac{P_1 a^2}{L^3} (3b + a) = 1,115 \text{ kg}$$

$$M_1 = \frac{P_1 a b^2}{L^2} = 86,140 \text{ kg} - \text{mm}$$

$$M_2 = \frac{P_1 b a^2}{L^2} = 120,265 \text{ kg} - \text{mm}$$

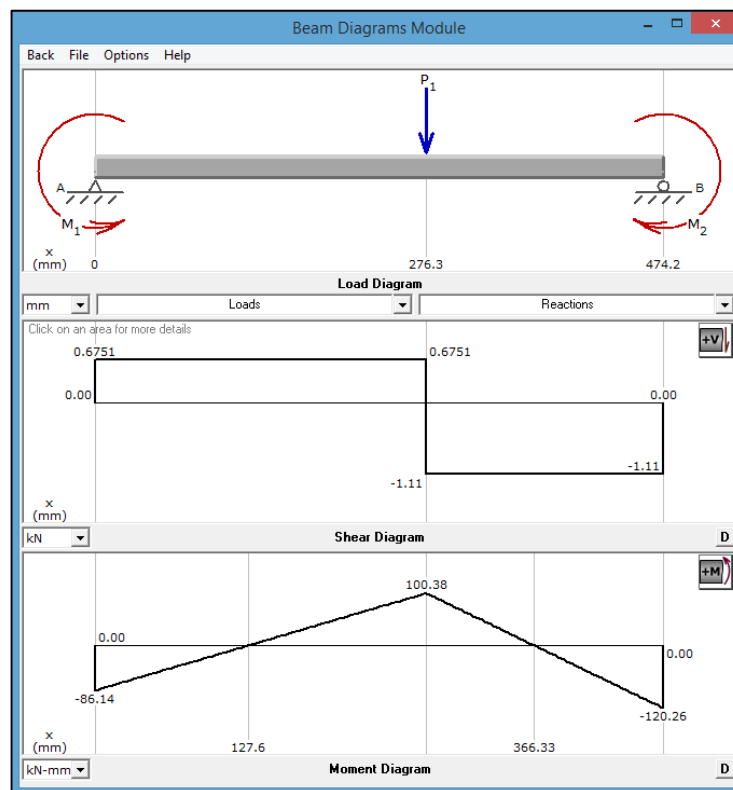


Figura 53. Análisis estático viga HI

Fuente: Software MDSolids 3.5.

$$M_{max} = 12.026 \text{ kg} - \text{cm}$$

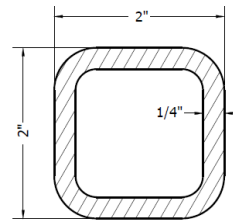
Esfuerzo de flexion

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

Para sección cuadrada hueca

$$c = \frac{H}{2}$$

$$I = \frac{2}{3} H^3 e$$



$$\sigma = \frac{3M}{4H^2 e} = \frac{(3)12,026}{4(5,08^2)(0,635)} = 0,550 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzos principales

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$\sigma_y = 0$, Porque no hay cargas axiales, no existe Torque.

$$\sigma_1 = 0,550 \text{ kg/cm}^2 = \sigma_{max}$$

Factor de seguridad estático

$$n = \frac{S_y}{\sigma_1} = 3$$

$$S_y = 3 \times 0,550 = 1,65 \text{ kg/cm}^2$$

Corresponde al valor para el perfil seleccionado $S_y = 2530 \text{ kg/cm}^2$

Factor real de seguridad

$$\sigma_{admissible} = \frac{2530}{3} = 843,3 \text{ kg/cm}^2$$

Criterio para buen diseño

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{admissible}$$

$$0,550 < 843,3 \text{ ok}$$

5.6.3. Diseño de Columnas

De las columnas de la Bancada, son las más críticas por ser de mayor longitud, radicando la mayoría de las fuerzas en la viga central que es la que analizaremos.

El diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura 54

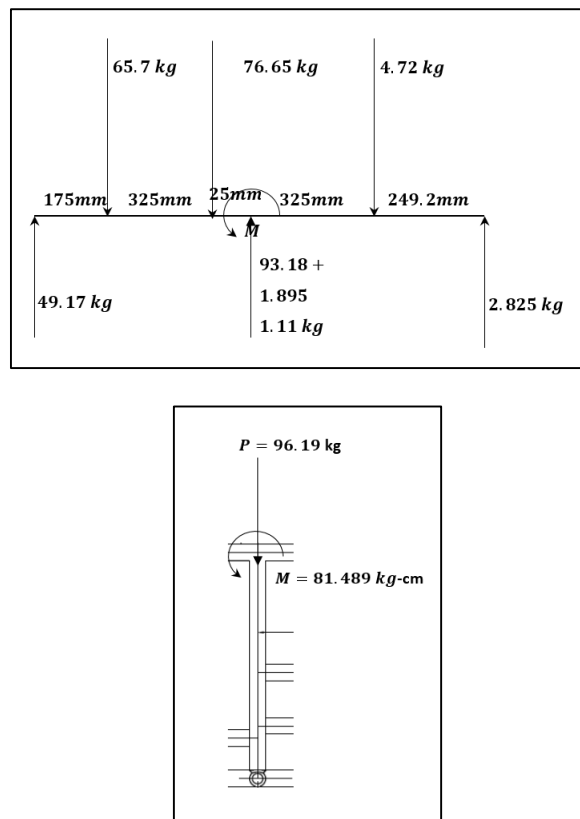


Figura 54. Diagrama de cuerpo libre columna central

Fuente: Elaboración propia.

Donde:

$$P = 96,19 \text{ kg}; \quad M = 81,489 \text{ kg} - \text{cm}; \quad L = 65 \text{ cm}$$

El esfuerzo máximo se determina a partir tanto de la fuerza axial P como del momento de flexión M. En particular, el esfuerzo de compresión es:

$$\sigma_{max} = \frac{F}{A} + \frac{Mc}{I} \quad [81]$$

La sección está sometida al esfuerzo uniforme σ_{max} , entonces se puede comparar σ_{max} y σ_{adm} , este requisito se especifica normalmente en los códigos de diseño y en la mayor parte de los casos lleva a un diseño conservador, si.

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{adm} \quad [81]$$

Entonces la columna puede soportar la carga especificada. Si no es válida la desigualdad, se deben calcular nuevos σ_{max} y σ_{adm} . Este método de cálculo es de aplicación bastante sencilla y funciona bien en columnas cortas o de longitud intermedia.

$$\sigma_{max} = \frac{F}{A} + \frac{Mc}{I} \quad [81]$$

Para sección cuadrada hueca

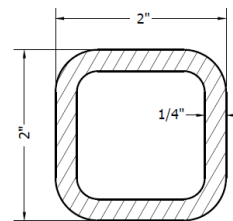
$$c = \frac{H}{2}$$

$$I = \frac{2}{3} H^3 e$$

$$A = H^2 - (H - 2e)^2$$

$$\sigma_{max} = \frac{F}{(H^2 - h^2)} + \frac{3M}{4H^2 e}$$

$$\sigma_{max} = 12,249 \text{ kg} - \text{cm}$$



Factor de seguridad estático

$$n = \frac{S_y}{\sigma_1} = 3$$

$$S_y = 3 \times 12,249 = 36,747 \text{ kg/cm}^2$$

Corresponde al valor para el perfil seleccionado $S_y = 2530 \text{ kg/cm}^2$

Factor real de seguridad

$$\sigma_{admisible} = \frac{2530}{3} = 843,3 \text{ kg/cm}^2$$

Criterio para buen diseño

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{admisible}$$

$$12,249 < 843,3 \text{ ok}$$

CAPITULO VI

ANALISIS DE COSTOS

6.1. INTRODUCCION

El diseño, construcción y montaje de los elementos que componen la despalladora implican varios costos, los mismos que serán tratados en el presente capítulo. La finalidad de este estudio es cuantificar los recursos económicos que son necesarios para obtener físicamente la maquina despalladora de orégano, en perfecto funcionamiento y bajo los parámetros requeridos.

Para obtener el valor total de la maquina se toma en cuenta la sumatoria de los costos directos y de los costos indirectos.

Para la obtención de los costos directos se incluyen los siguientes factores:

- Materia prima
- Elementos normalizados
- Costo de maquinado de los elementos necesarios
- Costo de montaje de los diferentes sistemas

Para los costos indirectos se consideran los siguientes factores.

- Materiales indirectos
- Costo de ingeniería
- Gastos imprevistos

6.2. ANALISIS DE COSTOS DIRECTOS

A. COSTO DE MATERIALES DIRECTOS Y NORMALIZADOS

Se considera materia prima a los diferentes materiales que son necesarios para la construcción de los distintos elementos que conforman la máquina. Muestra un detalle de los materiales, así como de su costo.

Los elementos normalizados son componentes que se utilizan en la máquina, los mismos que se rigen a una norma y se los puede adquirir bajo catálogo, dicho en otras palabras, son elementos ya construidos que se los puede adquirir en el respectivo local comercial.

TABLA 30

Costos de fabricación directos

COSTOS DE FABRICACION DIRECTOS	
Materiales	Soles
Motor a gasolina	2150,00
Perfil cuadrado hueco	449,47
Plancha latón galvanizado 1/20"	301,00
Acero para eje 1045 (4cm)	411,30
Acero para eje 1020 (2.5cm)	165,00
Acero para eje 1045 (1.9cm)	63,50
Acero para eje 4340 (1.9cm)	254,00
Catarinas	120,83
Cadena	22,66
Acero A-36	68,47
Poleas de aluminio	159,92
Bandas trapeciales	82,01
Angulo de hierro	41,28
Rodamientos FAG	600,00
Neumáticos y aros rin 13	305,60
	5195,05

Fuente: Elaboración propia.

B. COSTO DE MAQUINADO Y MONTAJE

El costo de maquinado abarca todos los costos que se relacionan con la mano de obra directa, empleada para manejar las diferentes

maquinas herramientas que se utilizan en la construcción de la despalilladora de orégano.

Los costos de montaje son los que infieren en el armado de los diferentes elementos, para conformar los sistemas sobre el bastidor de la despalilladora. Además se incluyen los costos de calibración del cilindro de trilla, puesta a punto y puesta en marcha de la máquina.

TABLA 31
Costos de maquinado y montaje

COSTOS DE MAQUINADO Y MONTAJE	
Servicio	Soles
Costo de maquinado	2978,50
Costo de montaje	350,00
	3328,50

Fuente: Elaboración propia.

C. COSTO DIRECTO TOTAL Se observa el costo directo total

TABLA 32
Costo directo total

COSTOS DIRECTOS TOTALES	
Rubro	Soles
Materia Prima	5195,05
Costos de Maquinado	2978,50
Costos de Montaje	350,00
	8523,55

Fuente: Elaboración propia.

6.3. ANALISIS DE COSTOS INDIRECTOS

Son los costos de los materiales que ayudan a la construcción de elementos de la despalilladora de orégano, estos costos se muestran.

TABLA 33
Costos de materiales indirectos

COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS	
Material	Soles
Discos de corte	46,20
Solución desengrasante-desoxidante	19,25
Electrodos 6011	109,20
Brocas	15,00
Pernos	25,00
Pintura esmalte anticorrosiva	72,16
Macilla	84,00
Thiner	27,48
Varios	175,00
	573,29

Fuente: Elaboración propia.

A. COSTOS DE INGENIERIA

Son los costos del tiempo en el cual intervienen los conocimientos de un profesional experimentado en el diseño y construcción de máquinas, en este tiempo se realizan las siguientes actividades:

- Definición del problema
- Investigación del tema a tratar
- Búsqueda de alternativas
- Selección de la alternativa más adecuada
- Diseño y selección de los distintos componentes
- Control de calidad en la construcción
- Inspección del montaje, puesta a punto y puesta en marcha.

TABLA 34
Costos de ingeniería

COSTOS DE INGENIERIA	
Actividad	Soles
Estudio de campo	200
Definición del problema	1300
Investigación del tema a tratar	
Búsqueda de alternativas	
Selección de la alternativa más adecuada	
Diseño y selección de los distintos componentes	
Realización de planos	500
Memoria técnica	100
	2100

Fuente: Elaboración propia.

B. COSTOS IMPREVISTOS

Son los rubros que no se consideran al inicio del proyecto para el análisis del costo total del prototipo, los gastos se mencionan

TABLA 35
Costos Imprevistos

COSTOS IMPREVISTOS	
Rubro	Soles
Movilización	120
Ploteo de planos	25
Impresión de documentos	40
Varios	40
	225

Fuente: Elaboración propia.

C. COSTO INDIRECTO TOTAL

Se observa el costo total indirecto de la maquina

TABLA 36

Costos indirectos totales

COSTOS INDIRECTOS TOTALES	
Rubro	Soles
Materiales Indirectos	573,29
Costos de ingeniería	2100
Costos imprevistos	225
	2 898,29

Fuente: Elaboración propia.

D. COSTO TOTAL DE LA MAQUINA

El costo total del prototipo resulta de la sumatoria de todos los costos considerados, es decir, los costos directos e indirectos como se indica en la Tabla.

TABLA 37

Costo total de la máquina.

COSTO TOTAL DE LA MAQUINA	
Rubro	Soles
Costo Directo Total	8 523,55
Costo Indirecto Total	2 898,29
	11 421,84

Fuente: Elaboración propia.

Se tiene un costo total de la maquina trilladora de S./ 11 421,84 (once mil cuatrocientos veinte y uno con 84 céntimos de soles).

CAPITULO VII

ANALISIS FINANCIERO

7.1. DETERMINACION DE LA DEPRECIACION ANUAL

Es la disminución del valor de los bienes como consecuencia de determinadas causas.

Contablemente depreciación y amortización se consideran sinónimos.

La vida normal de los activos enunciados (máquinas y herramientas) es de 10 años; por lo tanto, su costo total, ósea, el 100 % de su costo se reduce a una décima parte cada año.

La décima parte del 100 % es el 10 %.

La amortización se clasifica en:

- **Amortización ordinaria:** es la desvalorización sistemática del bien, determinada previamente por la empresa.
- **Amortización extraordinaria:** es la desvalorización imprevista total o parcial del bien, por ejemplo, provocada por un siniestro.

Causas de la depreciación. Las causas pueden ser:

- Agotamiento
- Desgaste
- Envejecimiento
- La duración económica del activo; se incluyen causas por:
- Explotación por tiempo limitado
- Envejecimiento técnico

- Envejecimiento económico

Calculo de la depreciación. Para poder calcular la depreciación hay que tener en cuenta:

- La vida útil
- El valor de salvamento
- El método a aplicar

Vida útil: es la duración que se le asigna a un bien como elemento de provecho para la empresa.

Las bases utilizadas para la determinación de la vida útil son:

- Tiempo: años
- Capacidad de producción: producción total

Valor de salvamento: es la estimación del valor que el bien tendrá para la empresa una vez cumplido su vida útil. Surgirá de la diferencia entre el precio de venta estimado y todas las erogaciones necesarias para retirar el bien de servicio.

La vida útil de las maquinarias y herramientas en su 100 % es de 10 años nosotros tomaremos para nuestra maquina una vida útil de 8 años.

El valor de salvamento se denota por la ecuación.

$$V_{\text{salvamento}} = V_{\text{inicial}} - \frac{V_{\text{inicial}} * n}{N} \quad [82]$$

Donde:

$V_{\text{salvamento}}$ = Valor de salvamento en dólares

V_{inicial} = Valor de costo inicial en dólares

n = Tiempo de vida útil 8 años

$N =$ Tiempo de depreciación en 10 años

Reemplazando los valores conocidos se tiene:

$$V_{\text{salvamento}} = 3\,263,38 - \frac{3\,263,38 * 8}{10}$$

$$V_{\text{salvamento}} = 652,68 \text{ dolares}$$

Métodos de depreciación: Una vez determinado el valor a depreciar y establecida la base para la determinación de la vida útil, resta elegir el método para distribuir ese valor.

Método de la línea recta. El método de la línea recta es el método más sencillo y más utilizado por las empresas, y consiste en dividir, (el valor inicial menos el valor de salvamento del activo) para la vida útil del mismo. La ecuación para el cálculo es:

$$D_{\text{anual}} = \frac{V_{\text{inicial}} - V_{\text{salvamento}}}{n} \quad [83]$$

Donde:

D_{anual} = Depreciación anual en dólares

V_{inicial} = Valor de costo inicial en dólares

$V_{\text{salvamento}}$ = Valor de salvamento en dólares

n = Tiempo de vida útil en años (máximo 10 años)

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación se tiene:

$$D_{\text{anual}} = \frac{3\,263,38 - 652,68}{8}$$

$$D_{\text{anual}} = 326,34$$

Como la maquina se deprecia a 8 años entonces tenemos los siguientes datos.

TABLA 38
Depreciación anual de la maquina

TIEMPO	DEPRECIACION ANUAL		
1° año	3 263,38	-326,34	2 937,04
2° año	2 937,04	-326,34	2 610,70
3° año	2 610,70	-326,34	2 284,36
4° año	2 284,36	-326,34	1 958,02
5° año	1 958,02	-326,34	1 631,68
6° año	1 631,68	-326,34	1 305,34
7° año	1 305,34	-326,34	979,00
8° año	979,00	-326,34	652,66
TOTAL	652,66		

Fuente: Elaboración propia.

El valor de salvamento en ocho años de vida útil es de 652,66 (seiscientos cincuenta y dos con sesenta y seis centavos de dólar americano) y su depreciación corresponde a 2 610,72 (dos mil seiscientos con diez y setenta y dos centavos de dólar americano).

7.2. DETERMINACIÓN DEL COSTO DE FUNCIONAMIENTO Y MANTENIMIENTO.

Para determinar el costo de funcionamiento se determinó el consumo diario, para luego calcular el consumo anual, encontrando así el valor anual de funcionamiento.

Según tablas de costo de combustible en este caso gasolina para motores y la especificación del fabricante sobre el consumo por hora, se tiene, 0,2 gal/h y la maquina trabajara un tiempo estimado de 8 h diarias.

Para calcular el consumo tenemos la siguiente ecuación:

$$C_{diario} = C_{motor} * t \quad [84]$$

Donde:

$$C_{diario} = \text{Consumo diario en gal/h}$$

C_{motor} = Consumo del motor en lt/h

t = Tiempo diario de consumo en h/día

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación se tiene:

$$C_{diario} = \frac{0,2 \text{ gal}}{h} * 8 \frac{h}{d}$$

$$C_{diario} = \frac{1,6 \text{ gal}}{d}$$

El precio del galón de combustible en el Perú es de 13 soles/ galón.

Para calcular el consumo en dólares reemplazamos en la siguiente ecuación.

$$C_{\$} = C_{diario} * C_{costo} \quad [85]$$

$C_{\$}$ = Costo en dólares

C_{diario} = Consumo diario en gal/d

C_{costo} = Valor en dólares dólares/gal

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación se tiene:

$$C_{\$} = \frac{1,6 \text{ gal}}{d} * \frac{3,7 \text{ dolares}}{\text{gal}}$$

$$C_{\$} = 5,92 \frac{\text{dolares}}{d} * \frac{20 d}{\text{mes}}$$

$$C_{\$} = 118,4 \frac{\text{dolares}}{\text{mes}} * \frac{4 \text{ meses}}{\text{año}}$$

$$C_{\$} = 473,6 \frac{\text{dolares}}{\text{año}}$$

Entonces el valor de pago del funcionamiento de la maquina es de 473,6 dólares americanos.

Un estimativo del precio de mantenimiento de la maquina anualmente es de 70 dólares americanos.

Determinación del beneficio de la producción

Para determinar el beneficio de producción anualmente tenemos primero que realizar un estimativo mensual y proyectarlo a futuro.

Calcularemos por medio de la siguiente ecuación.

$$B_{anual} = B_{mensual} * t \quad [86]$$

B_{anual} = Beneficio anual en dólares

$B_{mensual}$ = Beneficio mensual en dólares

t = Tiempo en meses

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación se tiene

$$B_{anual} = 1714,8 \frac{\text{dolares}}{\text{mes}} * \frac{4 \text{ meses}}{\text{año}}$$

$$B_{anual} = 6859,2 \frac{\text{dolares}}{\text{año}}$$

7.3. ANALISIS DE VAN (Valor Actual Neto) Y TIR (Tasa Interna de Retorno)

Para realizar una evaluación del TIR para la maquina despalladora de orégano se toma como referencia la tasa pasiva efectiva referencial de 1,30 % que forma parte de las tazas referenciales y máximas que dispone el Banco Central de Reserva del Perú a través de la Superintendencia de Bancos. Como se muestra en la siguiente tabla.

TABLA 39**Tasas de Interés Referenciales de las Empresas Bancarias en Moneda Extranjera**

DETALLE	TASA, [%]
Pasiva Efectiva a Dic. del 2015	1,30
Activa Efectiva a Dic. del 2015	7,40
Legal	0,30

Fuente: Elaboración propia.

Flujo de caja

$$B_{anual} = 6\,859,2 \text{ dolares americanos}$$

$$V_{salvamento} = 652,68 \text{ dolares americanos}$$

$$C_{maquina} = 3\,263,38 \text{ dolares americanos}$$

$$C_{fun+man+tras} = 3\,500 \text{ dolares americanos}$$

$$D_{anual} = 326,34 \text{ dolares americanos}$$

TABLA 40**Flujo de Caja**

PARAMETRO	SIMBOLO	VALOR
Costo de Inversión	P	3 263,38
Ingreso Anual	la	6 000,00
Egreso Anual	Ea	3 500,00
Valor de Salvamento de 8 años	Vs	652,68
Depreciación Anual	Da	326,34
Tiempo a Evaluar	n	8

Fuente: Elaboración propia.

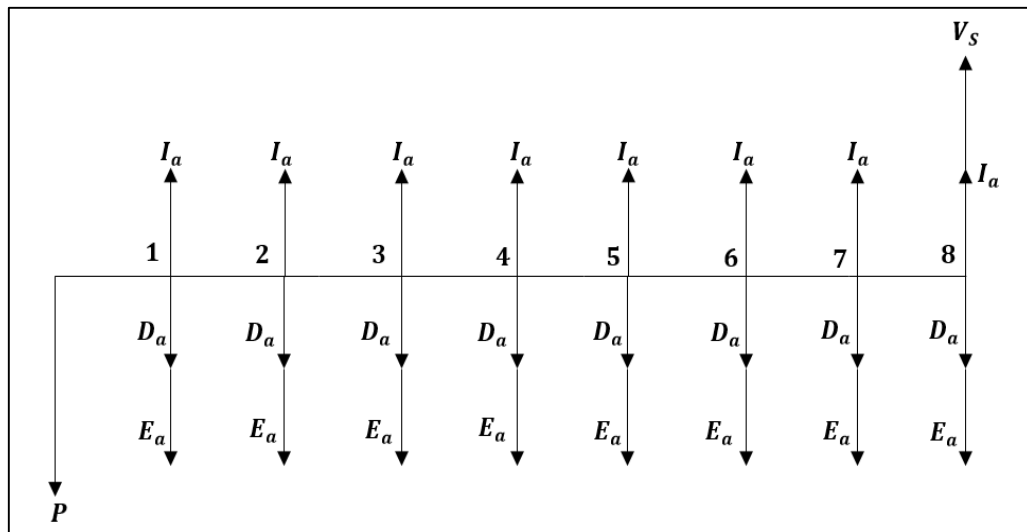


Figura 55. Diagrama de evaluación financiera

Fuente: Elaboración propia.

Se calcula el valor presente neto (VAN) necesario para el cálculo del TIR.

$$VAN = VAI - VAE \quad [87]$$

$$VAN = I_a * (P/A, i\%, n) + V_s * (P/F, i\%, n) - P - D_a * (P/A, i\%, n) - E_a(P/A, i\%, n) \quad [88]$$

$$VAN = (I_a - D_a - E_a) * (P/A, i\%, n) + V_s * (P/F, i\%, n) - P \quad [89]$$

TABLA 41
Interés Compuesto

INTERES COMPUESTO			
i, [%]	P/A	P/F	VAN
50	1,92196312	0,039018442	939,78
60	1,62786156	0,023283064	290,23
70	1,40809234	0,014335361	-193,31
80	1,23865695	0,009074443	-565,04

Fuente: Elaboración propia.

Calculo del TIR (Tasa interna de retorno). Es la tasa de interés por medio de la cual se recupera la inversión y está en función del Valor Actual Neto.

$$TIR = i\% \pm \Delta i\% \left(\frac{VAN^+}{VAN^+ + VAN^-} \right) \quad [90]$$

Aplicando la ecuación para determinar el TIR obtenemos

Donde:

TIR = Porcentaje de la tasa interna de retorno

$\Delta i\%$ = Variación del porcentaje entre cantidad positiva y negativa.

VAN^+ = Valor Actual Neto de la cantidad positiva

$i\%$ = Porcentaje último de la variación de cantidades

VAN^- = Valor Actual neto de la cantidad negativa

Reemplazando valores se obtiene: $TIR = 66,5 \%$

La tasa de interés pasivas efectivas vigente, dada por el Banco Central de Reserva del Perú para más de 360 días en el año 2015 es de 1,30 %.

Comparamos el TIR (Tasa Interna de Retorno) con el interés pasivo efectivo vigente y tenemos 3 alternativas:

Si $TIR < i\%$ el proyecto no es aconsejable

Si $TIR = i\%$ el proyecto es indiferente

Si $TIR > i\%$ el proyecto es aconsejable

Para nuestro caso:

$$TIR = 66,5 \%; i\% = 1,30 \%$$

La (Tasa Interna de Retorno) TIR es mayor que el porcentaje de interés de las tasas pasivas efectivas referenciales por el Banco Central de Reserva del Perú vigentes, por lo tanto:

Concluimos que es viable hacer la inversión en nuestra máquina.

7.4. ANALISIS DEL PUNTO DE EQUILIBRIO

El análisis del punto de equilibrio tiene como propósito determinar el valor de una variable o un parámetro de un proyecto o alternativa que iguala dos elementos que pueden

Ser los ingresos y los costos

Los estudios de los puntos de equilibrio se valen de estimaciones que se consideran ciertas, es decir, si se espera que los valores estimados varíen lo suficiente como para que influyan en el resultado, se requiera otro análisis del punto de equilibrio con diferentes cálculos.

Entonces el punto de equilibrio se obtiene mediante la siguiente formula:

$$PE = \frac{\text{Costo fijo}}{1 - \frac{\text{Costo variable}}{\text{Ingreso anual}}} \quad [91]$$

$$PE = \frac{1240,62}{1 - \frac{593}{6000}}$$

$$PE = 1376,85 \text{ dolares}$$

Como el ingreso se calcula a razón de 0,02 *dolares/kg* de orégano procesado, la cantidad de orégano que se requiere procesar para llegar al punto de equilibrio es:

$$\text{Cantidad oregano procesado} = \frac{PE}{0,02 \text{ dolar/kg}} \quad [92]$$

$$\text{Cantidad oregano procesado} = 68842,29802 \text{ kg}$$

Con una producción de 1980 *kg/dia*, se requerirá de 35 días, a un ritmo de trabajo de 20 días por mes, se necesitara un tiempo de 1 mes y medio para llegar al punto de equilibrio.

CAPITULO VIII

OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

8.1. OPERACIÓN

Para iniciar la operación de la máquina, debe observarse primeramente que esta esté ubicada lo más horizontalmente posible y procurando en todo momento que la dirección del viento sea perpendicular a la trilladora o que ingrese por el cilindro.

La forma de alimentación a la maquina debe ser con las flores por delante y en forma perpendicular al cilindro trillador.

También deberán observarse las siguientes precauciones:

- Permitir que la maquina sea operada únicamente por personas que sepan el modo de operación de la misma y que observen responsabilidad en dicho trabajo, no se deberá permitir la intervención de personas ajenas a esta labor o el juego de niños en las proximidades de la máquina.
- No aproximarse a bandas o piezas en movimiento, más aun cuando se usa ropa o cabellos sueltos.
- Revisar que los diferentes mecanismos de la trilladora estén debidamente lubricados y limpios de paja, hojarasca y tierra.
- No iniciar el trabajo de trilla sin las guardas de protección.
- Cuando se trille los operarios deberán utilizar protección para la vista y vías respiratorias.
- No llenar el tanque de gasolina del motor mientras se encuentre en funcionamiento.

- No remover pajas u hojarasca acumuladas dentro de la maquina ni realizar ajustes o lubricar durante la operación de trilla
- Revisar que las bandas tengan una tensión adecuada, que en ningún caso deberá ser mayor a 5mm en el punto medio de la distancia entre centro de los ejes.

8.2 MANTENIMIENTO

Al terminar el funcionamiento de la maquina en temporada de trilla, se deberán tener los siguientes cuidados.

- Las bandas deben aflojarse y limpiarse
- Revisar que las bandas no tengan desgaste excesivo o anormal
- Al montar desmontar bandas no hacer palanca con herramientas sobre la misma.
- Limpiar la maquina por dentro y por fuera, retirar pajas, hojarasca y polvo, que absorben humedad que la corroe la máquina y transportan plagas uno a otro cultivo.
- Examinar la condición de las barras de raspar del cilindro trillador y si se cambia una, también cambiar la opuesta, ubicada a 180° grados.
- Revisar que el cilindro este perpendicular a la estructura.
- Revisar si las cadenas del sacapajas están en mal estado, las varillas torcidas o desoldadas, para que no aparezcan problemas en la unidad de separación.
- Comprobar que los tornillos y tuercas de toda la maquina se encuentren bien ajustados.

CONCLUSIONES

Como resultado final de todas las fases en el diseño conceptual se obtuvo una maquina con las características necesarias para que pueda llevar a cabo el objetivo planeado, trillar, seleccionar y limpiar el orégano para al final poder obtenerlo como un producto terminado.

Las características en cuanto al tamaño, facilidad de transporte y forma de operar del prototipo son muy versátiles y funcionales.

La criba ha sido diseñada con la finalidad de operar en forma exclusiva en el cribado de hoja de orégano. Presentando la facilidad de intercambiabilidad de las planchas perforadas para otros cultivos.

Con el modelo propuesto se puede llegar a aminorar en forma general los costos de producción, incrementando su capacidad de producción, pero específicamente reducir costos en labores culturales como es la cosecha, se presume que podría ser accesible a los pequeños y medianos productores, sus ingresos serán mayores y disminuirá el costo de contratar mano de obra.

Se puede construir una maquina mejor a fin de optimizar su eficiencia de trilla, haciendo que el cilindro trillador sea más corto y la mesa de alimentación más convergente.

RECOMENDACIONES

Se recomienda al operador mantener la superficie de la primera criba casi siempre cubierta de producto para de esta forma no contrarrestar la eficiencia de la máquina.

Se recomienda al usuario colocar guardas de mallas cubriendo los sistemas de transmisión banda-polea, para evitar accidentes de trabajo por agarramiento y arrastre.

Se recomienda al operador que, para incrementar la eficiencia de trilla se puede prolongar el Angulo de envoltura del cóncavo en la unidad de trilla.

Se recomienda a las Empresas Metal Mecánicas, que la máquina antes de ser sometida a una producción en serie, el prototipo independientemente de los cálculos, experimentos y ensayos deberá ser probada directamente por el usuario en las condiciones de explotación, es decir en el campo de la cosecha de orégano.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Agencia de Extensión Rural INTA La Consulta. (2009). **Conversando de Orégano.**

Agroinversiones Paredes(2012), **Manejo agronómico del orégano.**

Aguirre Roberto, Silmar T (1988), **Manual Para el Beneficio de Semillas,** Centro Internacional de Agricultura Tropical.

Benalcazar Soria Eduardo Javier (2012), **diseño y construcción de una trilladora y limpiadora de quinua**

Blank Leland, Tarquin Anthony(2002). **Ingeniería económica.** Sexta Edición Edit. McGraw-Hill/Interamericana S.A. México.

Catalogo Rodamientos FAG WL 41520/3 SB. **Rodamientos de Bolas, Rodamiento de rodillos, soportes y accesorios.**

G. Budynas Richard, Nisbett J Keith (2008), **Diseño en Ingeniería Mecánica.** Edit. McGraw-Hill/Interamericana S.A. México

Hem Chandra Joshi (1981), **Design and Selection of Thresher Parameters and Components.** Volumen 12 N°2. Agricultural Mechanization in Asia, Africa and Latin America.

Ing. Dieter Fritz Klauer García (2009), **Manual técnico de cultivo ecológico del orégano.**

Jimenez Juan, Robinson Nevarez (2008), **Diseño de una Planta de Procesamiento de Semillas de Alfalfa y Trébol**, Tesis Ing. Mecánico. Facultad de Mecánica. Escuela Superior Politécnica del Chimborazo.

Montoya Merino Gonzalo Ernesto (1990), **Diseño, Construcción y Evaluación de una Trilladora de Quinoa**, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Mott, P. Robert L (1995). **Diseño de elementos de máquinas.** segunda edición Edit. Prentice Hall Hispanoamérica, S.A. México.

Octavio Chirinos, Eduardo Mc Bride, Jorge Abarca, Jhonny Coaquira-Luis Garcia Caideron-Dany Leon (2009), **Exportación de orégano de Tacna al mercado de Brasil.**

Perry, Robert (1999), **Perry's Chemical Engineering Handbook**, The McGraw-Hill Companies, Inc.,

R.C. Hibbeler (2006). **Mecánica de materiales.** Sexta edición Edit. Pearson Educación de México, S.A. México.

Sapag Chain, Nassir (2003). **Preparación y evaluación de proyectos.** Cuarta edición. Edit. McGraw-Hill/Interamericana S.A. México.

Sergio Herrera, Oscar Paredes, Maryorie huamancaja, Rodrigo Bello (2012), **Exportación de orégano a Brasil**

Seyed Saeid Mohtasebi, Mansor Behroozi Lar, Javad Alidadi and Kazem Besharati (2006), ***A New Design for Grain Combine Thresher***, International Journal of Agriculture & Biology.

Vasquez Vasquez, Manuel (2005), ***Diseño Conceptual de una Maquina Limpiadora de Orégano***. Universidad Autónoma Agraria Antonio Navarro.

Worku Biweta, Mulugeta Agenhu, Nuru Mohamed (1996), ***Modification of SG-2000 Multi-Crop Thresher***, Combolcha Agricultural Research Center..

Yuan-Yu Hsieh (1986), ***Teoría Elemental de Estructuras***, Edit. Prentice Hall Hispanoamérica, S.A. México.

ANEXOS



Threshing and crushing machine "REBLER" LG 200.



This machine gives good results in leaf separation of the stem of peppermint, melissa and with special adapter in oregano processing. For several years the machine is used by our Cyprus clients who are growing peppermint and melissa and Greek clients who are processing oregano.

Material dosing can be manual (please see the movie) or by the belt conveyor. If belt conveyor is planned then machine is delivered with special mechanism which will lead the material into the threshing zone. system increase machine operating quality and reduce number of operators. After threshing material falls on the machine sieve, dimension 2000x800 mm. This sieve has Peterson's holes and roughly separates material.



This

Driving engine is 2.2 kW. Efficiency of Rebler LG is around 150 kg/h depending of the herb type.

Type of machine:

Leaf threshing and crushing machine

Treated product:

Mint, melissa, oregano etc

Description:

The threshing and crushing machine has been developed specially for removing leaves from the dried herb.

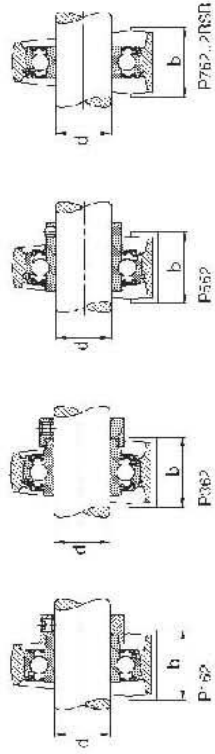
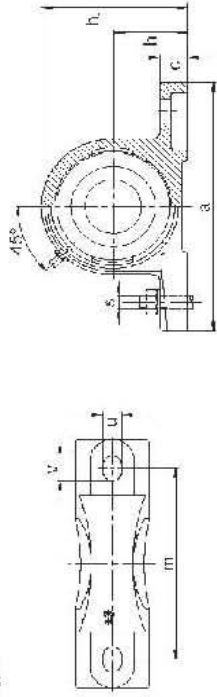
Tehnickal specification:

Dimension (WxLxH):	1100x3300x2000mm
Approximate Weight:	450kg
Engine type:	2.2 KW / 380V
Number of sieves:	1
Perforation of sieve:	peterson
Rotor diameter:	360mm
Rotor width:	870mm

Unidades FAG de rodamientos S

Serie P162, P362, P562, P762...2RSR

Soporte de pie de fundación grs

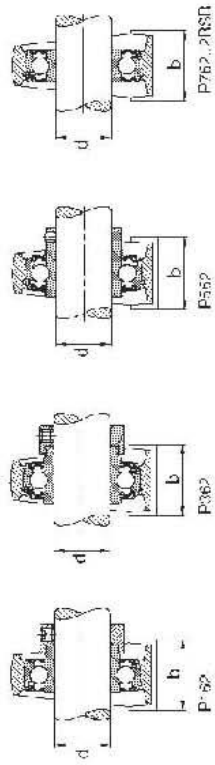
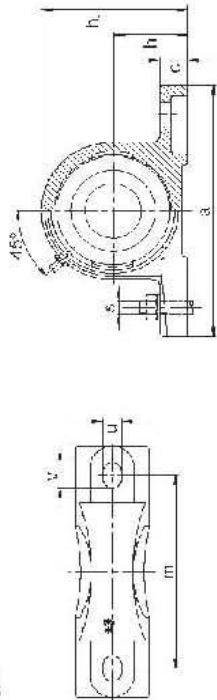


Eje	Dimensiones		Tornillos de fijación						Denominación abreviada		Peso				
	mm	in	c	a	b	h	h	g	m	l	v	s	mm	in	Unidad de medida
1 1/2	38.1	1.5	18.7	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P16209.109	P209	2.25
	38.1	1.5	18.7	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P36209.109	P209	2.46
	38.1	1.5	18.7	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P56209.109	P209	2.24
1 3/4	39.655	1.56	19.2	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P16209.109	P209	2.23
	39.655	1.56	19.2	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P36209.109	P209	2.45
	39.655	1.56	19.2	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P56209.109	P209	2.22
40	40	1.57	19.2	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P16209.109	P209	2.23
	40	1.57	19.2	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P36209.109	P209	2.44
	40	1.57	19.2	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P56209.109	P209	2.22
1 1/4	41.45	1.63	19.2	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P16209.110	P209	2.29
	41.45	1.63	19.2	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P36209.110	P209	2.50
	41.45	1.63	19.2	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P56209.110	P209	2.28
1 1/2	42.863	1.69	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P16209.111	P209	2.37
	42.863	1.69	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P36209.111	P209	2.78
	42.863	1.69	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P56209.111	P209	2.55
1 3/4	44.45	1.75	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P16209.112	P209	2.34
	44.45	1.75	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P36209.112	P209	2.74
	44.45	1.75	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P56209.112	P209	2.62
45	45	1.77	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P16209.113	P209	2.53
	45	1.77	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P36209.113	P209	2.78
	45	1.77	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P56209.113	P209	2.56
1 1/2	46.035	1.81	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P16209.114	P209	2.53
	46.035	1.81	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P36209.114	P209	2.78
	46.035	1.81	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P56209.114	P209	2.55
1 3/4	47.625	1.87	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P16209.115	P210	3.21
	47.625	1.87	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P36210.115	P210	3.58
	47.625	1.87	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P56210.115	P210	3.31
1 7/8	49.213	1.94	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P16210.114	P210	3.21
	49.213	1.94	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P36210.114	P210	3.41
	49.213	1.94	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P56210.114	P210	3.26
1 1/2	49.213	1.94	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P16210.115	P210	3.19
	49.213	1.94	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P36210.115	P210	3.43
	49.213	1.94	20	54	8	19.2	98	136	14	9	M12	1/2	P56210.115	P210	3.21

Unidades FAG de rodamientos S

Series P162, P362, P562, P762...2RSR

Soporte de pie de fundación gris



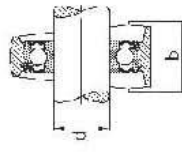
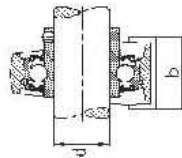
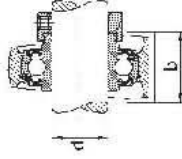
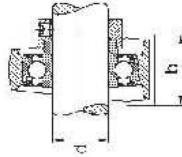
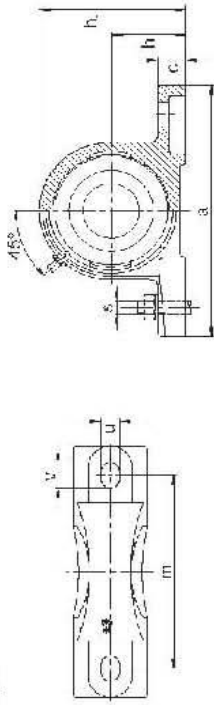
Eje mm lit	Dimensiones										Tornillos de fijación			Denominación abreviada			Paso		
	c	a	b	b	c	h	h	m	n	v	y	z	R	FAG	Unidad de soporte con el accesorio de seguridad	FAG	Unidad de soporte	FAG	Unidad de soporte con el accesorio de seguridad
1	25,4	14,0	38	5,5	36,5	7,1	105	17,5	15	10	5	1/2	M10	P16206.100	16206.100	P206	P206	P162...2RSR	0,97
	25,4	14,0	38	5	36,5	7,1	105	17,5	10	5	1/2	M10	P36206.100	36206.100	P206	P206	P362...2RSR	0,97	
	25,4	14,0	38	3	36,5	7,1	105	17,5	10	5	1/2	M10	P56206.100	56206.100	P206	P206	P562...2RSR	0,97	
1 1/16	26,665	165	45	7	42,9	8,3	121	14	9	12	7/8	M12	P16206.101	16206.101	P206	P206	P162...2RSR	1,33	
	26,665	165	45	7	42,9	8,3	121	14	9	12	7/8	M12	P36206.101	36206.101	P206	P206	P362...2RSR	1,33	
	26,665	165	45	7	42,9	8,3	121	14	9	12	7/8	M12	P56206.101	56206.101	P206	P206	P562...2RSR	1,33	
1 1/8	28,575	165	48	7	42,9	8,3	121	14	9	12	7/8	M12	P16206.102	16206.102	P206	P206	P162...2RSR	1,33	
	28,575	165	48	7	42,9	8,3	121	14	9	12	7/8	M12	P36206.102	36206.102	P206	P206	P362...2RSR	1,33	
	28,575	165	48	7	42,9	8,3	121	14	9	12	7/8	M12	P56206.102	56206.102	P206	P206	P562...2RSR	1,33	
3/4	30	165	48	7	42,9	8,3	121	14	9	12	7/8	M12	P16206	16206	P206	P206	P162...2RSR	1,3	
	30	165	48	7	42,9	8,3	121	14	9	12	7/8	M12	P36206	36206	P206	P206	P362...2RSR	1,3	
	30	165	48	7	42,9	8,3	121	14	9	12	7/8	M12	P56206	56206	P206	P206	P562...2RSR	1,3	
1 1/4	30,163	165	48	7	42,9	8,3	121	14	9	12	7/8	M12	P16206.103	16206.103	P206	P206	P162...2RSR	1,3	
	30,163	165	48	7	42,9	8,3	121	14	9	12	7/8	M12	P36206.103	36206.103	P206	P206	P362...2RSR	1,3	
	30,163	165	48	7	42,9	8,3	121	14	9	12	7/8	M12	P56206.103	56206.103	P206	P206	P562...2RSR	1,3	
1 1/2	31,75	165	48	7	42,9	8,3	121	14	9	12	7/8	M12	P16206.104	16206.104	P206	P206	P162...2RSR	1,28	
	31,75	165	48	7	42,9	8,3	121	14	9	12	7/8	M12	P36206.104	36206.104	P206	P206	P362...2RSR	1,28	
	31,75	165	48	7	42,9	8,3	121	14	9	12	7/8	M12	P56206.104	56206.104	P206	P206	P562...2RSR	1,28	
1 3/4	33,335	167	48	8	47,6	9,3	126	14	9	12	7/8	M12	P16207.104	16207.104	P207	P207	P162...2RSR	1,4	
	33,335	167	48	8	47,6	9,3	126	14	9	12	7/8	M12	P36207.104	36207.104	P207	P207	P362...2RSR	1,4	
	33,335	167	48	8	47,6	9,3	126	14	9	12	7/8	M12	P56207.104	56207.104	P207	P207	P562...2RSR	1,4	
1 7/8	34,925	167	48	8	47,6	9,3	126	14	9	12	7/8	M12	P16207.105	16207.105	P207	P207	P162...2RSR	1,4	
	34,925	167	48	8	47,6	9,3	126	14	9	12	7/8	M12	P36207.105	36207.105	P207	P207	P362...2RSR	1,4	
	34,925	167	48	8	47,6	9,3	126	14	9	12	7/8	M12	P56207.105	56207.105	P207	P207	P562...2RSR	1,4	
2	35	167	48	8	47,6	9,3	126	14	9	12	7/8	M12	P16207	16207	P207	P207	P162...2RSR	1,4	
	35	167	48	8	47,6	9,3	126	14	9	12	7/8	M12	P36207	36207	P207	P207	P362...2RSR	1,4	
	35	167	48	8	47,6	9,3	126	14	9	12	7/8	M12	P56207	56207	P207	P207	P562...2RSR	1,4	
1 7/8	36,513	167	48	8	47,6	9,3	126	14	9	12	7/8	M12	P16207.107	16207.107	P207	P207	P162...2RSR	1,3	
	36,513	167	48	8	47,6	9,3	126	14	9	12	7/8	M12	P36207.107	36207.107	P207	P207	P362...2RSR	1,3	
	36,513	167	48	8	47,6	9,3	126	14	9	12	7/8	M12	P56207.107	56207.107	P207	P207	P562...2RSR	1,3	

Por favor, ver requisitos de montaje y los detalles de montaje en el manual de instrucciones.

Unidades FAG de rodamientos S

Series P162, P362, P562, P762...2RSR

Soporte de pie de fundición gris



Eje mm/in	Dimensiones											Tornillos de fijación		Denominación abreviada			Paso mm	
	a	b	c	h	h	h	m	n	u	v	y	z	mm	in	Unidad de soporte	Unidad de soporte con el accesorio de seguridad		Soporte
12	125	32	3	30,2	57	96	1-5	6	M10	3/4	1/2	1/2	P1620372	P203	P203	P203	P203	0,38
1/2	125	32	3	30,2	57	96	1-5	6	M10	3/4	1/2	1/2	P16203.009	P203	P203	P203	P203	0,378
3/16	125	32	3	30,2	57	96	1-5	6	M10	3/4	1/2	1/2	P16203.009	P203	P203	P203	P203	0,373
15	125	32	3	30,2	57	96	1-5	6	M10	3/4	1/2	1/2	P1620375	P203	P203	P203	P203	0,37
3/8	125	32	3	30,2	57	96	1-5	6	M10	3/4	1/2	1/2	P16203.010	P203	P203	P203	P203	0,367
17	127	36	4	33,3	65	96	1-5	6	M10	3/4	1/2	1/2	P16203	P203	P203	P203	P203	0,39
1/4	127	36	4	33,3	65	96	1-5	6	M10	3/4	1/2	1/2	P76203.2RSR	P203	P203	P203	P203	0,274
11/16	127	36	4	33,3	65	96	1-5	6	M10	3/4	1/2	1/2	P16203.011	P203	P203	P203	P203	0,311
20	127	38	4	33,3	65	95	1-5	6	M10	3/4	1/2	1/2	P16204	P204	P204	P204	P204	0,7
3/4	127	36	4	33,3	65	95	1-5	6	M10	3/4	1/2	1/2	P36204	P204	P204	P204	P204	0,75
1/2	127	38	4	33,3	65	95	1-5	6	M10	3/4	1/2	1/2	P66204	P204	P204	P204	P204	0,93
1/2	127	38	4	33,3	65	95	1-5	6	M10	3/4	1/2	1/2	P76204.2RSR	P204	P204	P204	P204	0,955
18/16	140	38	5	36,5	71	105	1-5	6	M10	3/2	1/2	1/2	P16205.013	P205	P205	P205	P205	0,946
3/4	140	38	5	36,5	71	105	1-5	6	M10	3/2	1/2	1/2	P36205.013	P205	P205	P205	P205	1,13
1/2	140	38	5	36,5	71	105	1-5	6	M10	3/2	1/2	1/2	P66205.013	P206	P206	P206	P206	0,938
7/8	140	38	5	36,5	71	105	1-5	6	M10	3/2	1/2	1/2	P16205.014	P206	P206	P206	P206	0,937
1/2	140	38	5	36,5	71	105	1-5	6	M10	3/2	1/2	1/2	P36205.014	P205	P205	P205	P205	0,993
3/4	140	38	5	36,5	71	105	1-5	6	M10	3/2	1/2	1/2	P66205.014	P206	P206	P206	P206	0,993
1/4	140	38	5	36,5	71	105	1-5	6	M10	3/2	1/2	1/2	P16205.015	P206	P206	P206	P206	0,998
1/2	140	38	5	36,5	71	105	1-5	6	M10	3/2	1/2	1/2	P36205.015	P205	P205	P205	P205	0,932
3/4	140	38	5	36,5	71	105	1-5	6	M10	3/2	1/2	1/2	P66205.015	P205	P205	P205	P205	0,903
25	140	38	5	36,5	71	105	1-5	6	M10	3/2	1/2	1/2	P16205	P205	P205	P205	P205	0,92
1/2	140	38	5	36,5	71	105	1-5	6	M10	3/2	1/2	1/2	P36205	P205	P205	P205	P205	0,97
3/4	140	38	5	36,5	71	105	1-5	6	M10	3/2	1/2	1/2	P66205	P205	P205	P205	P205	0,99
1/2	140	38	5	36,5	71	105	1-5	6	M10	3/2	1/2	1/2	P76205.2RSR	P205	P205	P205	P205	0,929



AISI/SAE 4340 CON TRATAMIENTO

Características:

Acero de alta templabilidad (penetración de temple), característica generada por sus elementos constituyentes CrNiMo. De excelente rendimiento en sollicitaciones donde se requiere una alta resistencia y buena tenacidad. Su microestructura está formada por grano fino y martensita revenida

Suministro:

Laminado en caliente, forjado con tratamiento térmico de bonificación.

Acero ultrasonado (fabricación especial)

Laminado en caliente, forjado con tratamiento térmico de bonificación.

Acero ultrasonado (fabricación especial)

Generalmente utilizado en la fabricación de partes y repuestos que son sometidos a muy altos esfuerzos dinámicos tales como ejes, barras de torsión, vástagos componentes oleo hidráulicos, poleas, barras de parrilla para harnero, componentes de barras de perforación, pernos y tuercas de alta resistencia, pernos de uso minero (corazas de molinos) y alta resistencia según SAE J429 g Gr.8.

Forma	Color
○	■



COMPOSICIÓN QUÍMICA (% EN PESO MÁX.)

% C	% Mn	% Si	% Cr	% Ni	% Mo	% P	% S
0,38 - 0,43	0,6 - 0,8	0,15 - 0,30	0,7 - 0,9	1,65 - 2,0	0,15 - 0,25	≤0,04	≤0,04

PROPIEDADES MECÁNICAS:

Dureza (HB)	Esfuerzo Fluencia (Kg/mm ²)	Esfuerzo Tracción (Kg/mm ²)	Elongación %	Reducción de Área %
270 - 305	> 70	95 - 105	>15	>35

Barras de Aceros Inoxidables

AISI 304L

Características del acero: Acero inoxidable austenítico tipo CrNi (18/8) de bajo contenido de carbono y buenas características de resistencia a la corrosión, durabilidad, mecanizable, soldable. No es templable y para - magnético.

Estado de suministro: Laminado caliente y con tratamiento térmico de solución

Dimensiones: Diámetros: 4,8 - 101,6 mm (3/16" - 4")

Usos y Aplicaciones: Debido a su buena resistencia a la corrosión, conformado en frío y soldabilidad, estos aceros presentan una excelente resistencia a la corrosión en aguas, soluciones ácidas y ambientes naturales en general. Se usa comúnmente en la elaboración de piezas y estructuras para la industria alimenticia, vitivinícola, frutícola, acuícola, minera y construcción. En elementos para la decoración de exteriores y ornamentales.

COMPOSICIÓN QUÍMICA (% EN PESO MÁX.)

AISI	% C	% Mn	% Si	% Cr	% Ni	% P	% S
304	< 0,03	<2,00	<1,00	18,0 - 20,0	8,0 - 11,0	<0,045	<0,03

PROPIEDADES MECÁNICAS:

Esfuerzo Fluencia (Mpa)	Esfuerzo tracción (Mpa)	Elongación %
>205	>515	>40

Forma	Color
○	□





Aceros al Carbono

AISI/SAE 1045

Características: Acero de mediano contenido de carbono de mediana resistencia mecánica. Posee buena maquinabilidad pero de baja templeabilidad y soldabilidad. En piezas de pequeñas dimensiones puede ser endurecido por temple y revenido.

Estado de suministro: Laminado, forjados o trefilado.

Normalizado: (tamaño de grano fino), para fabricación ejes de FFCC (ASTM A 21, Gr. F) y otros componente de alta resistencia.

Dimensiones: Diámetros: 16 - 700 mm (5/8" - 28").

Usos y Aplicaciones: Es utilizado en todo tipo de elementos que requieran dureza y tenacidad.

Aplicabilidad en: ejes, engranajes de baja velocidad, pernos grado 5 (SAE J429g), golillas de alta resistencia, pasadores, chavetas, espárragos, bielas, crucetas, cigüeñales.



COMPOSICIÓN QUÍMICA (% EN PESO MÁX.)

% C	% Mn	% Si	% P	% S
0,43 - 0,5	0,60 - 0,90	0,15 - 0,35	≤0,04	≤0,05

PROPIEDADES MECÁNICAS:

Dureza (HB)	Esfuerzo Fluencia (Kg/mm ²)	Esfuerzo Tracción (Kg/mm ²)	Elongación %	Reducción de Area %	Forma	Color
170-190	>40	63 - 73	>15	>35	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	

AISI/SAE 12L14

Características del acero: Acero de fácil corte (Free cutting) de bajo carbono, resulfurado, refosforado, plomo, alto manganeso de buenas características de maquinabilidad y terminación superficial. Puede ser recubierto por galvanizado por: zincado, cromado y niquelado. Puede ser cementado (temple al agua).

Estado de suministro: Trefilado

Usos y Aplicaciones: Es utilizado en la fabricación de piezas en serie fabricadas en máquinas semi y automáticas de gran rendimiento.

Aplicabilidad en: tornillería, casquillos, bujes, acoples, etc.



COMPOSICIÓN QUÍMICA (% EN PESO MÁX.)

% C	% Mn	% Pb	% P	% S
≤0,15	0,85 - 1,15	0,15 - 0,35	0,04 - 0,09	0,26 - 0,35

PROPIEDADES MECÁNICAS**:

Dureza (HB)	Esfuerzo Fluencia (Kg/mm ²)	Esfuerzo Tracción (Kg/mm ²)	Elongación %	Forma	Color
163	>42	>55	>10	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	



Barras de Aceros al Carbono

AISI/SAE 1020

Características: Acero de bajo contenido de carbono, mecanizable y soldable. Puede ser cementado (temple en agua).

Suministro: Laminado caliente, forjado, trefilado.

Dimensiones: Rango Diámetros: 8 - 250 mm (5/16" - 10")

Usos y Aplicaciones: Utilizado en la fabricación de componentes de baja resistencia para maquinarias, elementos de transmisión, otros. De uso general en componentes mecánicos sometidos a bajos esfuerzos.

Aplicabilidad en: ejes, bases de matrices, soportes, flanges, pernos, bujes, pasadores de baja resistencia y componentes forjados-mecanizados en general.

COMPOSICIÓN QUÍMICA (% EN PESO MÁX.)

% C	% MN	% SI	% P	% S
0.18/0.22	0.30/0.60	0.15/0.30	≤0,04	≤0,05



PROPIEDADES MECÁNICAS:

Dureza (HB)	Límite Elástico (kg/mm ²) mín.	Resistencia a la tracción (kg/mm ²)	Alargamiento (%) mín.	Reducción de Área (%) mín.
110 - 130	27 mín.	40 - 45	20	50

Forma	Color
<input type="radio"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	

ASTM A36

Características del acero: Acero estructural al carbono, de baja-mediana resistencia y soldable. Con propiedades mecánicas garantizadas. Puede ser sometido a un proceso de cementación - temple - revenido.

Estado de suministro: Laminado en caliente.

Dimensiones: Rango Diámetros: 16 - 76 mm (5/8" - 3")

Usos y Aplicaciones: Utilizado en piezas mecanizadas y/o soldadas diseñadas para componentes de mediana-baja resistencia.

Aplicabilidad en: orejas de levante, cajas de rodamientos, pernos de anclaje, ejes, pernos para aplicaciones livianas, tensores, pasadores de baja resistencia.

COMPOSICIÓN QUÍMICA (% EN PESO MÁX.)

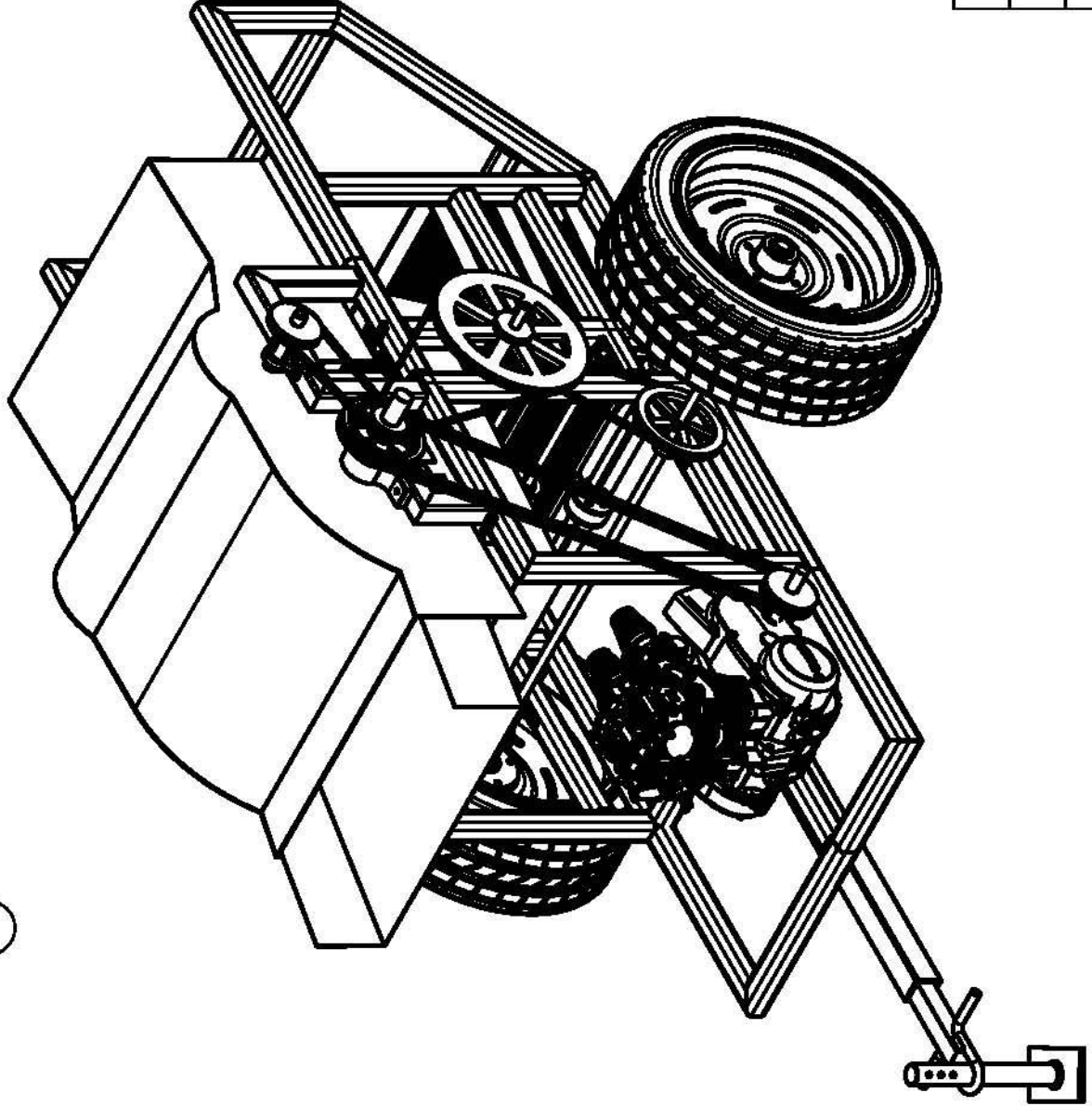
% C	% MN	% SI	% P	% S
≤0,22	<1.20	≤0,4	≤0,04	≤0,05



PROPIEDADES MECÁNICAS:

Esfuerzo Fluencia (MPa)	Esfuerzo Tracción (MPa)	Elongación %
>250.	410 - 520	>22

Forma	Color
<input type="radio"/>	

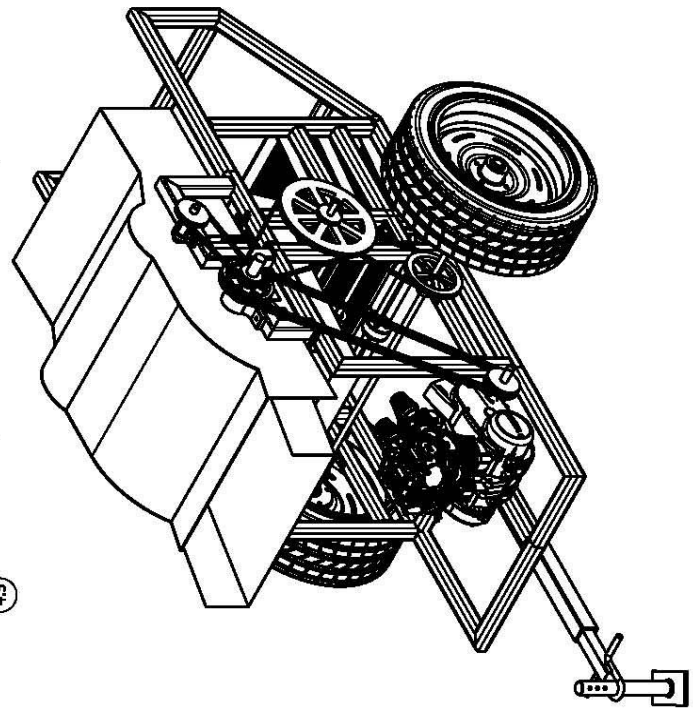
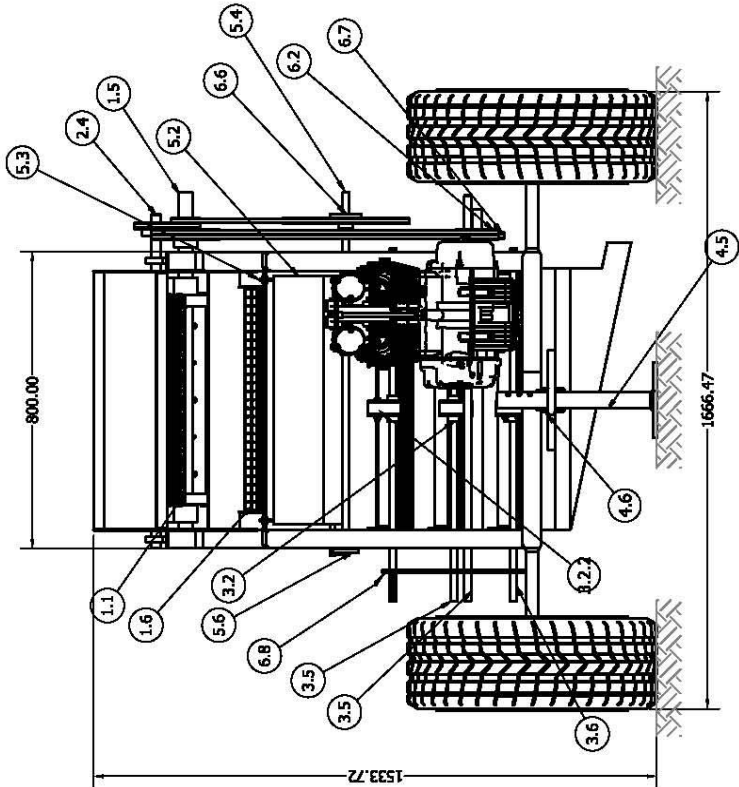
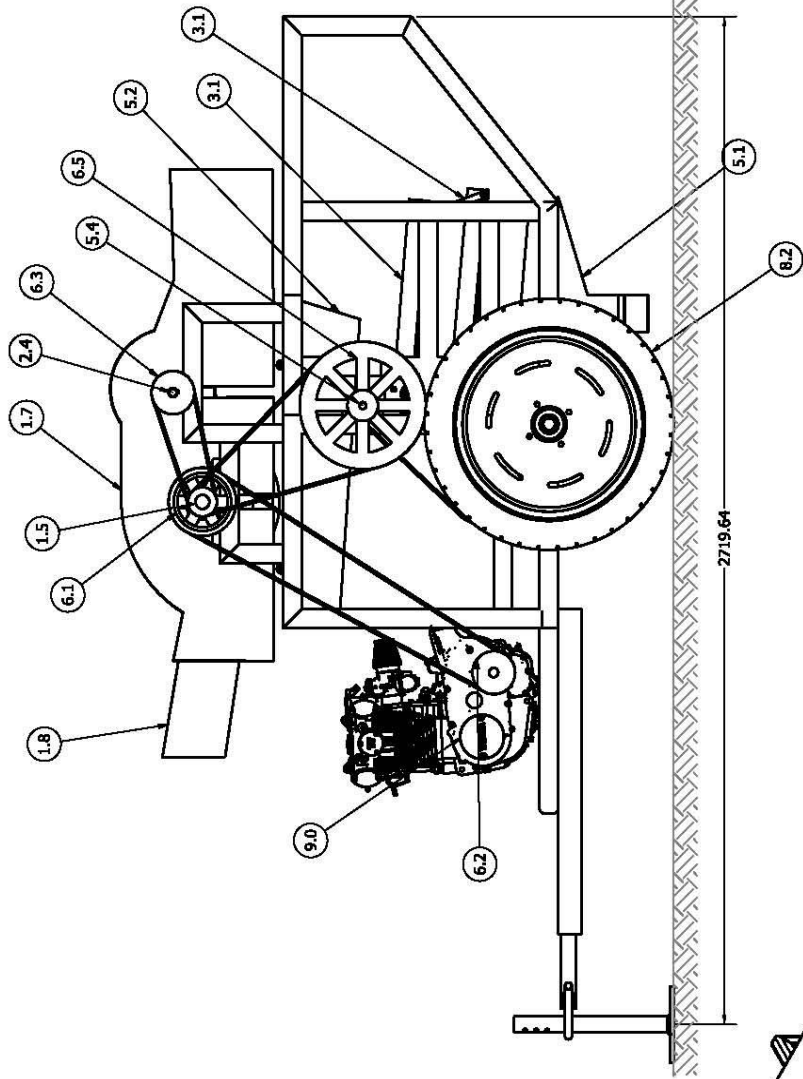


ESPECIFICACIONES TECNICAS	
Estructura	De perfil de hierro 2x1/8"
Ejes	De acero de transmisión
Otros elementos	De latón 1/16"
Tamaño	Largo: 2476 mm
	Ancho: 800 mm
	Alto: 1022 mm
Peso aproximado	550 kg.
Potencia	Motor Combustión interna 9 HP
Combustible	Gasolina
Velocidad del cilindro	1000 a 1500 RPM
Capacidad aproximada	1900 Kg/Día
Sistema de Cribado	Cribado 1°: 5/8"
	Cribado 2°: 1/2"
	Cribado 3°: 3/16"
Vida Útil	8 Años
Número de Piezas	87 Piezas principales no aplica misceláneos
Condiciones de funcionamiento	Para despalilar orégano con un 9% de humedad.

MAQUINA DESPALILLADORA DE OREGANO

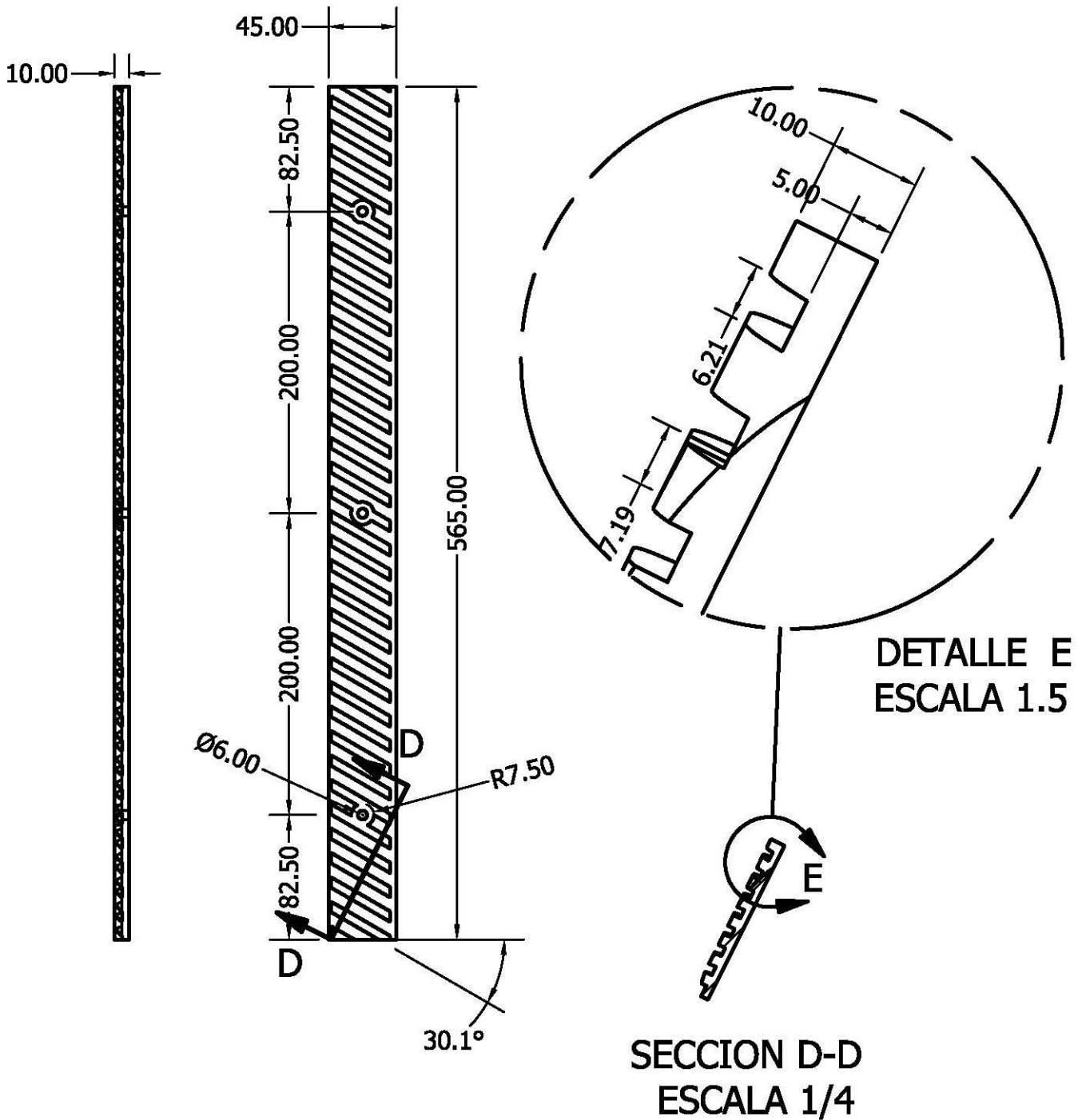
PERSPECTIVE VIEW

COPYRIGHT © 2016 Wilheam Mamani Casilla



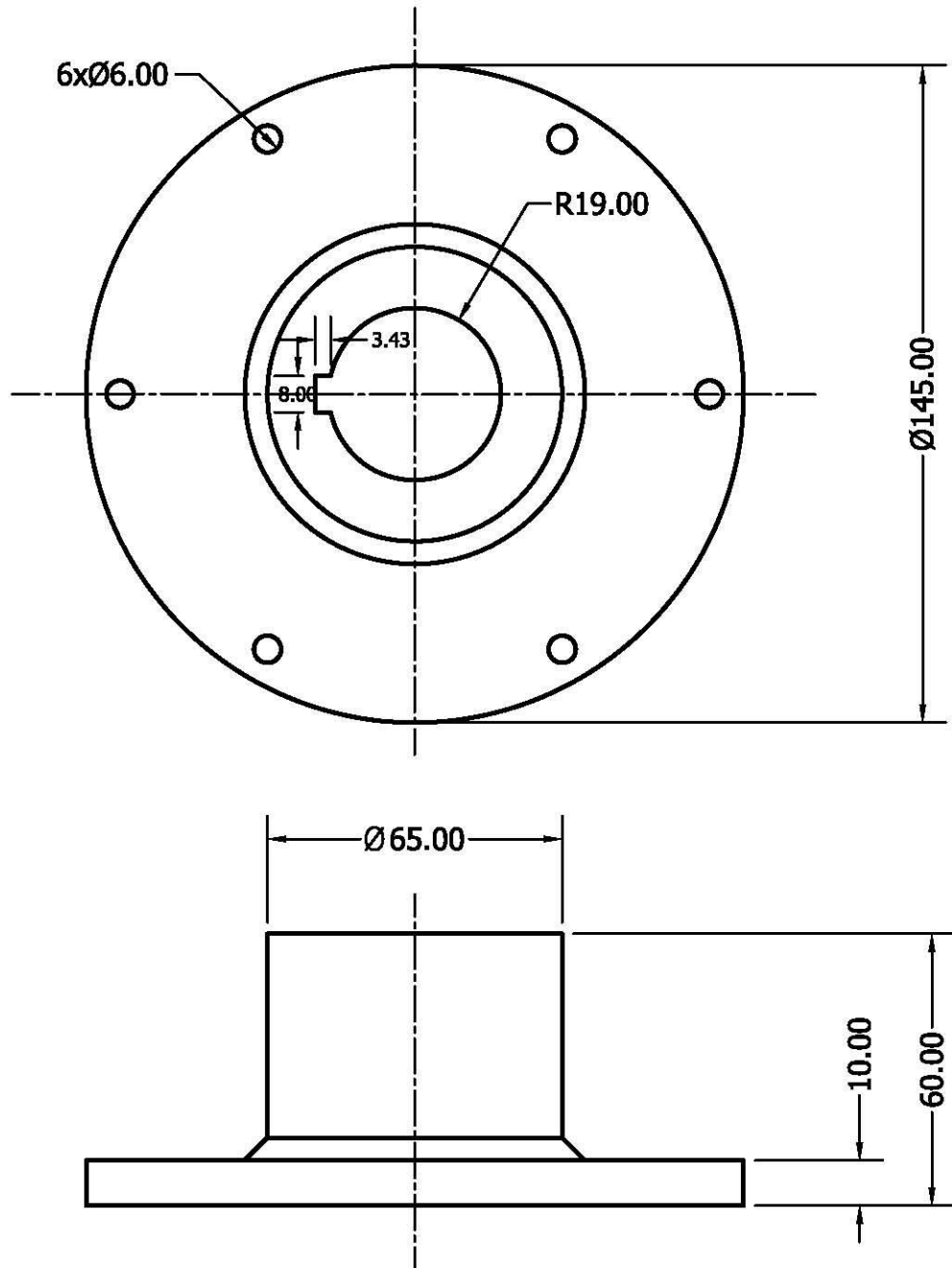
AUTOR	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN	12/07/16	PROYECTO
REVISADO POR			
Ing. Victor Melipareda A.			
Msc. Avellino Pati Pinho			
Ing. Daniel Cardenas G.			
SIZE	PLANO		
A4	PLANIMETRIA GENERAL		
ESCALA	1/1		
REV			
01			
			PO-UNID 04-03

ITEM	DENOMINACION	CODIGO	CANTIDAD	OBSERVACIONES
1.1	BARRA DE RASPAR	DO -UNID 01-01	6	MATERIAL FUNDICION DE ACERO
1.2	SOPORTE DE CICRO	DO -UNID 01-02	2	MATERIAL ACERO A36
1.3	DISCO CIINDRO TRILLADOR	DO -UNID 01-03	2	MATERIAL PLANCHA DE ACERO
1.4	PLATINA DE APOYO	DO -UNID 01-04	6	MATERIAL ACERO A36
1.5	EJE DE CIINDRO TRILLADOR	DO -UNID 01-05	1	MATERIAL AISI SAE 1045
1.6	CONCAVO	DO -UNID 01-06	1	MATERIAL BARRA DE 1/8" -PLAT
1.7	CUBIERTA	DO -UNID 01-07	1	MATERIAL LATON
1.8	MESA DE ALIMENTACION	DO -UNID 01-08	1	MATERIAL LATON
2.1	REJILLA DE TRANSICION	DO -UNID 02-01	1	PLATINA Y BARILLA A36
2.2	RODETE DE BATIDOR	DO -UNID 02-02	1	MATERIAL LATON
2.3	SOPORTE DE BATIDOR	DO -UNID 02-03	2	MATERIAL ACERO A36
2.4	EJE DE BATIDOR	DO -UNID 02-04	1	MATERIAL AISI SAE 1020
3.1	ZARANDAS	DO -UNID 03-01	3	ZARANDAS (5/8" -1/2" -3/16")
3.2.1	DETALLE EXCENTRICA	DO-UNID 03-02.01	0	MATERIAL ACERO A36
3.2.2	BOCINA DE EXCENTRICA	DO -UNID 03-02.02	3	MATERIAL BRONCE FOSFORICO
3.2.3	EXCENTRICA	DO -UNID 03-02.03	3	MATERIAL ACERO A36
3.3	BALANCIN DE ZARAND. (TIPO 1)	DO -UNID 03-03	6	MATERIAL ACERO A36
3.4	BALANCIN DE ZARAND. (TIPO 2)	DO -UNID 03-04	6	MATERIAL ACERO A36
3.5	EJE DE EXCENTRICA ZARANDAS	DO -UNID 03-05	1	MATERIAL AISI SAE 4340
3.6	EJE "Z"	DO -UNID 03-06	1	MATERIAL AISI SAE 4340
4.2	BANCADA	DO -UNID 04-02	1	PERFIL CUADRADO □ 2"X1/4"
4.4	PASADOR	DO -UNID 04-04	1	MATERIAL ACERO A36
4.5	PIE DE APOYO	DO -UNID 04-05	1	MATERIAL ACERO A36
4.6	PALANCA	DO -UNID 04-06	1	MATERIAL ACERO A36
4.7	MANZANA DE NEUMATICO	DO -UNID 04-07	1	MATERIAL HIERRO FUNDIDO
5.1	BANDEJA DE SALIDA	DO -UNID 05-01	1	MATERIAL LATON
5.2	BANDEJA RECOLECTORA	DO -UNID 05-02	1	MATERIAL LATON
5.3	BALACIN DE BANDEJA RECOLEC.	DO -UNID 05-03	4	MATERIAL ACERO A36
5.4	EJE DE CANAL RECOLEC.	DO -UNID 05-04	1	MATERIAL AISI SAE 4340
5.5	MANIVELA DE EXCENTR. DEL RECOLEC.	DO -UNID 05-05	1	MATERIAL ACERO A36
5.6	EXCENTRICA DEL RECOLECTOR	DO -UNID 05-06	1	MATERIAL ACERO A36
6.1	POLEA "C"	DO -UNID 06-01	1	MATERIAL ALUMINIO
6.2	POLEA "M"	DO -UNID 06-02	1	MATERIAL ALUMINIO
6.3	POLEA "B"	DO -UNID 06-03	1	MATERIAL ALUMINIO
6.4	POLEA "E"	DO -UNID 06-04	1	MATERIAL ALUMINIO
6.5	POLEA "D"	DO -UNID 06-05	1	MATERIAL ALUMINIO
6.6	POLEA "F"	DO -UNID 06-06	1	MATERIAL ALUMINIO
6.7	POLEA "Z"	DO -UNID 06-07	1	MATERIAL ALUMINIO
6.8	CATARINA	DO -UNID 06-08	1	MATERIAL ACERO AL MEDIO CARBONO
8.1	CADENA		1	
8.2	RUEDA NEUMATICA		1	RIN13
8.3	BANDA TRAPEZOIDAL		2	
8.4	BANDA TRAPEZOIDAL		1	
8.5	BANDA TRAPEZOIDAL		1	
8.6	RODAMIENTO EN UNIDAD DE LIMPIEZA		6	DIA=19mm
8.7	RODAMIENTO EN UNIDAD TRILLA		2	DIA=38mm
8.8	RODAMIENTO EN LA UNIDAD DE BATIDOR		2	DIA=25 mm
8.9	RODAMIENTO EN OTROS SISTEMAS			
9	MOTOR A GASOLINA		1	
		TOTAL DE PIEZAS	87	La Maquina esta Constituida por un total de 87 Piezas

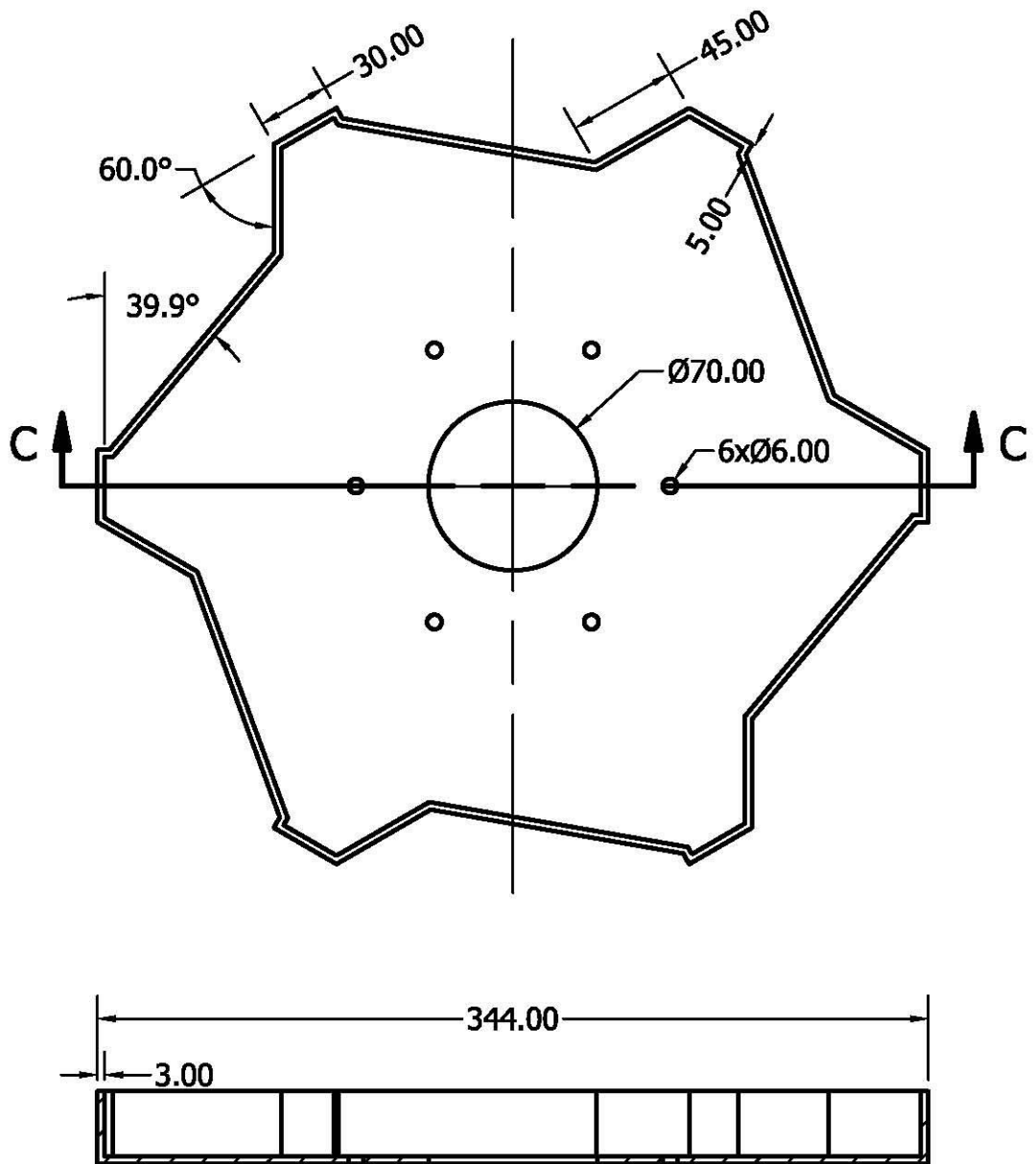


SECCION D-D
ESCALA 1/4

AUTOR	12/07/16	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN			
Wilheam Mamani Casilla		PROYECTO DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO			
ASESOR					
Ing. Victor Malpartida A.					
Msc. Avelino Pari Pinto					
Ing. Daniel Cardenas G.		SIZE PLANO: A4 BARRA DE RASPAR			
		ESCALA	1/4	MATERIAL: FUNDICION DE ACERO	DO-UNID 01-01
				REV	01

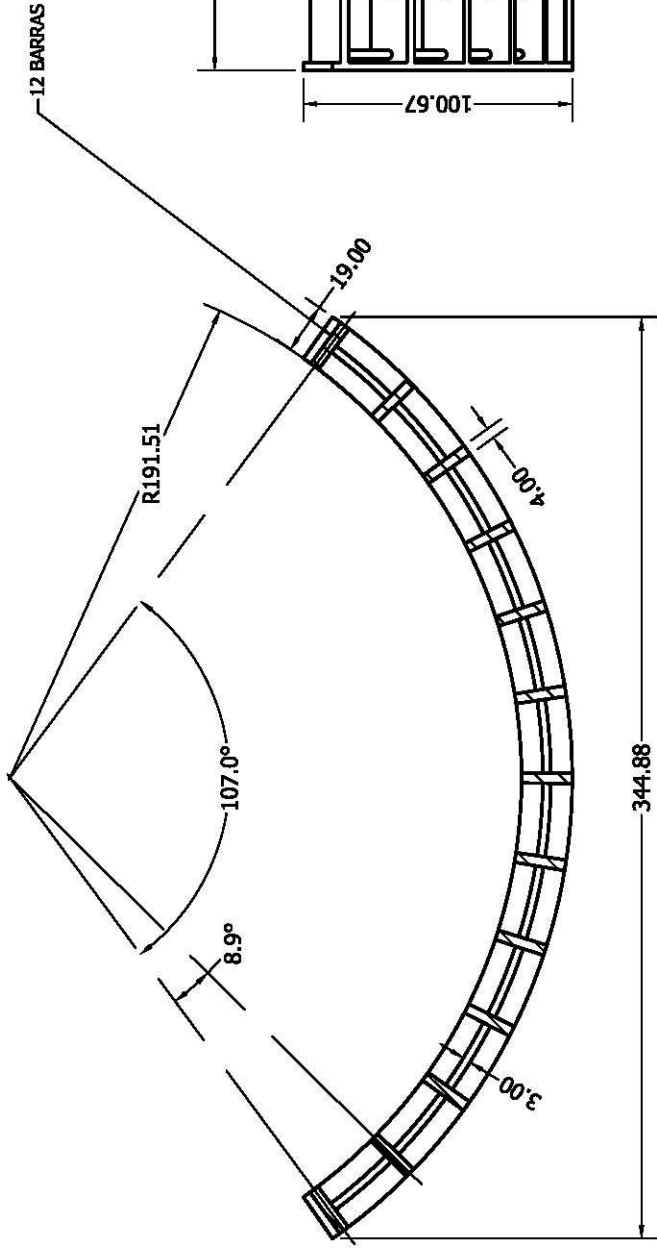


AUTOR	12/07/16	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN		
Wilheam Mamani Casilla		PROYECTO		
REVISADO POR		DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO		
Ing. Victor Malpartida A.				
Msc. Avelino Pari Pinto		SIZE	PLANO	REV
Ing. Daniel Cardenas G.		A4	SOPORTE DE CILINDRO	01
		SCALE	5/8 MATERIAL: ACERO A 36	DO-UNID 01-02

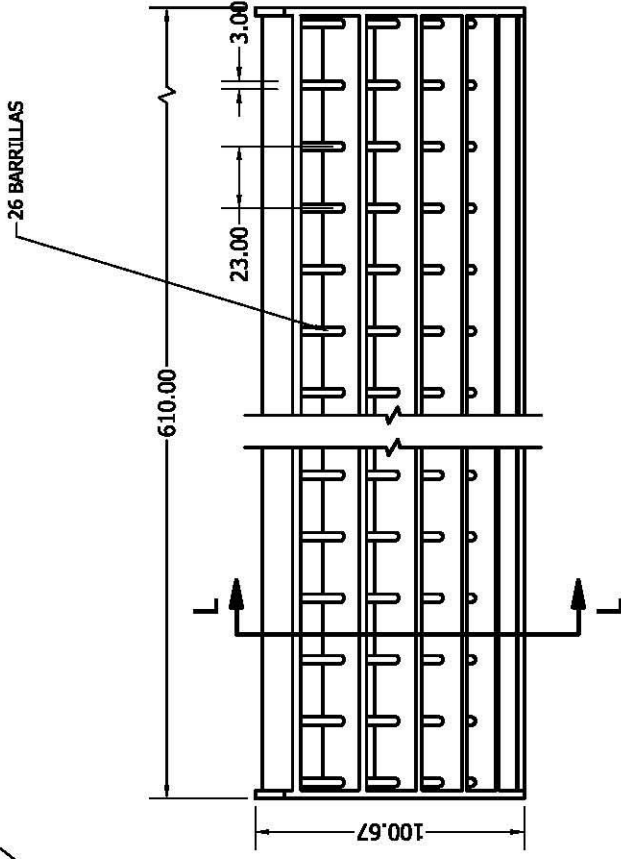


SECCION C-C
 ESCALA 1 : 3

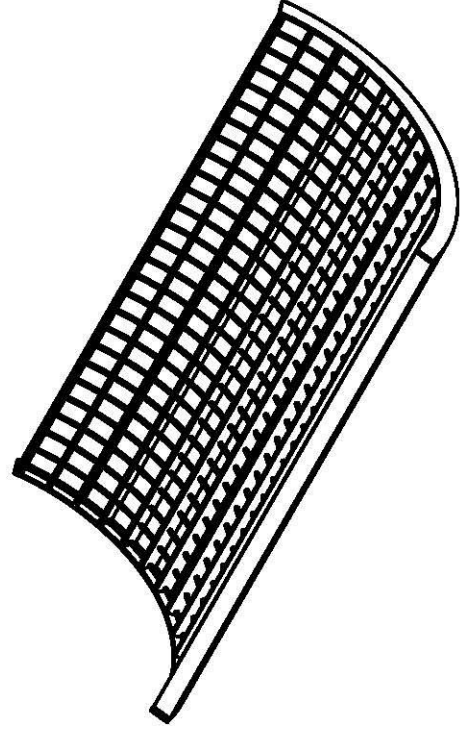
AUTOR		UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN		
Wilheam Mamani Casilla	12/07/16	PROYECTO DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO		
REVISADO POR				
Ing. Victor Malpartida A.				
Msc. Avelino Pari Pinto				
Ing. Daniel Cardenas G.		SIZE PLANO A4 DISCO DE CILINDRO DE TRILLA		
		ESCALA	1/3 MATERIAL:PLANCHA DE ACERO	REV 01
				DO-UNID 01-03



SECCION L-L
ESCALA 1 : 2

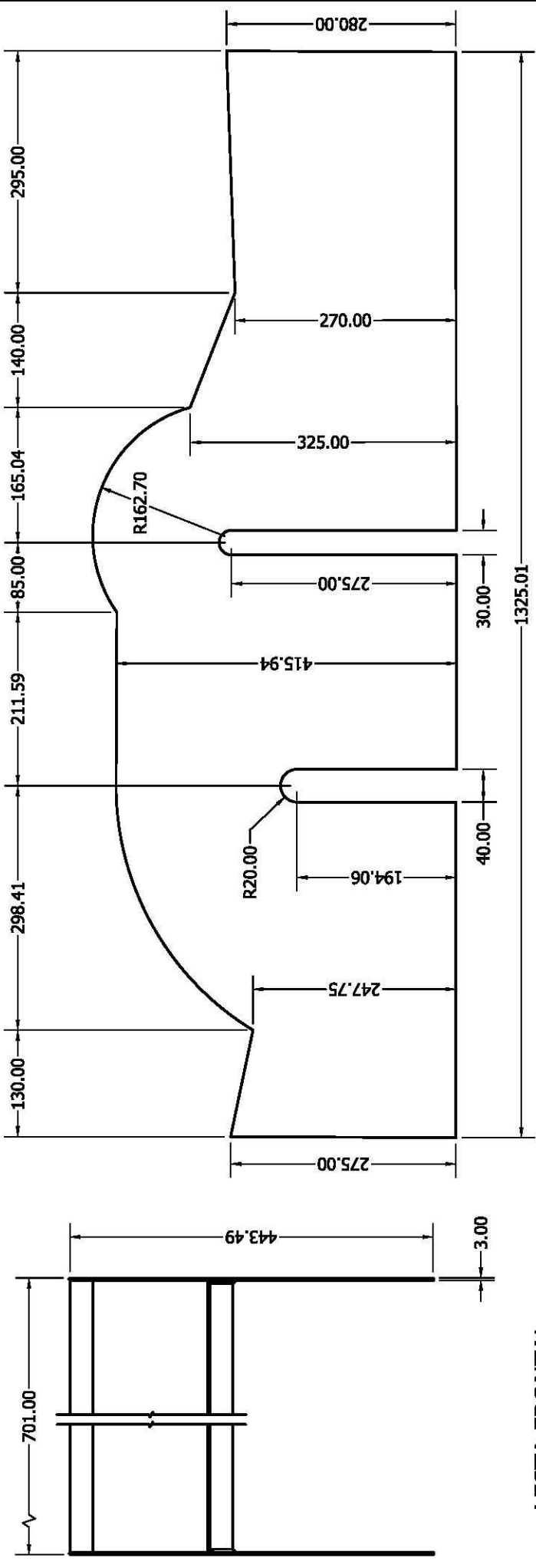


VISTA FRONTAL
ESCALA 1 : 2



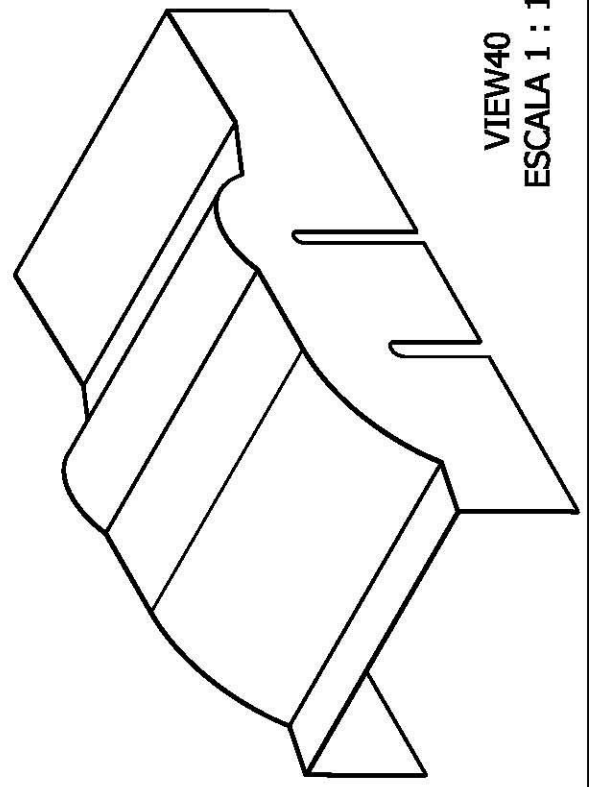
VISTA ISOMETRICA
ESCALA 1 : 5

AUTOR	12/07/16	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN
Wilhelm Mamani Casilla		
REVISADO POR		
Ing. Victor Malpartida A.		PROYECTO:
Msc. Avelino Pari Pinto		DISEÑO DE UNA MÁQUINA
Ing. Daniel Cardenas G.		DESPALLADORA DE ORÉGANO
		SIZE PLANO:
	A4	CONCAVO
	ESCALA	1/2 MATERIAL: BARR. 1/8" - PLAT.
		REV
		01
		DO-UNID.01-06



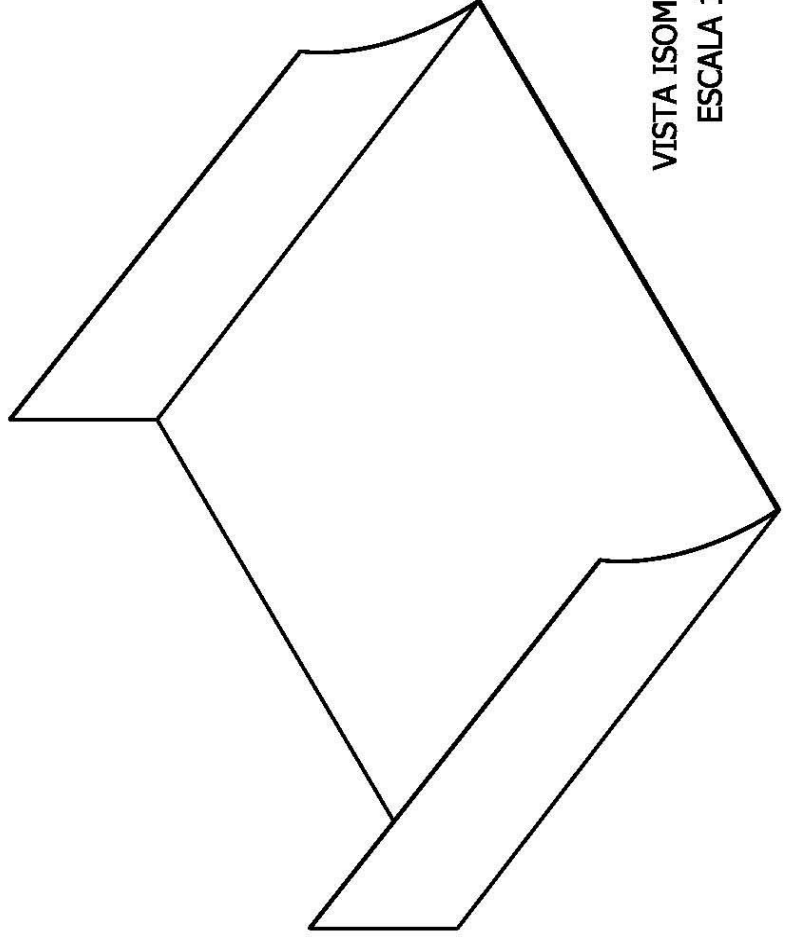
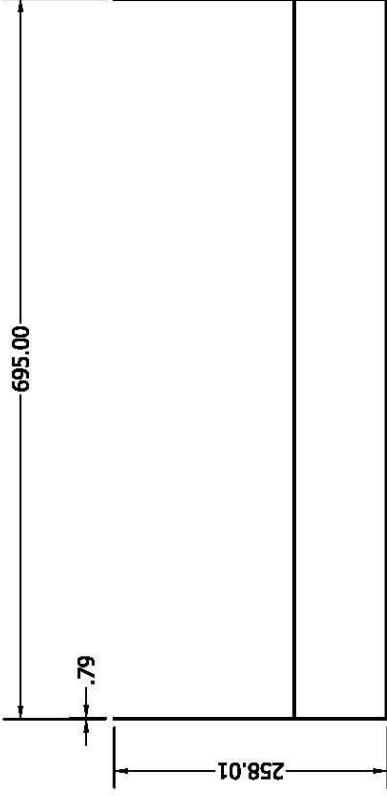
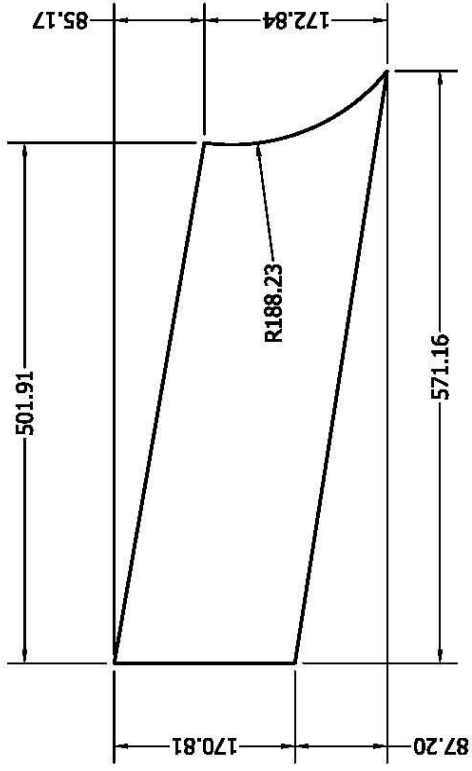
VISTA FRONTAL
ESCALA 1 : 5

VISTA LATERAL
ESCALA 1 : 5

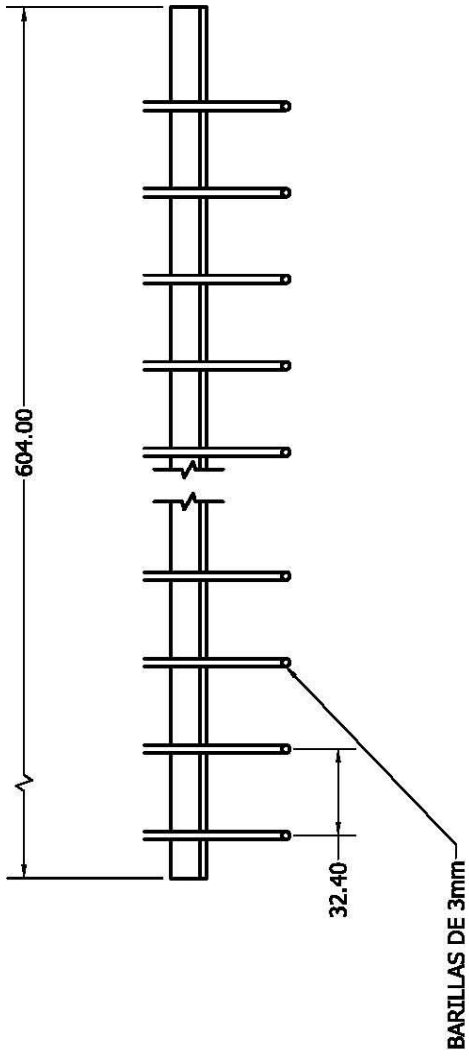


VIEW40
ESCALA 1 : 10

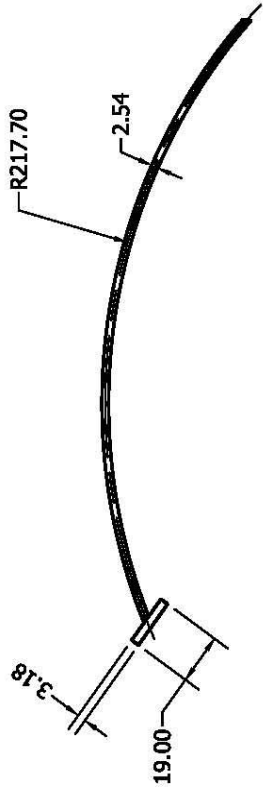
AUTOR	12/07/16	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN
Wilheam Maman Casilla		
ASESOR		
Ing. Victor Malpartida A.		
Msc. Avelino Pari Pinto		
Ing. Daniel Cardenas G.		
PROYECTO:	DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO	
SIZE	PLANO:	REV
A4	CUBIERTA	01
SCALE	1/10	MATERIAL: LATON
		DO-UNID 01-07



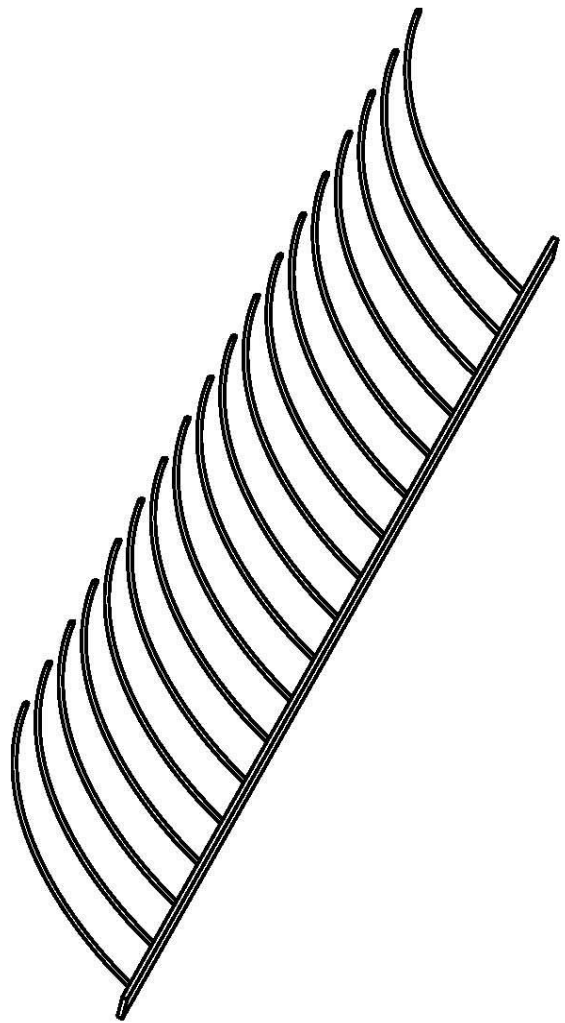
AUTOR	12/07/16	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN
Wilhem Marnani Casilla		
REVISADO POR		PROYECTO:
Ing. Victor Melpartida A.		DISEÑO DE UNA MÁQUINA
Msc. Avelino Pari Pinto		DESPALLADORA DE ORÉGANO
Ing. Daniel Cardenas G.		
	SIZE	PLANO:
	A4	MESA DE ALIMENTACION
	ESCALA	1/5 MATERIAL: LATON
	REV	01
	IDU-UNID.01 - 08	



VISTA FRONTAL
ESCALA 1 : 2

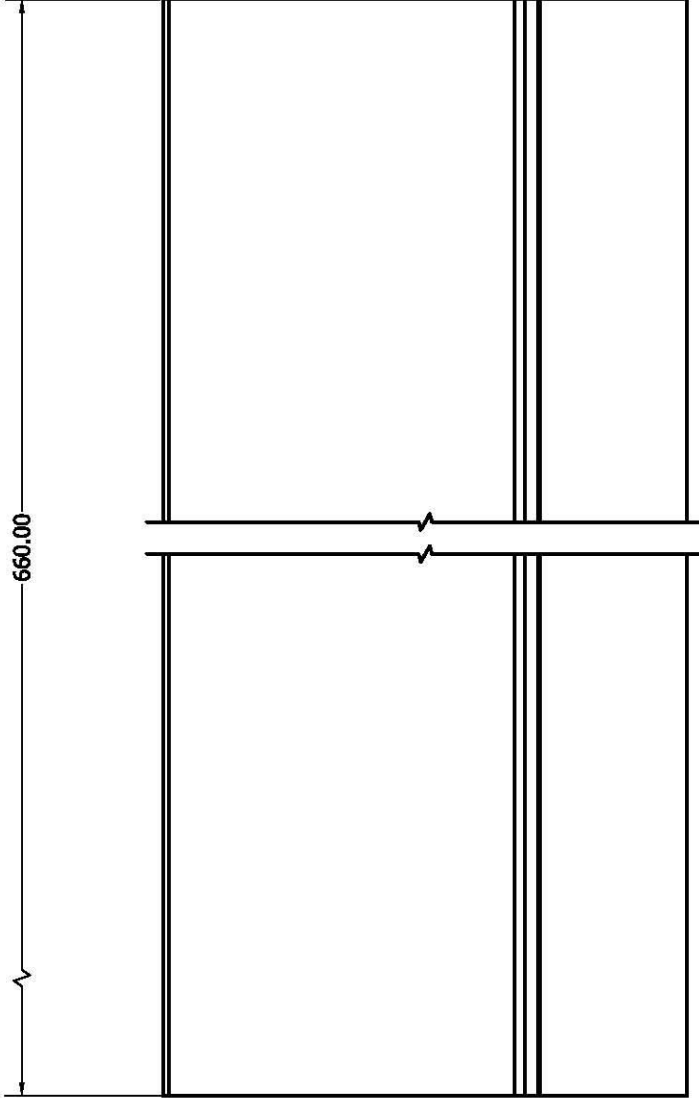


VISTA LATERAL
ESCALA 1 : 2

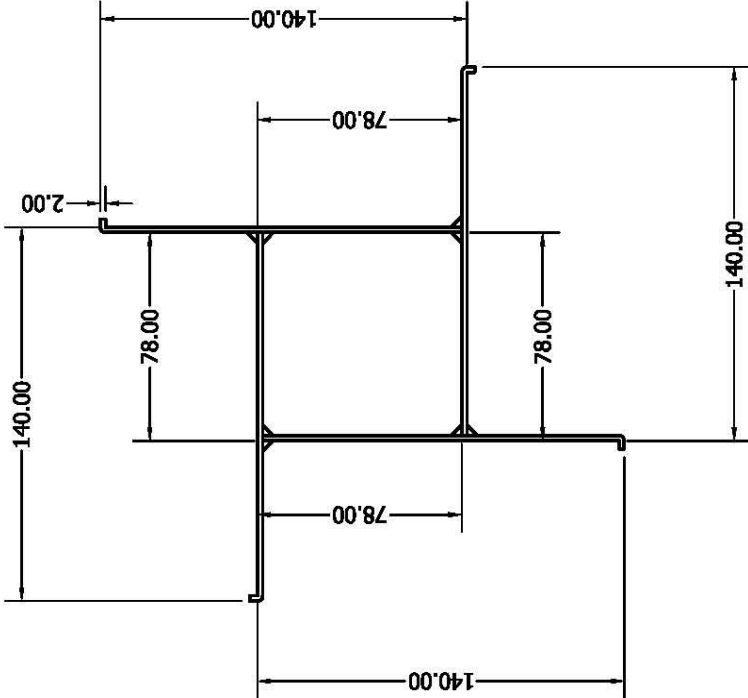


VISTA ISOMETRICA
ESCALA 1 : 3

AUTOR	12/07/16
Wilheam Mamani Casilla	
REVISADO POR	
Ing. Victor Malpartida A.	
Msc. Avelino Pari Pinto	
Ing. Daniel Cardenas G.	
UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN	
PROYECTO:	
DISEÑO DE UNA MÁQUINA	
DESPALILLADORA DE ORÉGANO	
SIZE	PLANO:
A4	REJILLA
ESCALA	1/2 PLANO: PLATINA Y BARRILLA A36
REV	DO-UNID 02-01
01	

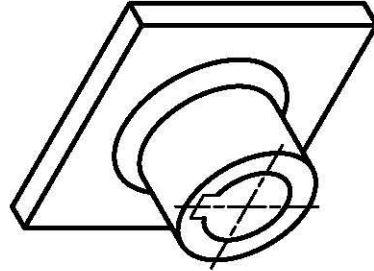
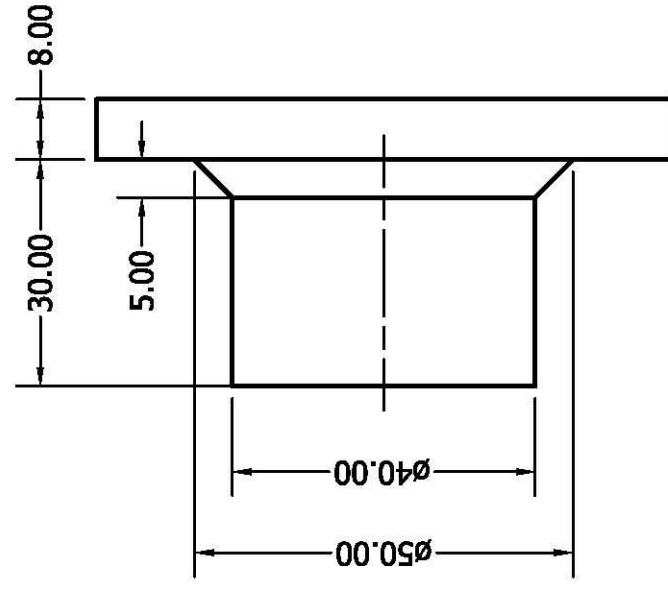
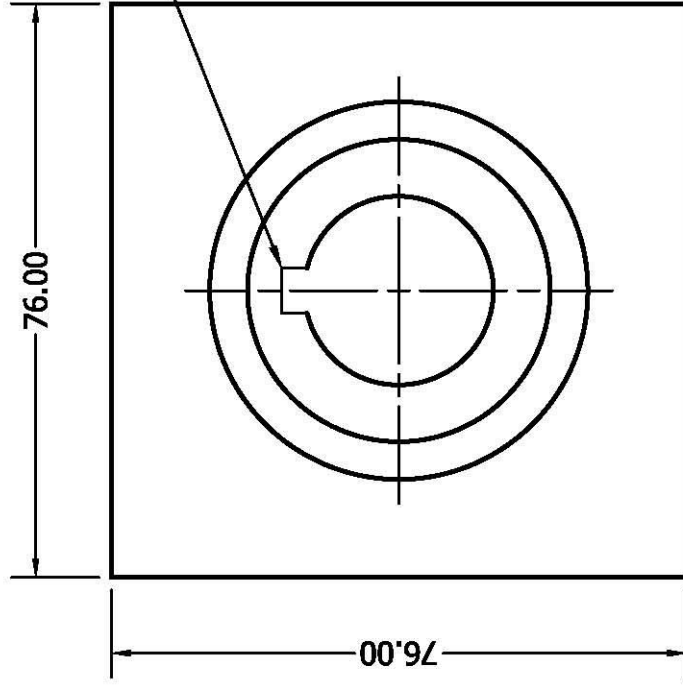


VISTA LATERAL
ESCALA 1 : 2

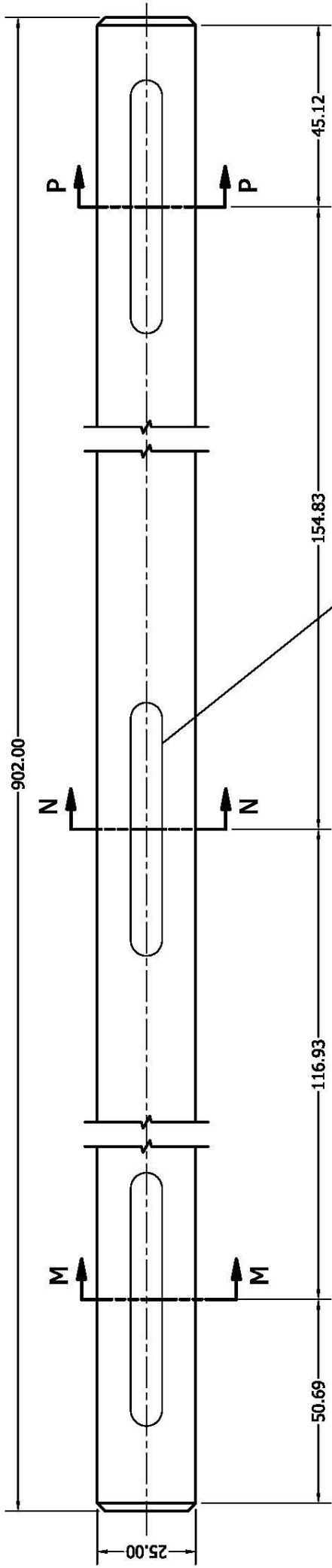


ISOMETRICO
ESCALA 1 : 5

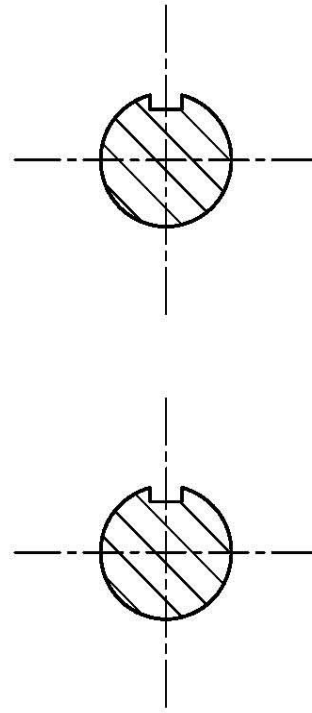
AUTOR	12/07/16	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN
Wilhelm Mamani Casilla		
REVISADO POR		
Ing. Victor Malpartida A.		PROYECTO:
Msc. Avelino Pari Pinto		DISEÑO DE UNA MÁQUINA
Ing. Daniel Cardenas G.		DESPALILLADORA DE ORÉGANO
	SIZE PLANO:	
	A4	RODETE DE BATIDOR
	ESCALA	MATERIAL: LATON
	1/2	
	REV	DO-UNID 02-02
	01	



AUTOR	12/07/16	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN			
Wilheam Mamani Casilla		PROYECTO			
REVISADO POR					
Ing. Victor Malpartida A.					
Msc. Avelino Pari Pinto		DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO			
Ing. Daniel Cardenas G.					
		SIZE	PLANO	REV	
		A4	SOPORTE DE BATIDOR	01	
		ESCALA	1/1	MATERIAL:ACERO A36	DO-UNID 02-03

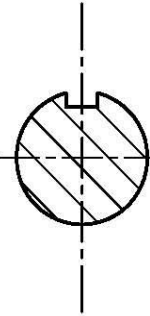


VISTA LATERAL
ESCALA 1 : 1



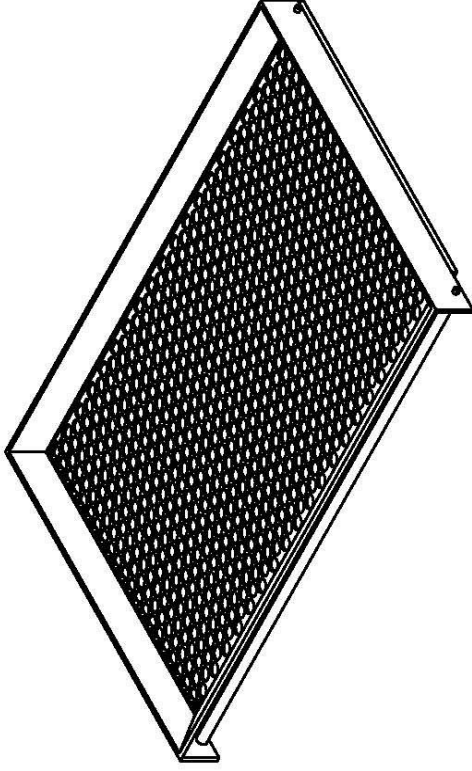
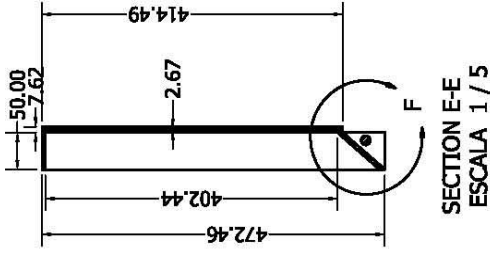
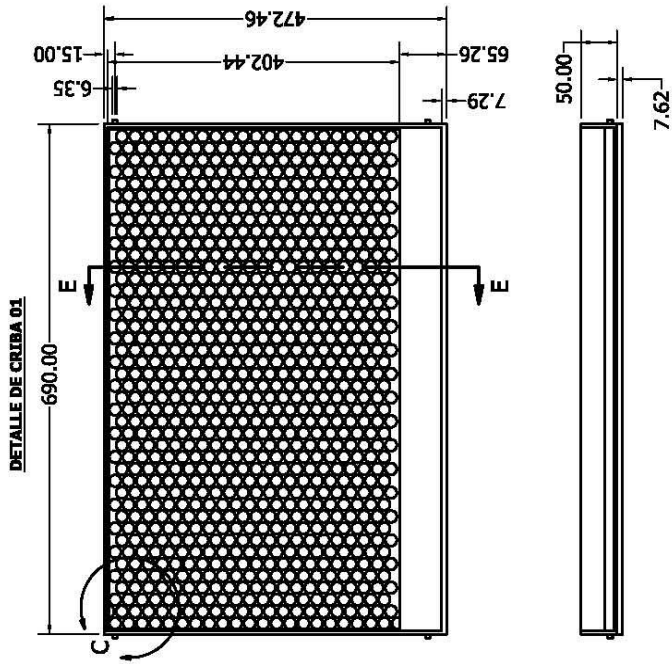
SECCION M-M

SECCION N-N



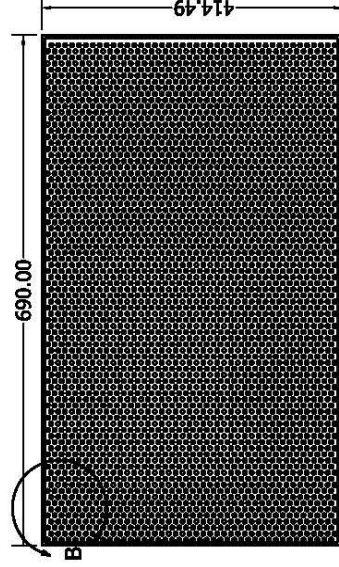
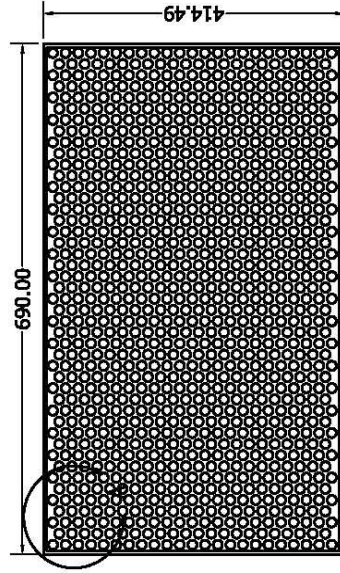
SECCION P-P

AUTOR	12/07/16	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN
Wilheam Mamani Casilla		
REVISADO POR		
Ing. Victor Malpartida A.		PROYECTO:
Msc. Avelino Pari Pinto		DISEÑO DE UNA MÁQUINA
Ing. Daniel Cardenas G.		DESPIALLADORA DE ORÉGANO
	SIZE PLANO	
	A4	REVISION
	ESCALA 1/1	01
		MATERIAL: AISI SAE 4340
		DO.UNID 02-04

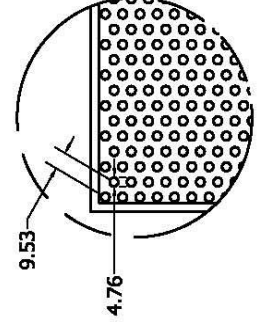
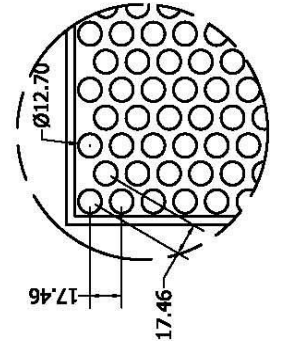
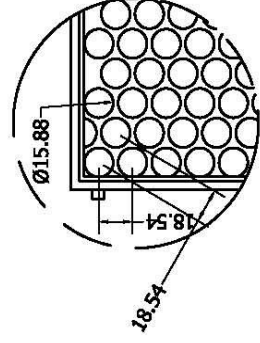
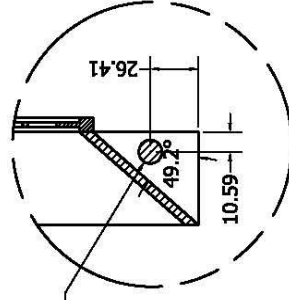


ESCALA 1/5

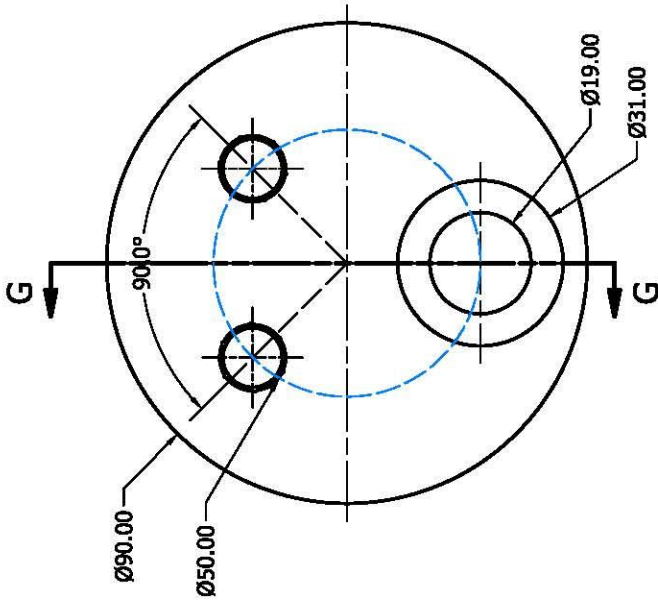
DETALLE DE CRIBA 02



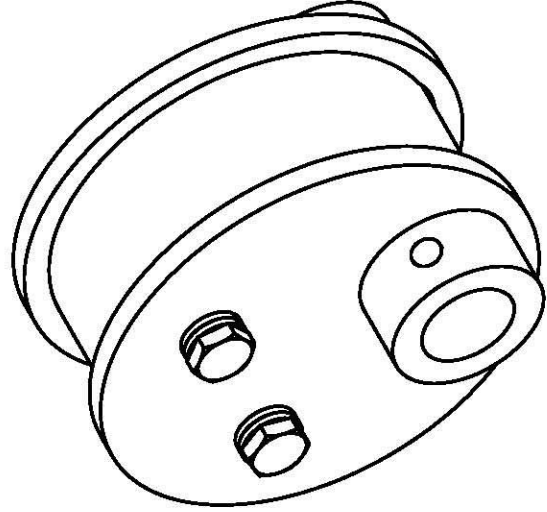
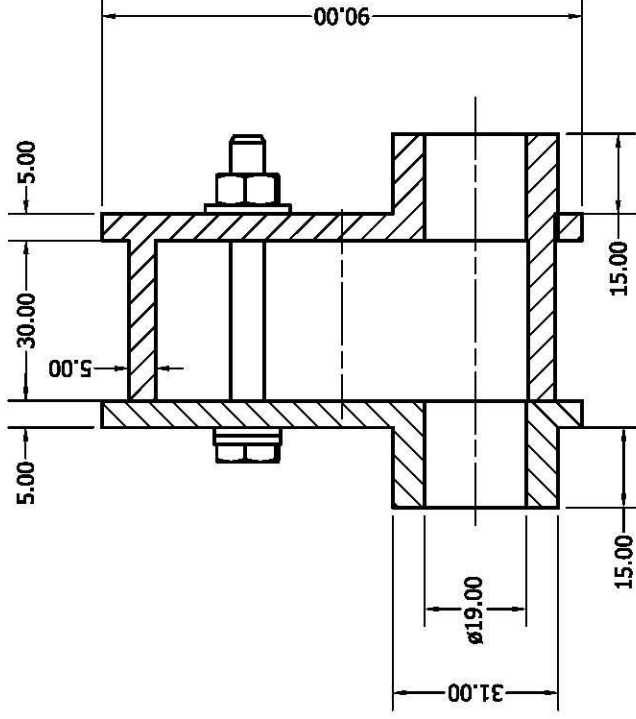
DETALLE DE CRIBA 03



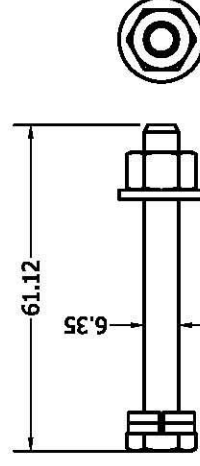
AUTOR Wilhelm Maimant Casilla REVISADO POR Ing. Victor Malbarbota A. Msc. Avelino Perí Plinto Ing. Daniel Cárdenas G.	12/07/16	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALLADORA DE ORÉGANO
SIZE PLANO A4 ZARANDAS (5/8" - 1/2" - 3/16")	REV 01	
ESCALA 1/5	MATERIAL: ACERO FUNDIDO	DO-UNID 03-01



SECCION G-G
ESCALA 1 : 1

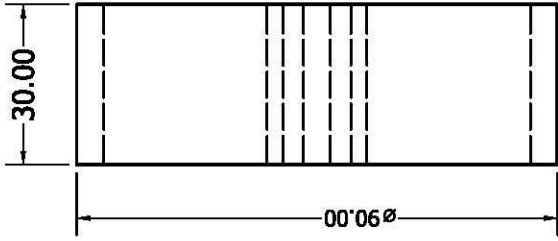


VISTA ISOMETRICA
ESCALA 1 : 1

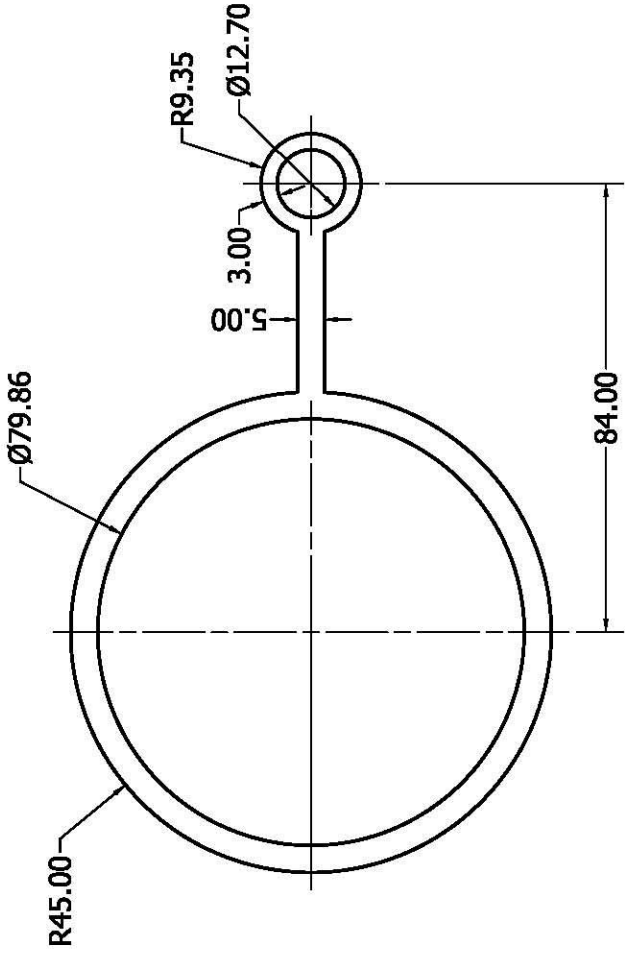


HEX CAP SCREW - INCH 1/4" - 20 UNC - 2.25
ESCALA 1

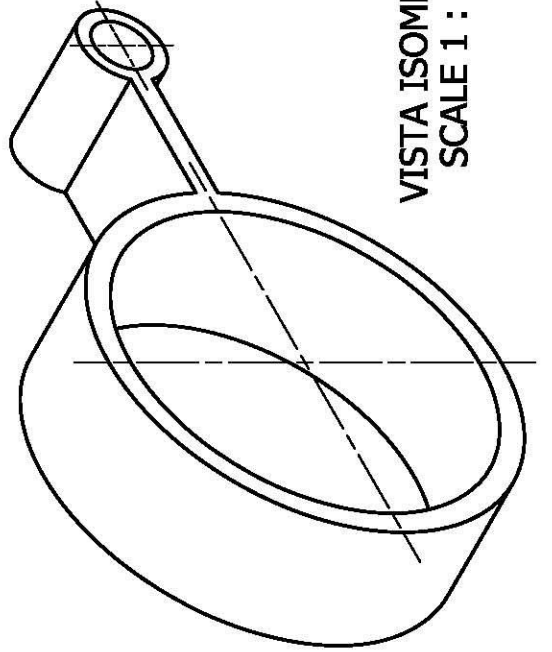
AUTOR	12/07/16	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN
Wilhelm Maramba Casilla		
REVISADO POR		
Ing. Victor Malpartida A.		PROYECTO:
Msc. Avelino Pari Pinto		DISEÑO DE UNA MÁQUINA
Ing. Daniel Cardenas G.		DESAPALLADORA DE ORÉGANO
	SIZE PLANO	
	A4	DETALLE DE EXCENTRICA
	ESCALA 1/1	MATERIAL: ACERO A36
		DO-UNID 03-3.2.1.
	REV	01



VISTA FRONTAL

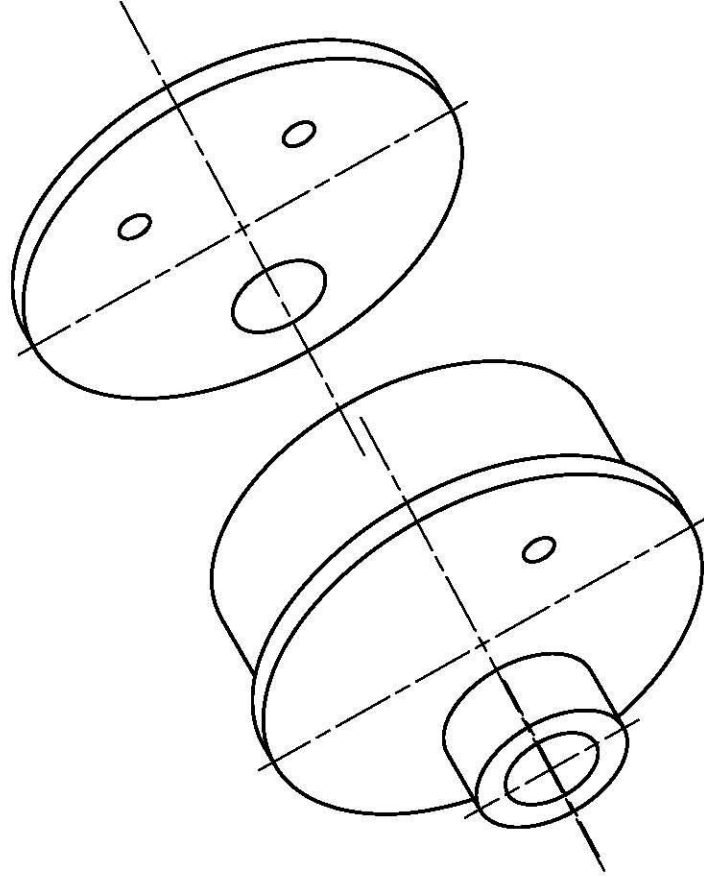
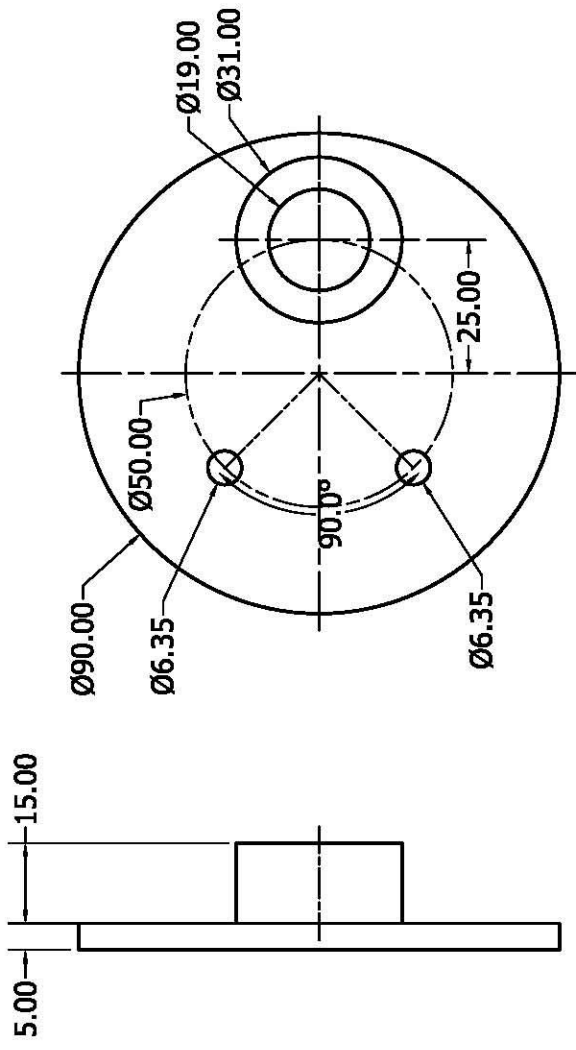


VISTA LATERAL

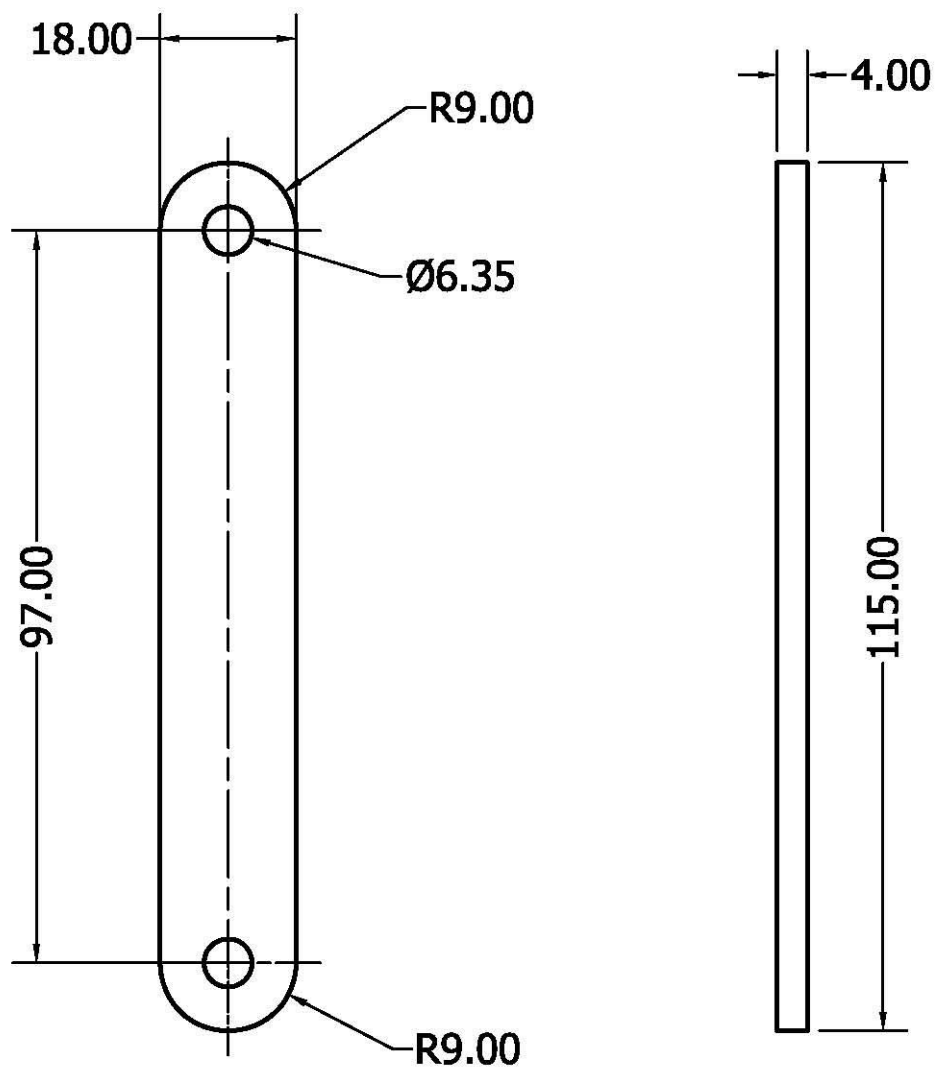


VISTA ISOMETRICA
SCALE 1 : 1

AUTOR	12/07/16	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN
Wilhelm Mamani Casilla		
REVISADO POR		
Ing. Victor Malpartida A.		
Msc. Avelino Pari Pinto		
Ing. Daniel Cardenas G.		
		PROYECTO:
		DISEÑO DE UNA MÁQUINA
		DESPIALLADORA DE ORÉGANO
SIZE	PLANO	REV
A4		01
ESCALA	1/1	MATERIAL: ACERO A36
		DO-UNID 03-3.2.2.

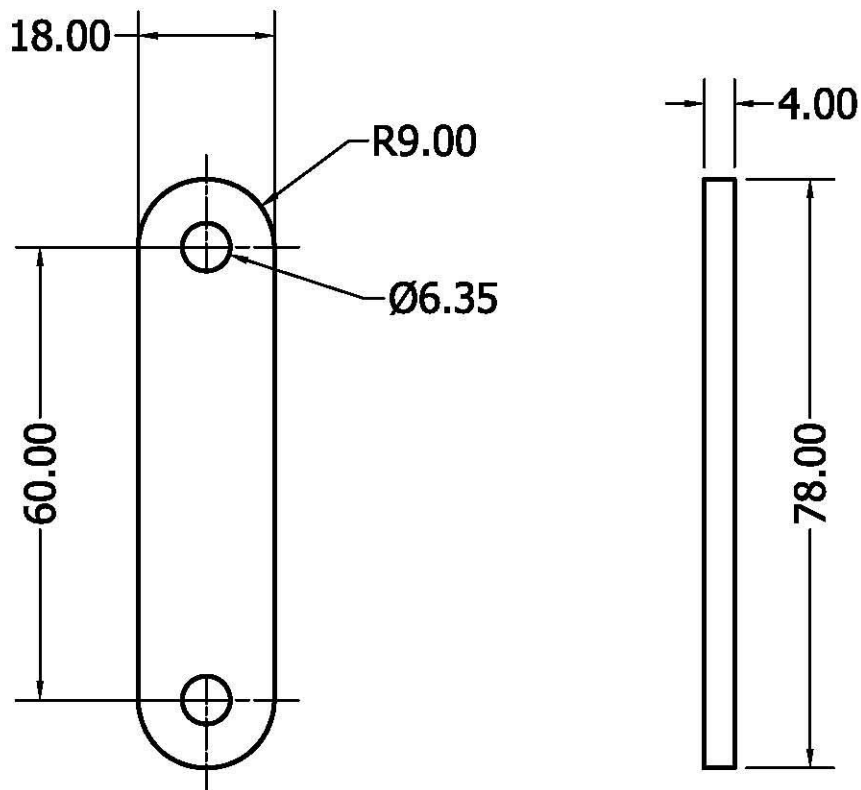


AUTOR	12/07/16	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN
Wilhelm Mamani Casilla		
REVISADO POR		
Ing. Victor Malpartida A.		PROYECTO:
Msc. Avelino Pari Pinto		DISEÑO DE UNA MÁQUINA
Ing. Daniel Cardenas G.		DESPALILLADORA DE ORÉGANO
ESCALA	1/1	MATERIAL: ACERO A36
SIZE	PLANO	REV
A4	EXCENTRICA	01
		DO-UNID 03-3.2.3.

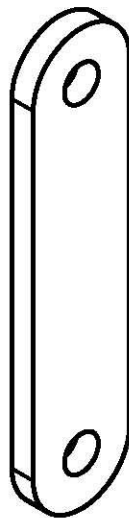


VISTA FRONTAL
ESCALA 1 : 1

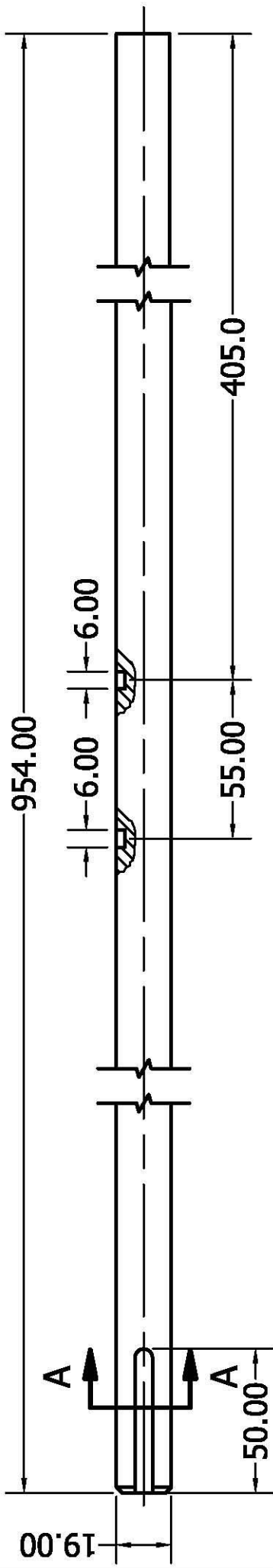
AUTOR	12/07/16	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN			
Wilheam Mamani Casilla		PROYECTO DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO			
REVISADO POR					
Ing. Victor Malpartida A.					
Msc. Avelino Pari Pinto					
Ing. Daniel Cardenas G.		SIZE	PLANO	REV	
		A4	BALANCIN DE ZARANDA N°2	01	
		ESCALA	1/1	MATERIAL: ACERO A36	DO-UNID 03-03



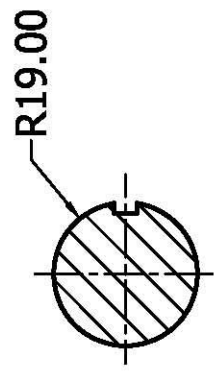
VISTA FRONTAL
ESCALA 1 : 1



AUTOR		UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN	
Wilheam Mamani Casilla		12/07/16	
REVISADO POR		PROYECTO	
Ing. Victor Malpartida A.		<p style="text-align: center;">DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO</p>	
Msc. Avelino Pari Pinto			
Ing. Daniel Cardenas G.			
SIZE	PLANO	REV	
A4	BALANCIN DE ZARANDA N°1	01	
ESCALA	1/1	MATERIAL: ACERO A 36	DO-UNID 03-4

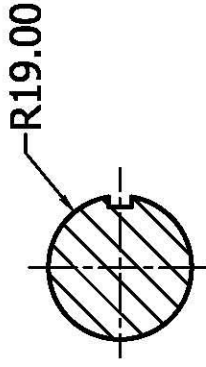
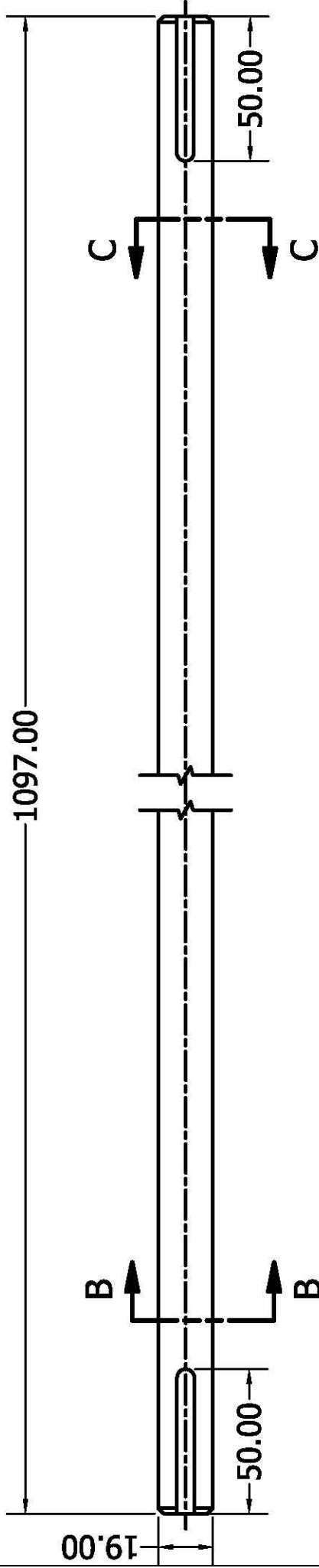


VISTA FRONTAL
ESCALA 1 : 2

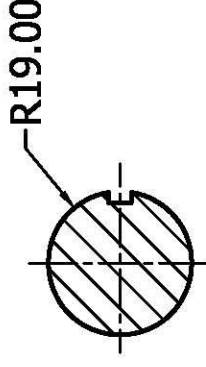


SECCION A-A
ESCALA 1 : 1

UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN		12/07/16	
AUTOR Wilheam Mamani Casilla			
REVISADO POR Ing. Victor Malpartida A.			
Msc. Avelino Pari Pinto			
Ing. Daniel Cardenas G.			
PROYECTO DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO			
SIZE	PLANO	REV	
A4	EJE DE EXCENTRICA (ZARANDAS)	01	
ESCALA	1/2	MATERIAL	AISI SAE 4340
			DO - UNID 03 - 05

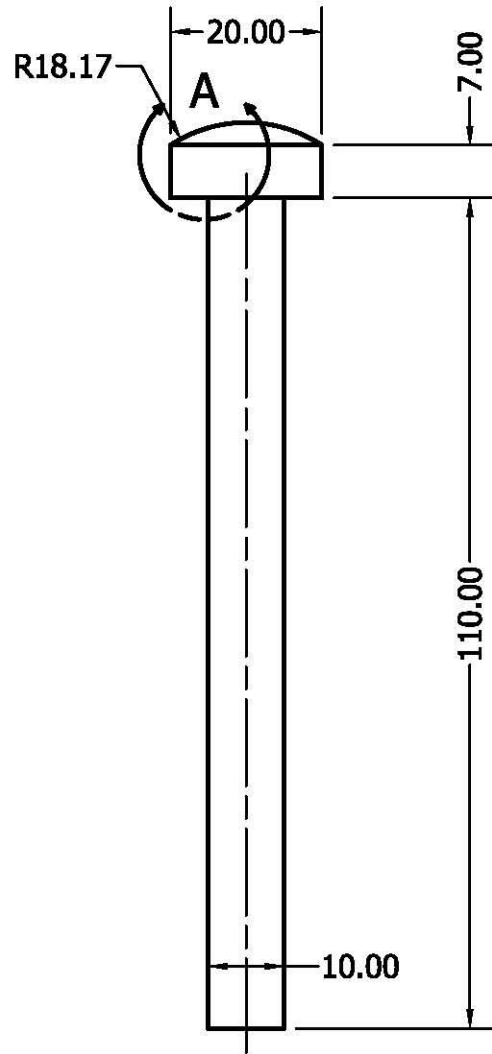
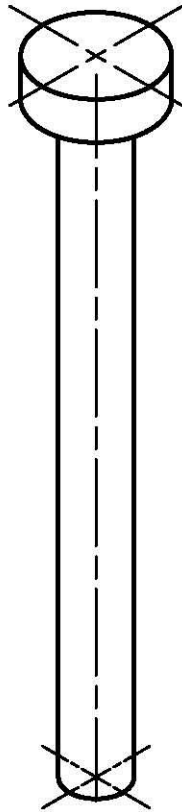


SECCION B-B
ESCALA 1 : 1

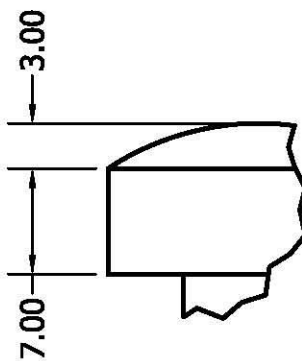


SECCION C-C
ESCALA 1 : 1

AUTOR	12/07/16	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN
Wilheam Mamani Casilla		PROYECTO
REVISADO POR		
Ing. Victor Malpartida A.		
Msc. Avelino Pari Pinto		DISEÑO DE UNA MÁQUINA
Ing. Daniel Cardenas G.		DESPALILLADORA DE ORÉGANO
		SIZE PLANO
		A4 EJE "Z"
		ESCALA 1/2 PLANO : AISI SAE 4340
		REV 01
		DO-UNID 03 - 06

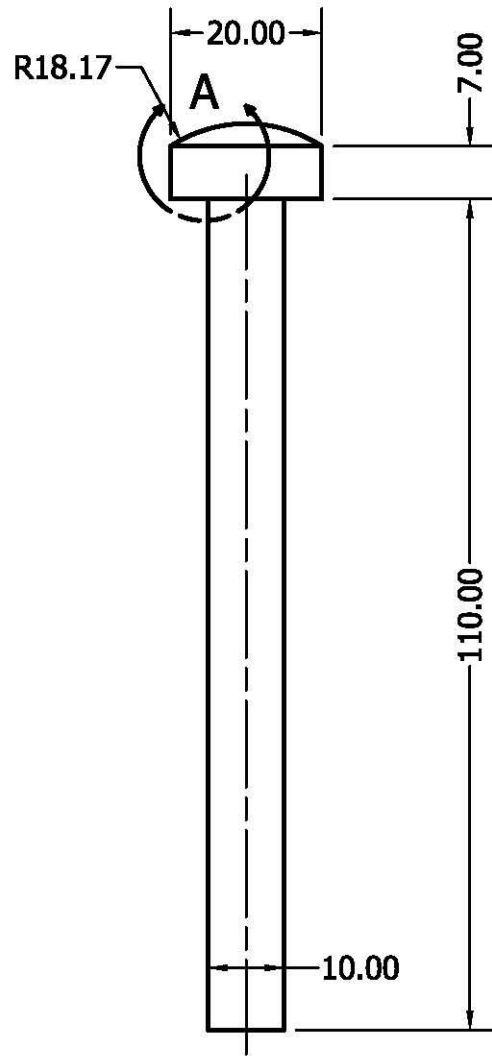
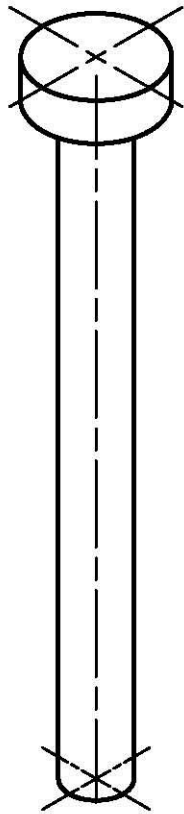


ESCALA 1 : 1

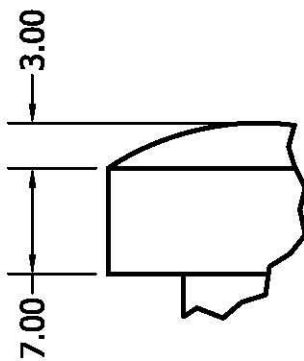


DETALLE A
ESCALA 2 : 1

AUTOR		UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN	
Wilheam Mamani Casilla	12/07/16		
REVISADO POR		PROYECTO:	
Ing. Victor Malpartida A.		<p style="text-align: center;">DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO</p>	
Msc. Avelino Pari Pinto			
Ing. Daniel Cardenas G.			
SIZE	PLANO	REV	
A4	PASADOR	01	
SCALE	1/1	MATERIAL: ACERO A 36	DO-UNID 04 - 04



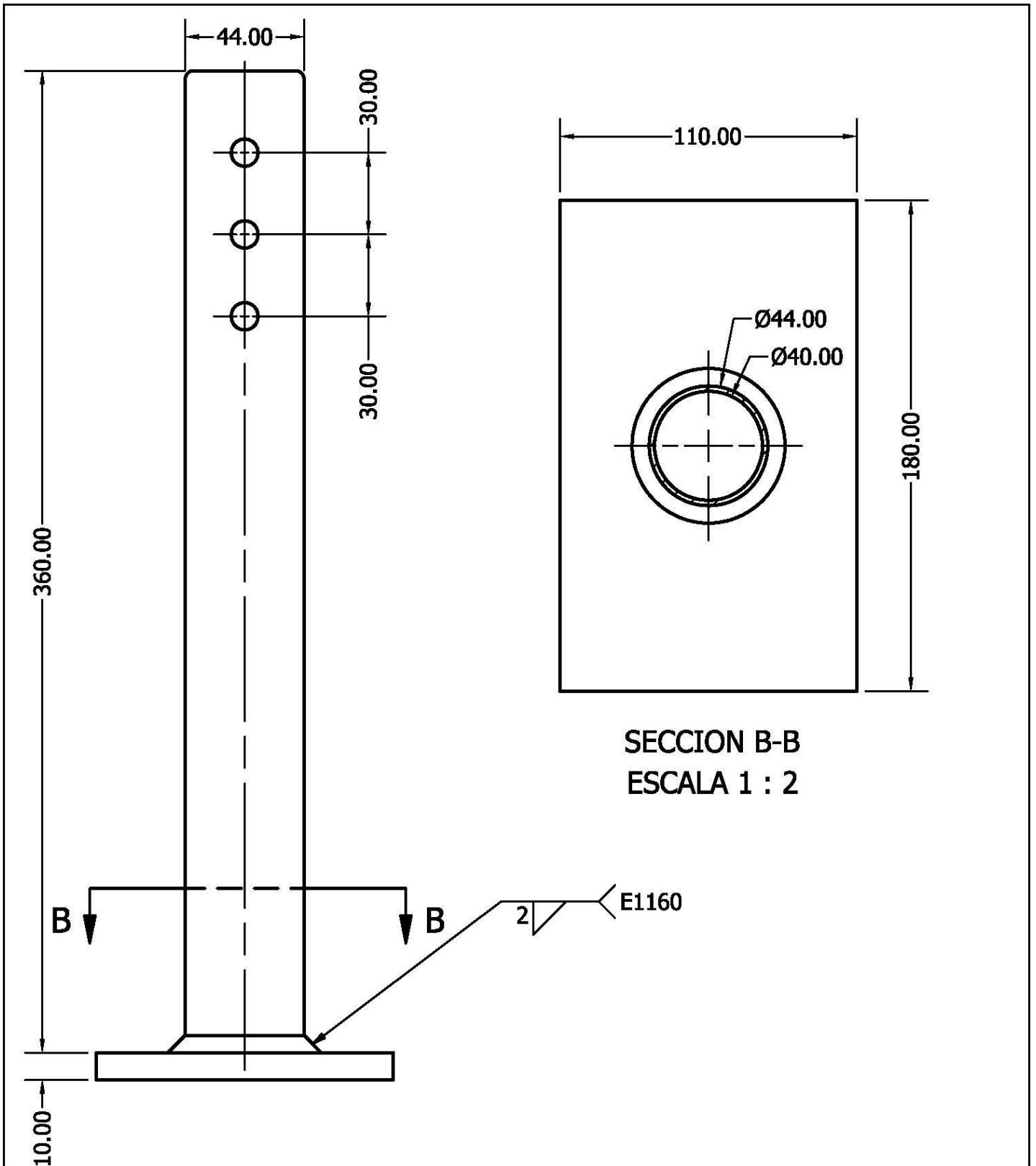
ESCALA 1 : 1



DETALLE A

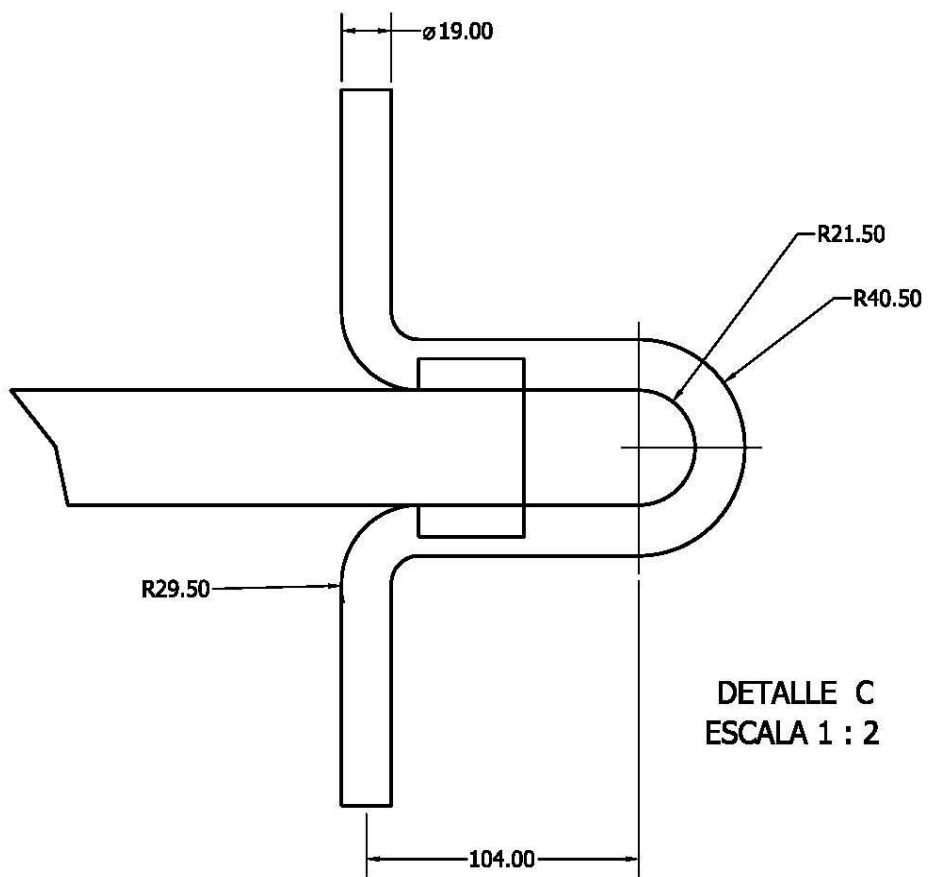
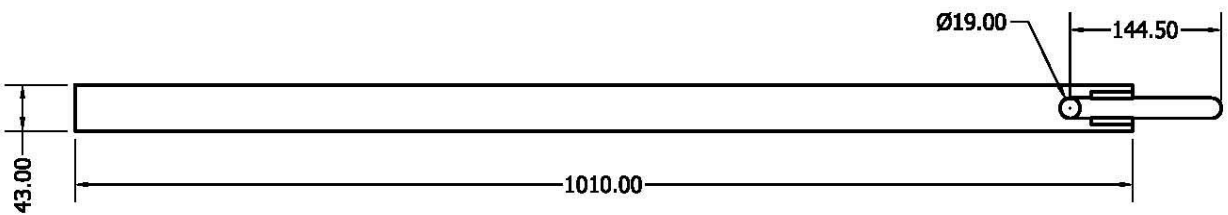
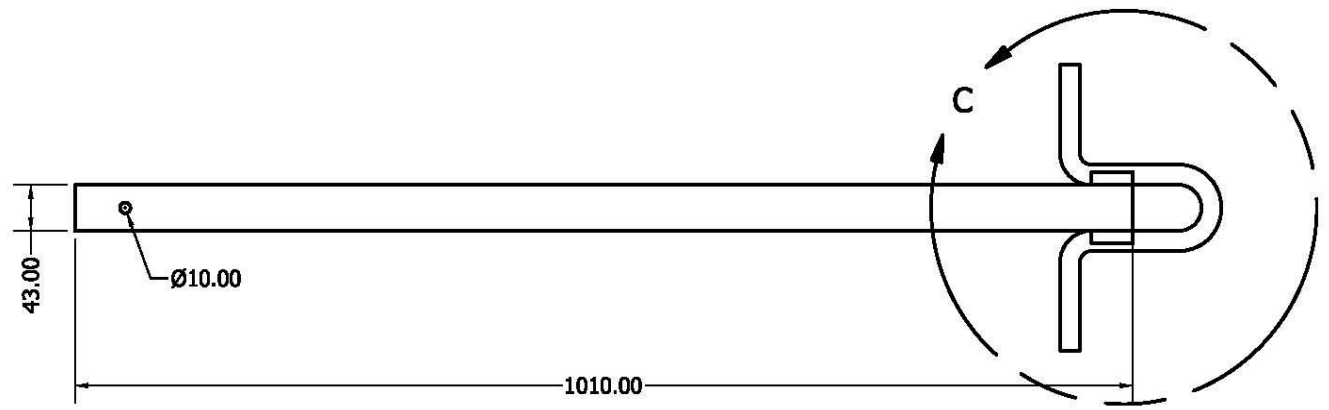
ESCALA 2 : 1

AUTOR		UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN	
Wilheam Mamani Casilla	12/07/16		
REVISADO POR		PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO	
Ing. Victor Malpartida A.			
Msc. Avelino Pari Pinto			
Ing. Daniel Cardenas G.			
SIZE	PLANO	REV	
A4	PASADOR	01	
SCALE	1/1	MATERIAL: ACERO A 36	DO-UNID 04 - 04

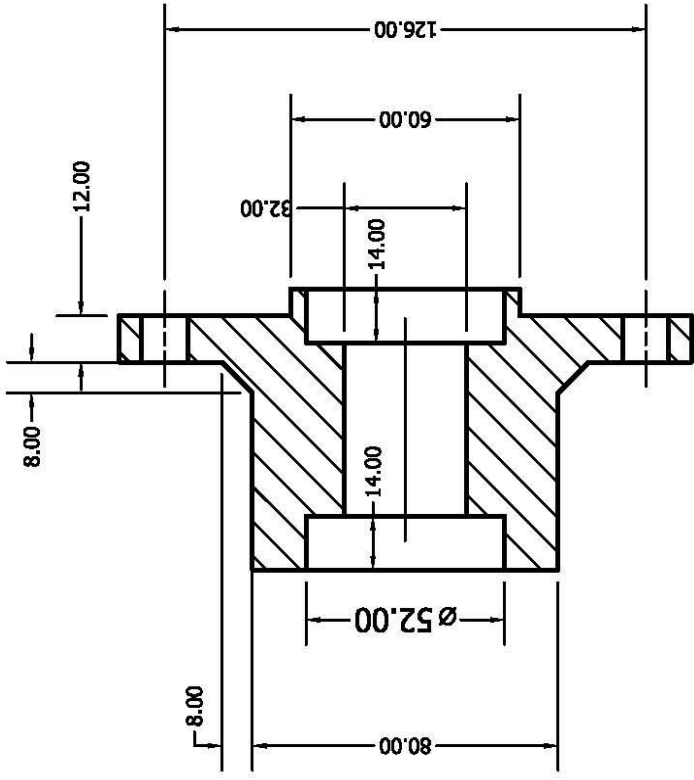


SECCION B-B
ESCALA 1 : 2

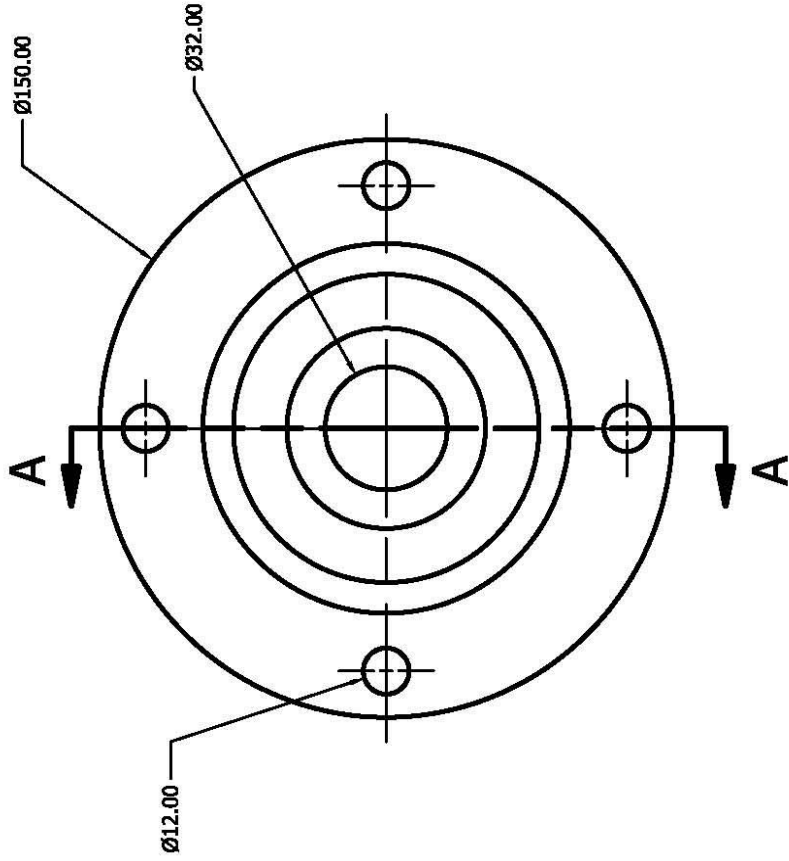
AUTOR		UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN	
Wilheam Mamani Casilla	12/07/16	PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO	
REVISADO POR			
Ing. Victor Malpartida A.			
Msc. Avelino Pari Pinto			
Ing. Daniel Cardenas G.			
SIZE	PLANO	REV	
A4	PIE DE APOYO	01	
ESCAL	1/2	MATERIAL: ACERO A36	DO-UNID 04-05



AUTOR	12/07/16	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN		
Wilheam Mamani Casilla		PROYECTO		
REVISADO POR		DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO		
Ing. Victor Malpartida A.				
Msc. Avelino Pari Pinto		SIZE	PLANO	REV
Ing. Daniel Cardenas G.		A4	PALANCA	01
		ESCALA	1/5	MATERIAL : ACERO A 36
				DO-UNID 04-05



SECCION A-A
ESCALA 1 : 2



AUTOR	12/07/16
Wilheam Mamani Casilla	
REVISADO POR	
Ing. Victor Malpartida A.	
Msc. Avelino Pari Pinto	
Ing. Daniel Cardenas G.	

UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

PROYECTO

DISEÑO DE UNA MÁQUINA
DESPALILLADORA DE ORÉGANO

SIZE PLANO

A4 MANZANA DE NEUMATICO

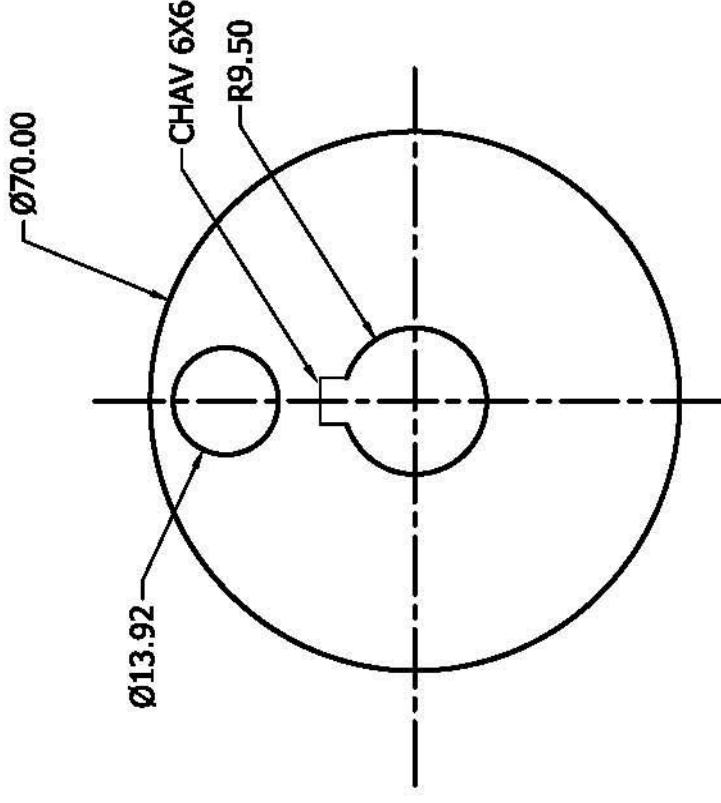
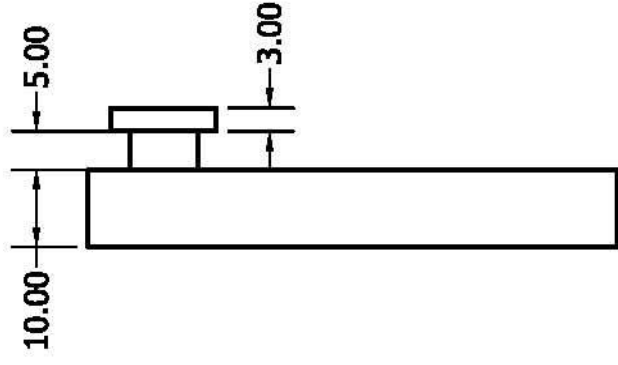
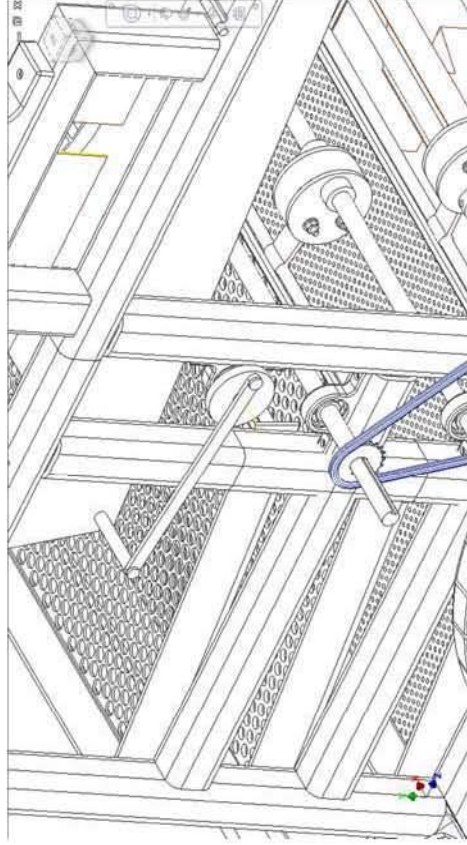
REV

01

ESCALA 1/2 MATERIAL : HIERRO FUNDIDO

DO - UNID 04 -07

UBICACION



AUTOR

**Wilheam Mamani Casilla
ASESOR**

12/07/16

UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

Ing. Víctor Malpartida A.

PROYECTO

Msc. Avelino Pari Pinto

DISEÑO DE UNA MÁQUINA

DESPALILLADORA DE ORÉGANO

Ing. Daniel Cardenas G.

SIZE PLANO

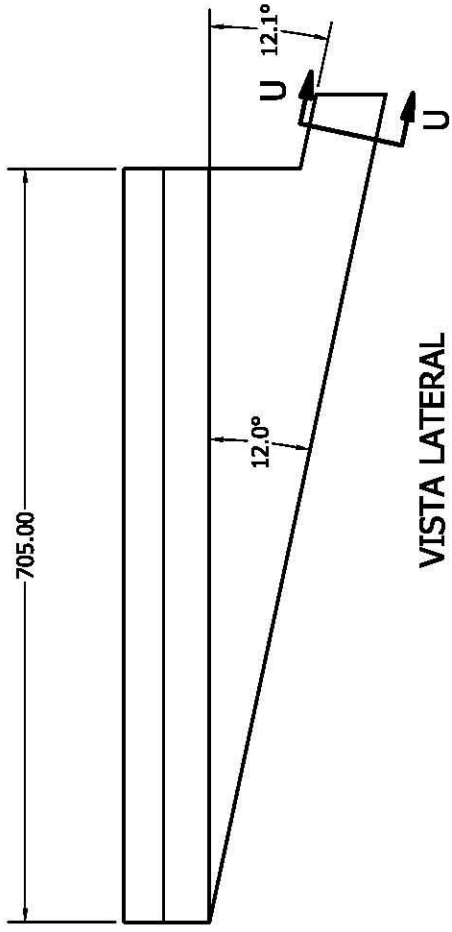
A4 EXCENTRICA DEL RECOLECTOR

REV 01

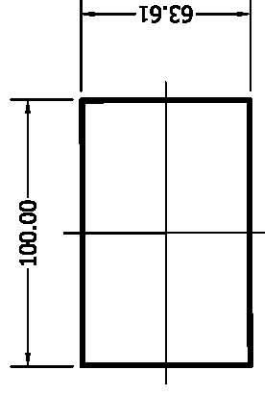
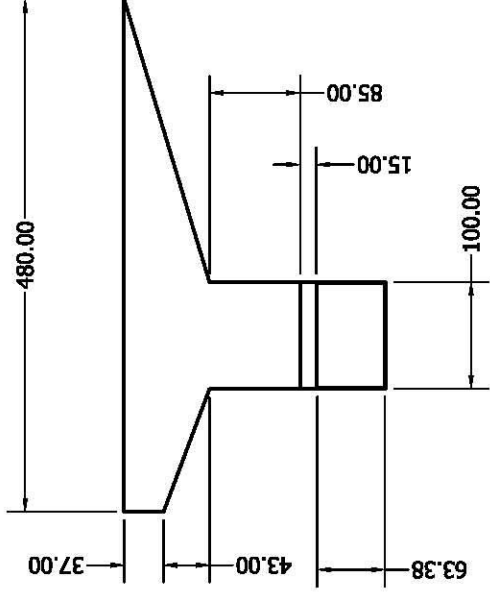
SCALE

1/1 ACERO A 36

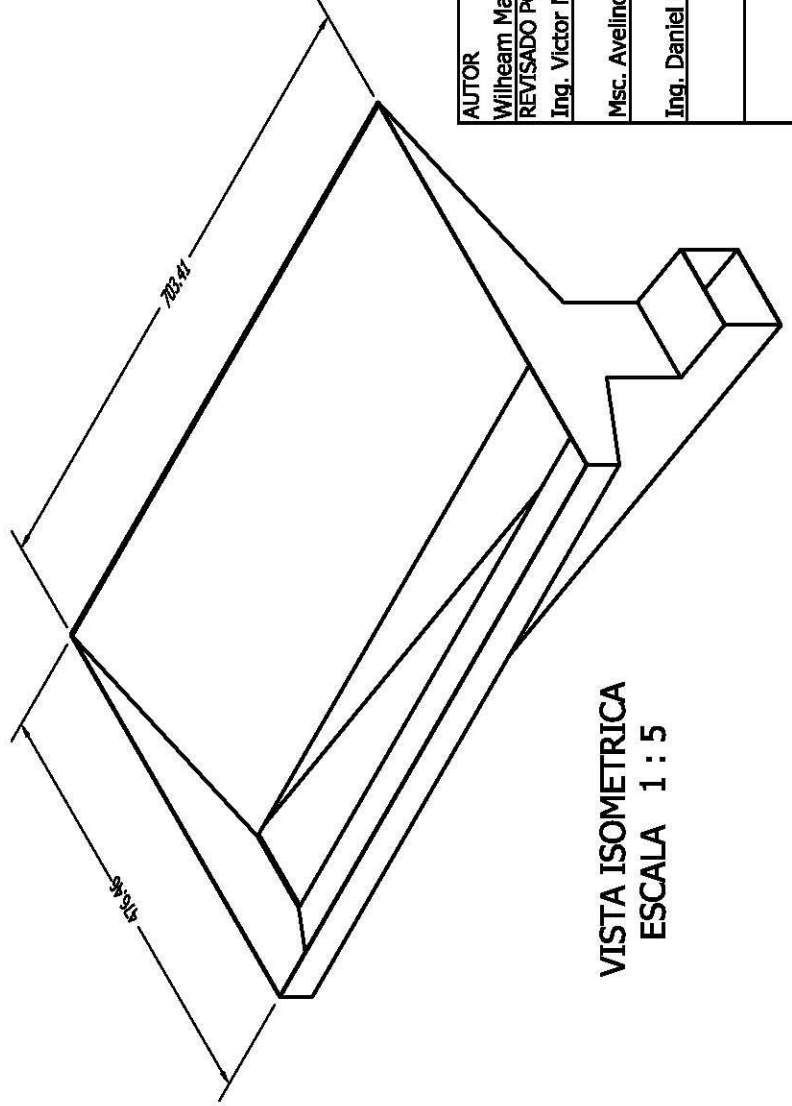
DO - UNID 05 - 06



VISTA LATERAL
ESCALA 1 : 5

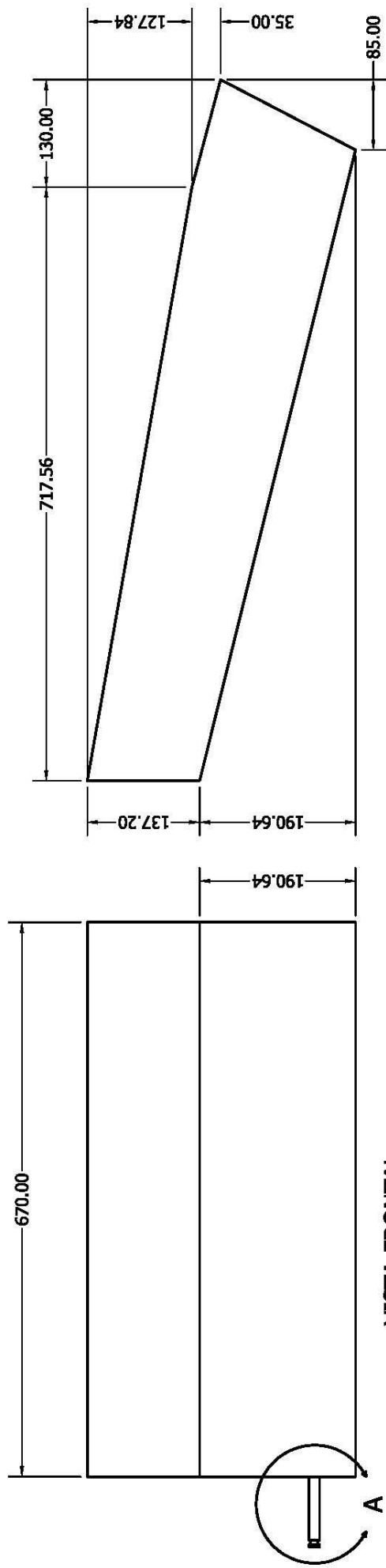


SECTION U-U
ESCALA 1 : 2

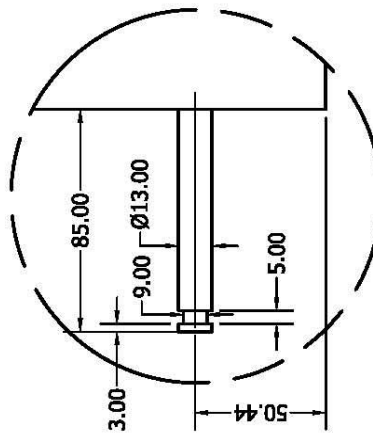


VISTA ISOMETRICA
ESCALA 1 : 5

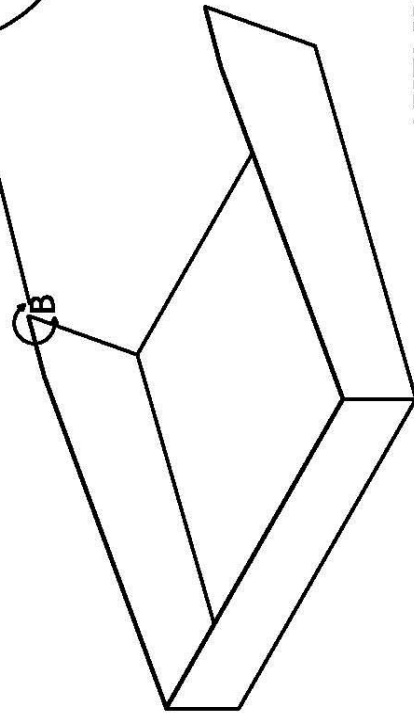
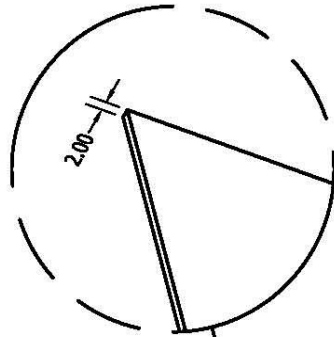
AUTOR	12/07/16	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN
Wilheam Mamani Casilla		
REVISADO POR		PROYECTO
Ing. Victor Malbartida A.		DISEÑO DE UNA MÁQUINA
Msc. Avelino Pari Pinto		DESPALILLADORA DE ORÉGANO
Ing. Daniel Cardenas G.		
SIZE	PLANO	REV
A4		01
ESCALA	MATERIAL: LATON	
1/5		
		DO-UNID.05 - 01



VISTA FRONTAL
ESCALA 1 : 5

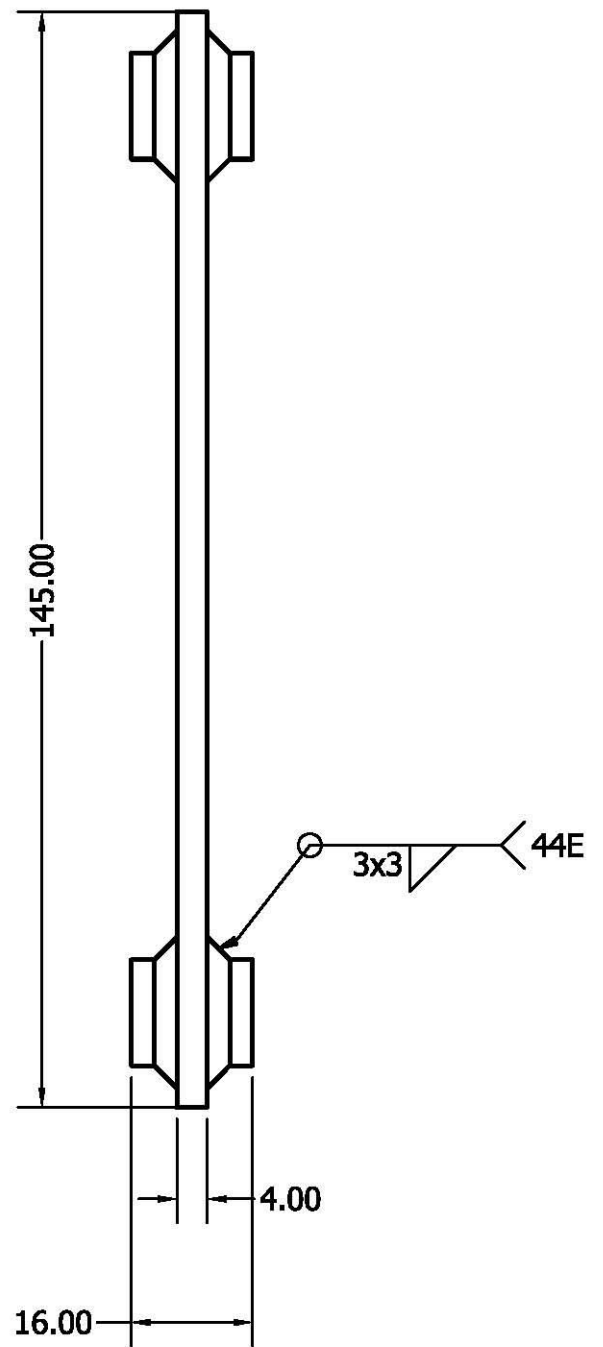
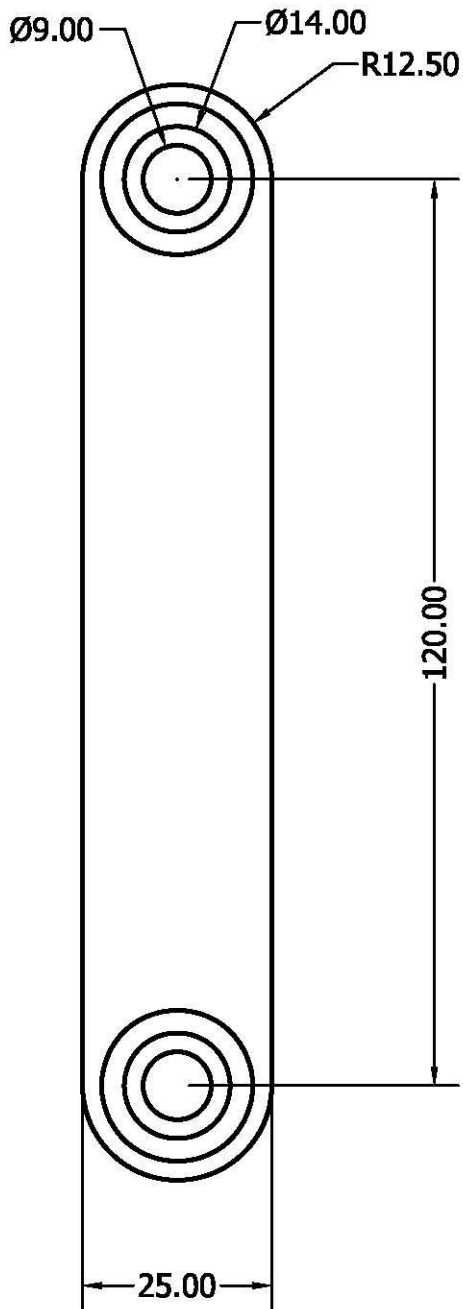


DETALLE A
ESCALA 1/2

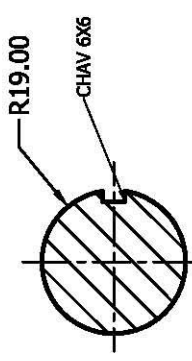
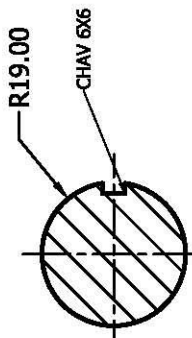
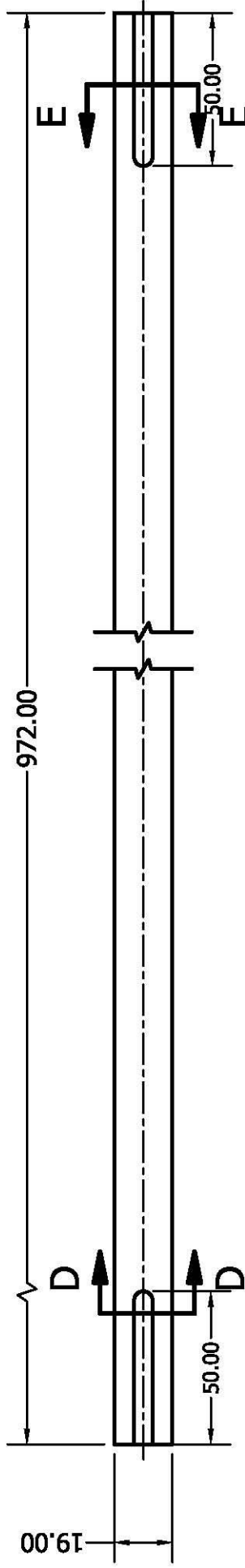


VISTA ISOMETRICA
ESCALA 1

AUTOR	12/07/16	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN
Wilhem Mamani Casilla		
REVISADO POR		PROYECTO
Ing. Victor Malpartida A.		DISEÑO DE UNA MÁQUINA
Msc. Avelino Pari Pinto		DESPALILLADORA DE ORÉGANO
Ing. Daniel Cardenas G.		
		SIZE PLANO: A4
		ESCALA 1/5
		REV 01
		DO-UNID_05-02
		BANDEJA RECOLECTORA



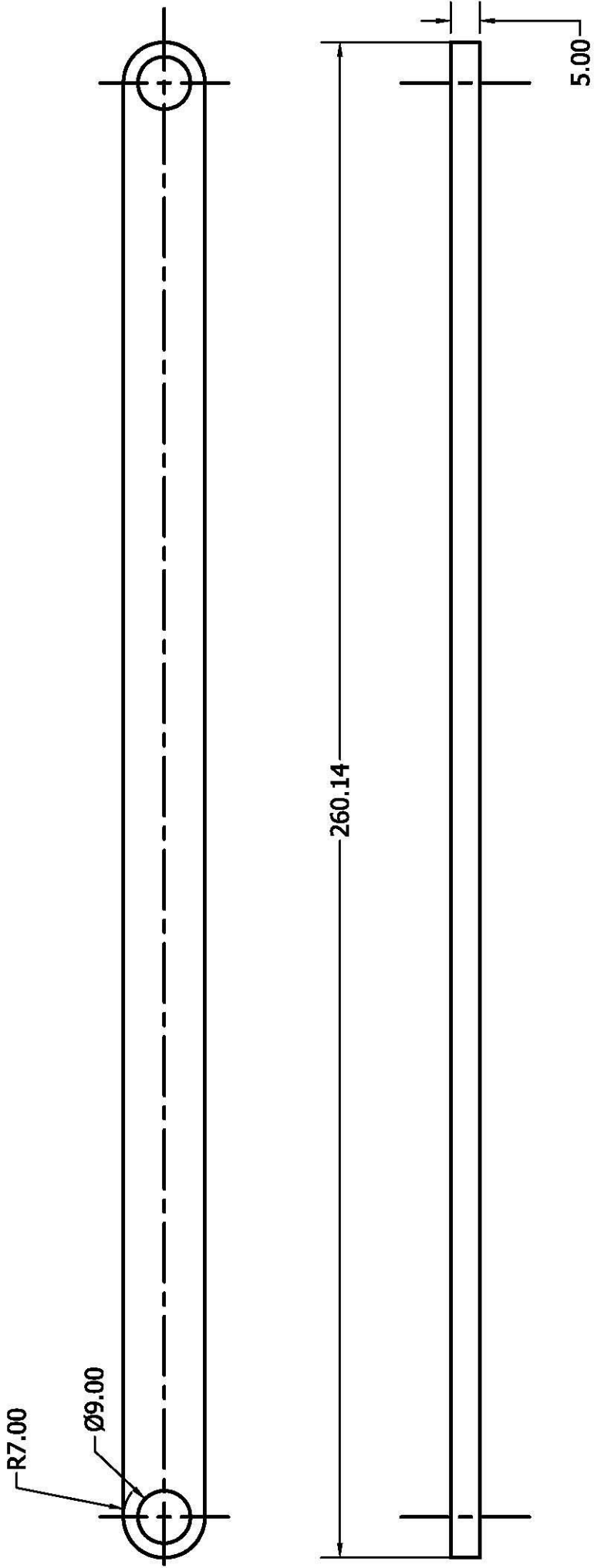
AUTOR	12/07/16	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN		
Wilheam Mamani Casilla				
REVISADO POR		PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO		
Ing. Víctor Malpartida A.				
Msc. Avelino Pari Pinto				
Ing. Daniel Cardenas G.		SIZE	PLANO:	REV
		A4	BALANCIN DE BANDEJA RECOLECT.	01



SECCION D-D
ESCALA 1 : 1

SECCION E-E
ESCALA 1 : 1

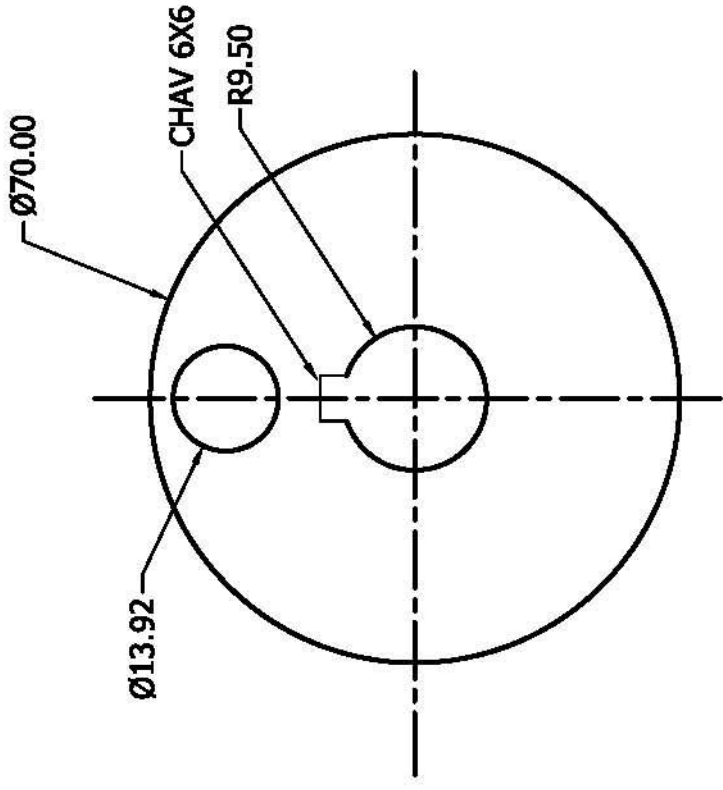
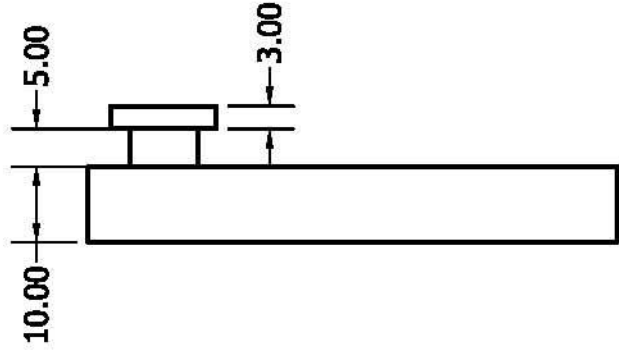
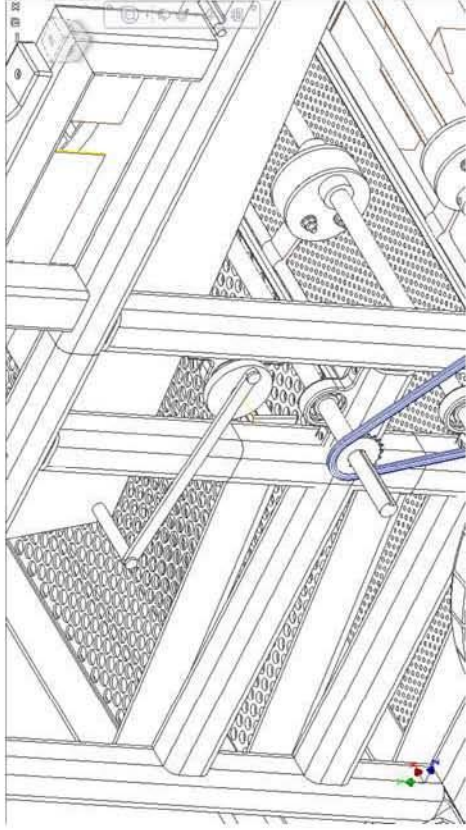
UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN		12/07/16	
AUTOR Wilheam Mamani Casilla			
REVISADO POR Ing. Victor Malpartida A.			
Msc. Avelino Pari Pinto			
Ing. Daniel Cardenas G.			
PROYECTO DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO			
SIZE A4	PLANO	ESCALA 1/2	REVISADO 01
MATERIAL: AISI SAE 4340		DO - UNID 05 - 04	



AUTOR	12/07/16
Wilheam Mamani Casilla	
REVISADO POR	
Ing. Victor Malpartida A.	
Msc. Avelino Pari Pinto	
Ing. Daniel Cardenas G.	

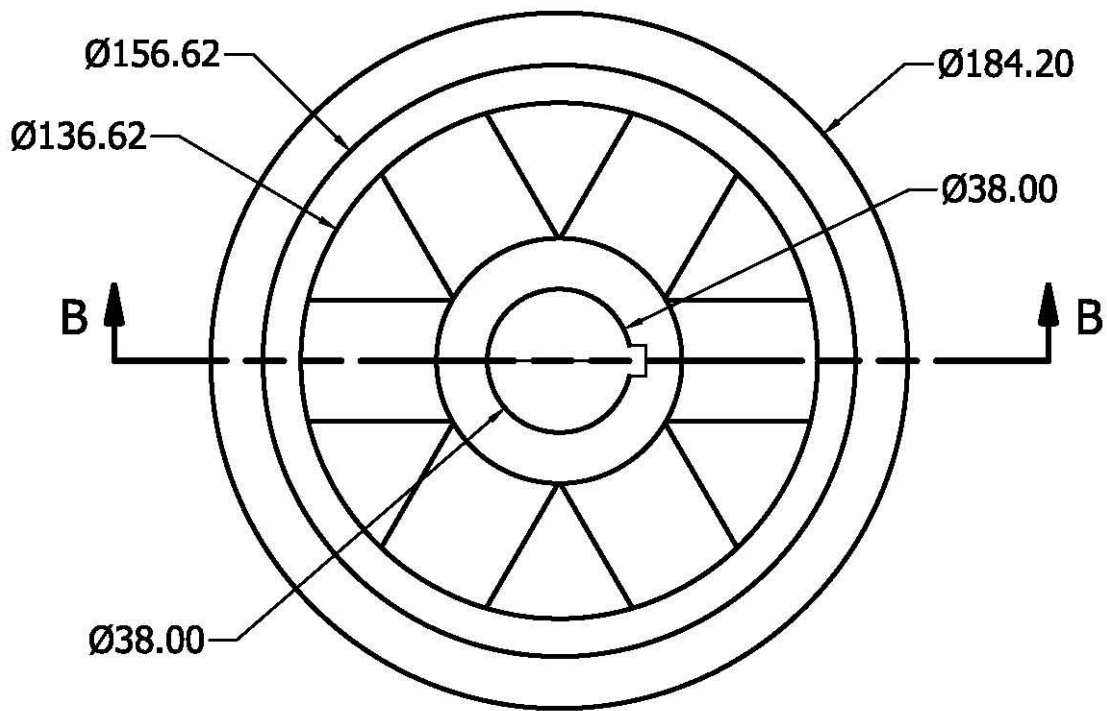
UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN	
PROYECTO	
DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO	
SIZE	PLANO
A4	MANIVELA DE EXCENTRICA DEL CANAL RECOLECTOR 01
ESCALA	MATERIAL : ACERO A36
1/1	DO - UNID 05 - 05
REV	01

UBICACION

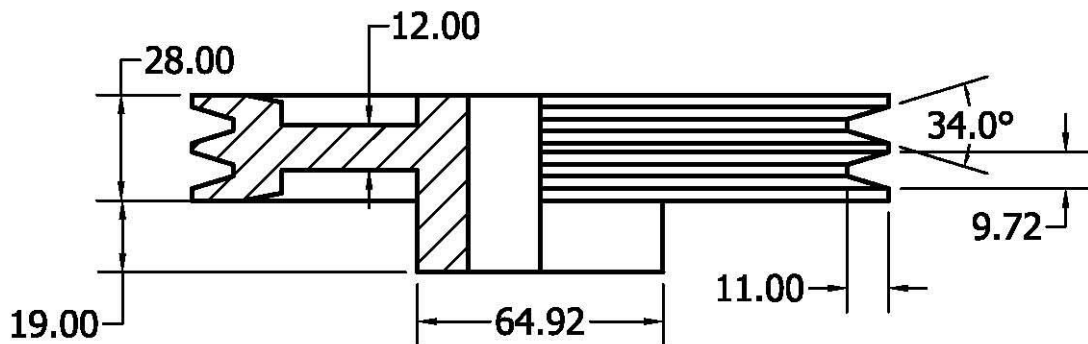


AUTOR	12/07/16
Wilheam Mamani Casilla ASESOR	
Ing. Victor Malpartida A.	
Msc. Avelino Pari Pinto	
Ing. Daniel Cardenas G.	

UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN	
PROYECTO	
DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALLILLADORA DE ORÉGANO	
SIZE	PLANO
A4	EXCENTRICA DEL RECOLECTOR
SCALE	1/1
ACERO A 36	DO - UNID 05 - 06
REV	01

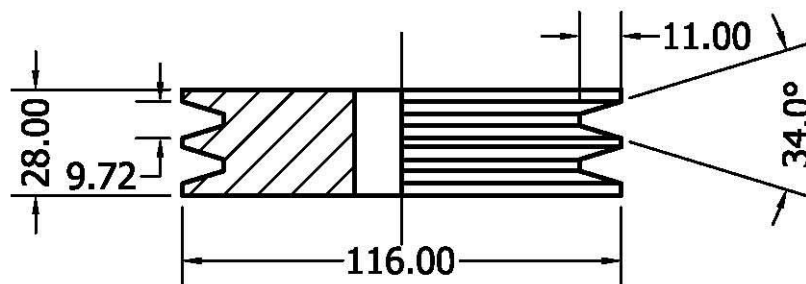
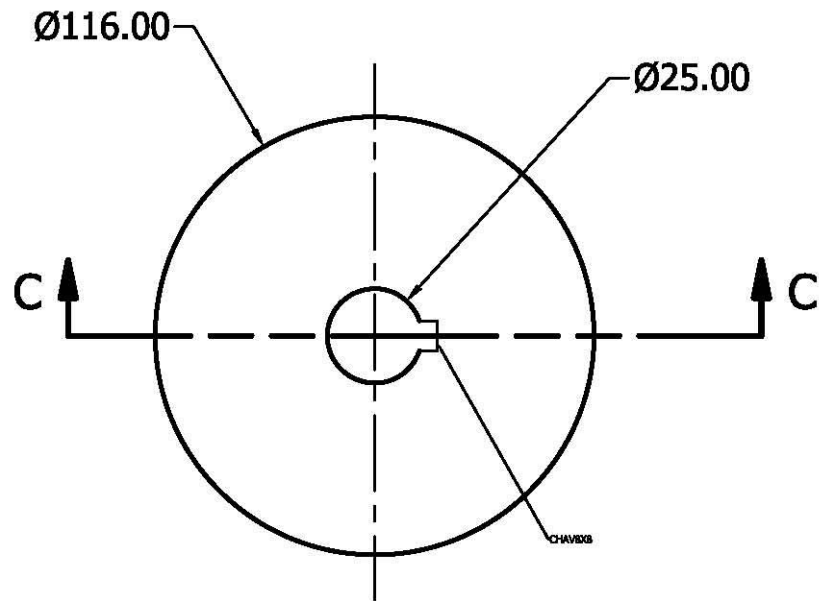


VISTA FRONTAL
ESCALA 1 / 2



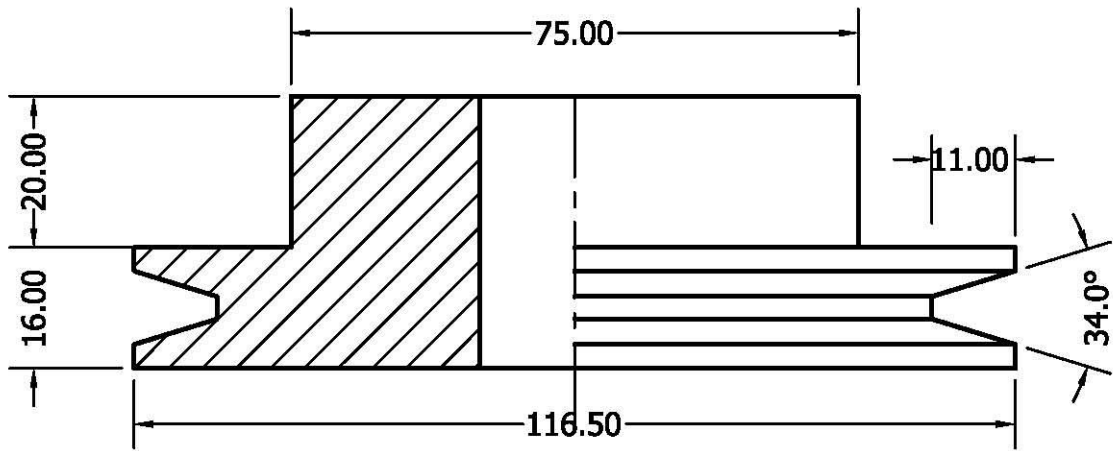
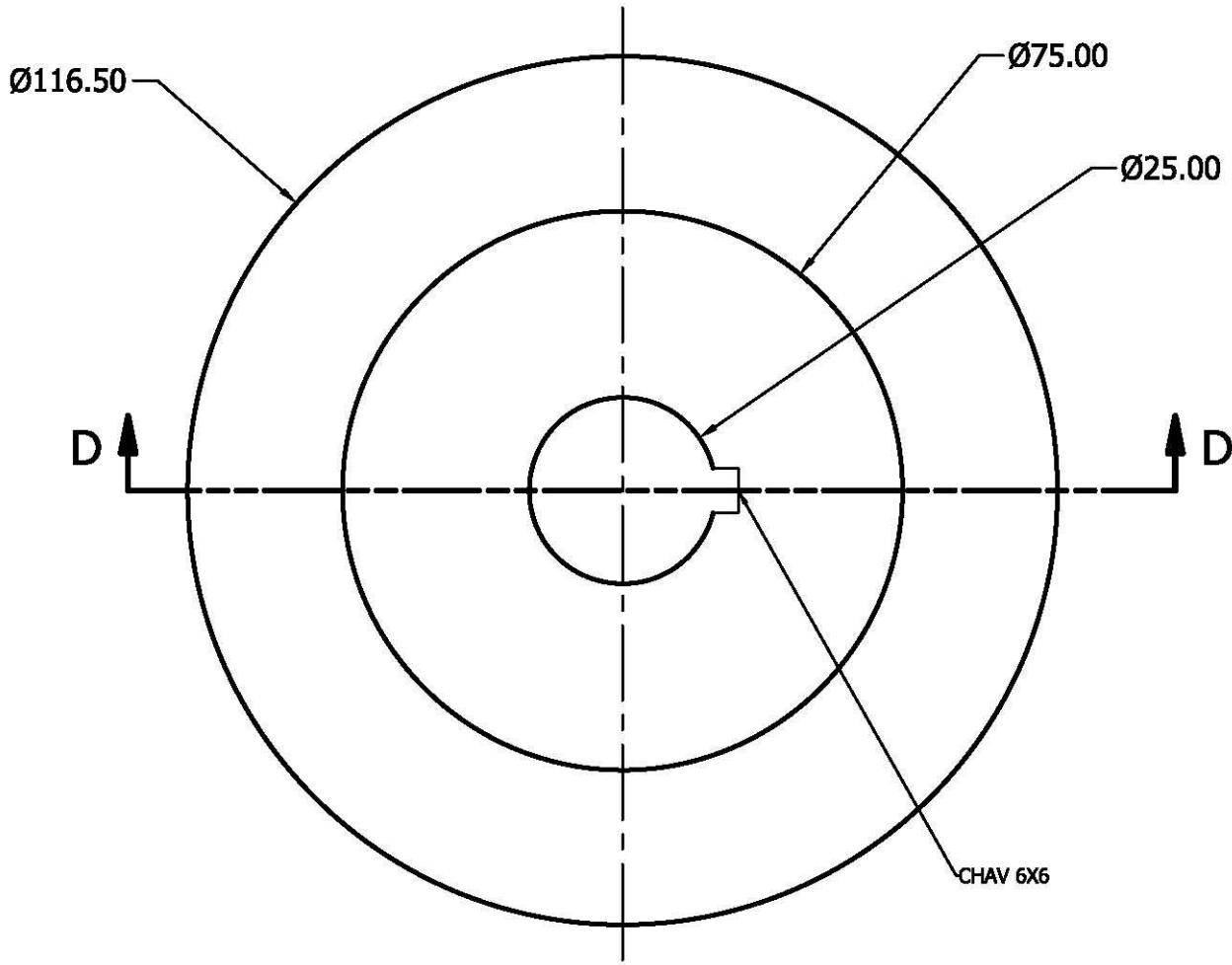
SECCION B-B
ESCALA 1 / 2

AUTOR		UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN	
Wilheam Mamani Casilla	12/07/16	PROYECTO DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO	
REVISADO POR			
Ing. Víctor Malpartida A.			
Msc. Avelino Pari Pinto			
Ing. Daniel Cardenas G.			
SIZE	PLANO	REV	
A4	POLEA "C"	01	
ESCALA	1/2	MATERIAL: ALUMINIO	DO-UNID 06-01



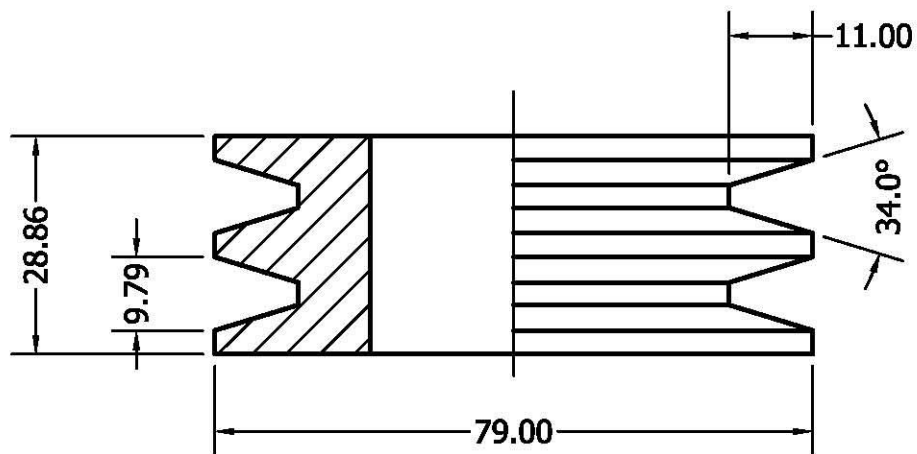
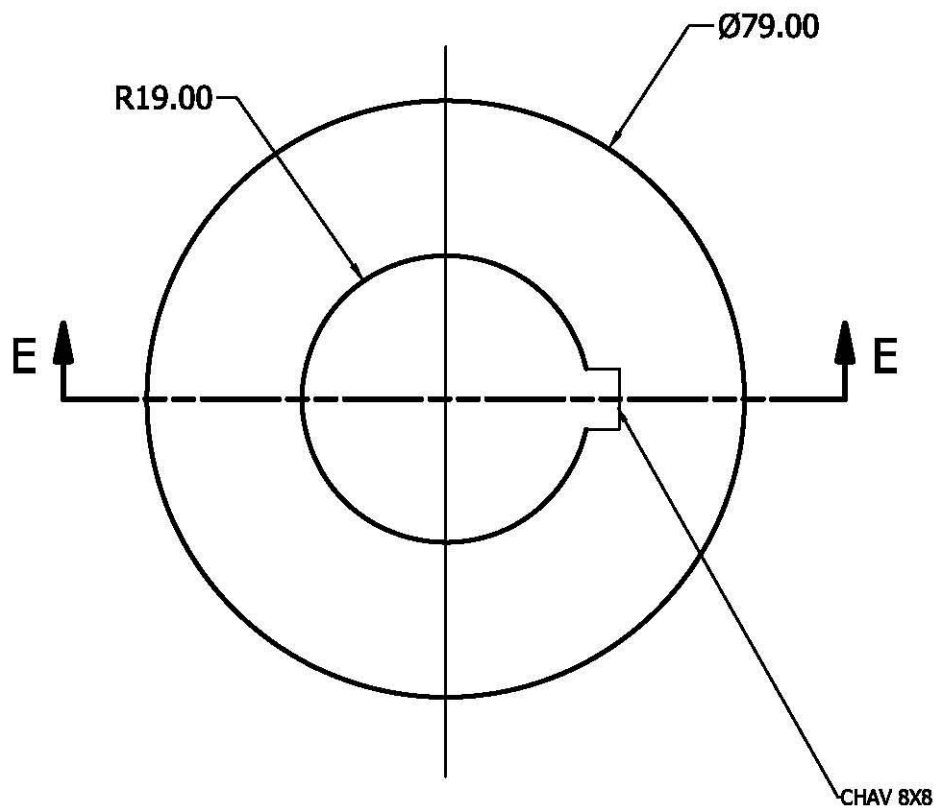
SECCION C-C
ESCALA 1 : 2

AUTOR	12/07/16	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN			
Wilheam Mamani Casilla		PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO			
REVISADO POR					
Ing. Víctor Malpartida A.					
Msc. Avelino Pari Pinto					
Ing. Daniel Cardenas G.		SIZE	PLANO	REV	
		A4	POLEA "M" (MOTOR)	01	
		ESCALA	1/2	MATERIAL : ALUMINIO	DO-UNID 06-02



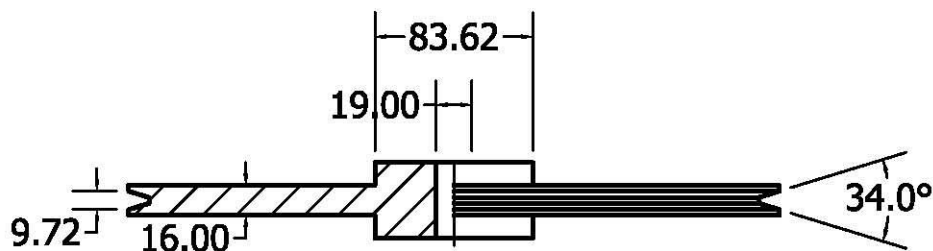
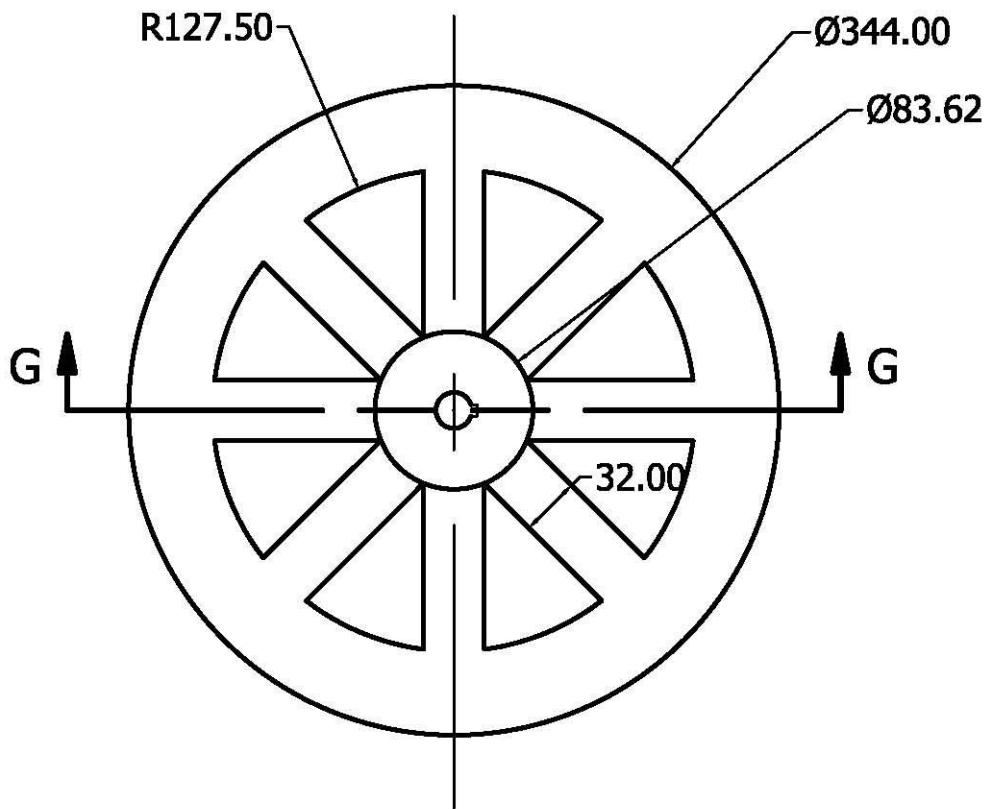
SECCION D-D
ESCALA 1:1

AUTOR		UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN	
Wilheam Mamani Casilla	12/07/16	PROYECTO DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO	
REVISADO POR			
Ing. Victor Malpartida A.			
Msc. Avelino Pari Pinto			
Ing. Daniel Cardenas G.			
SIZE	PLANO	REV	
A4	POLEA "B" (BATIDOR)	01	
ESCALA	MATERIAL : ALUMINIO	DO-UNID 06 -03	
1/1			



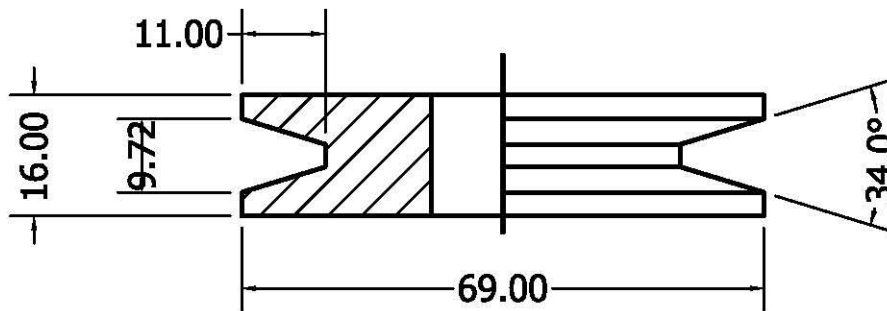
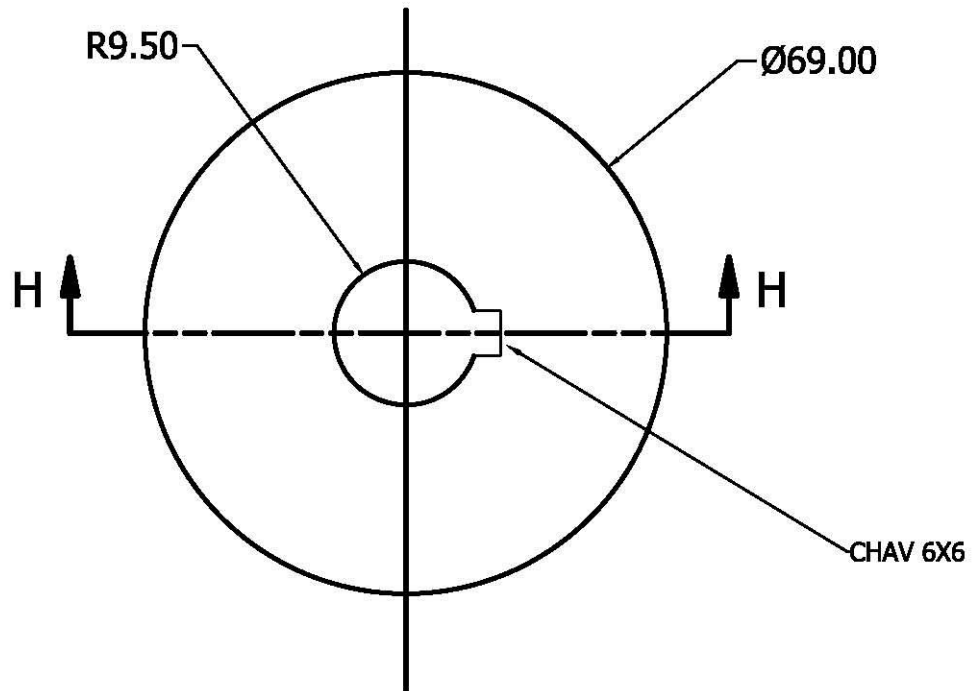
SECCION E-E
ESCALA 1 : 1

AUTOR		UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN	
Wilheam Mamani Casilla	12/07/16	PROYECTO DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO	
REVISADO POR			
Ing. Victor Malpartida A.			
Msc. Avelino Pari Pinto			
Ing. Daniel Cardenas G.			
SIZE	PLANO:	REV	
A4	POLEA "E"	01	
ESCALA	1/1	MATERIAL:ALUMINIO	DO-UNNID 06-04



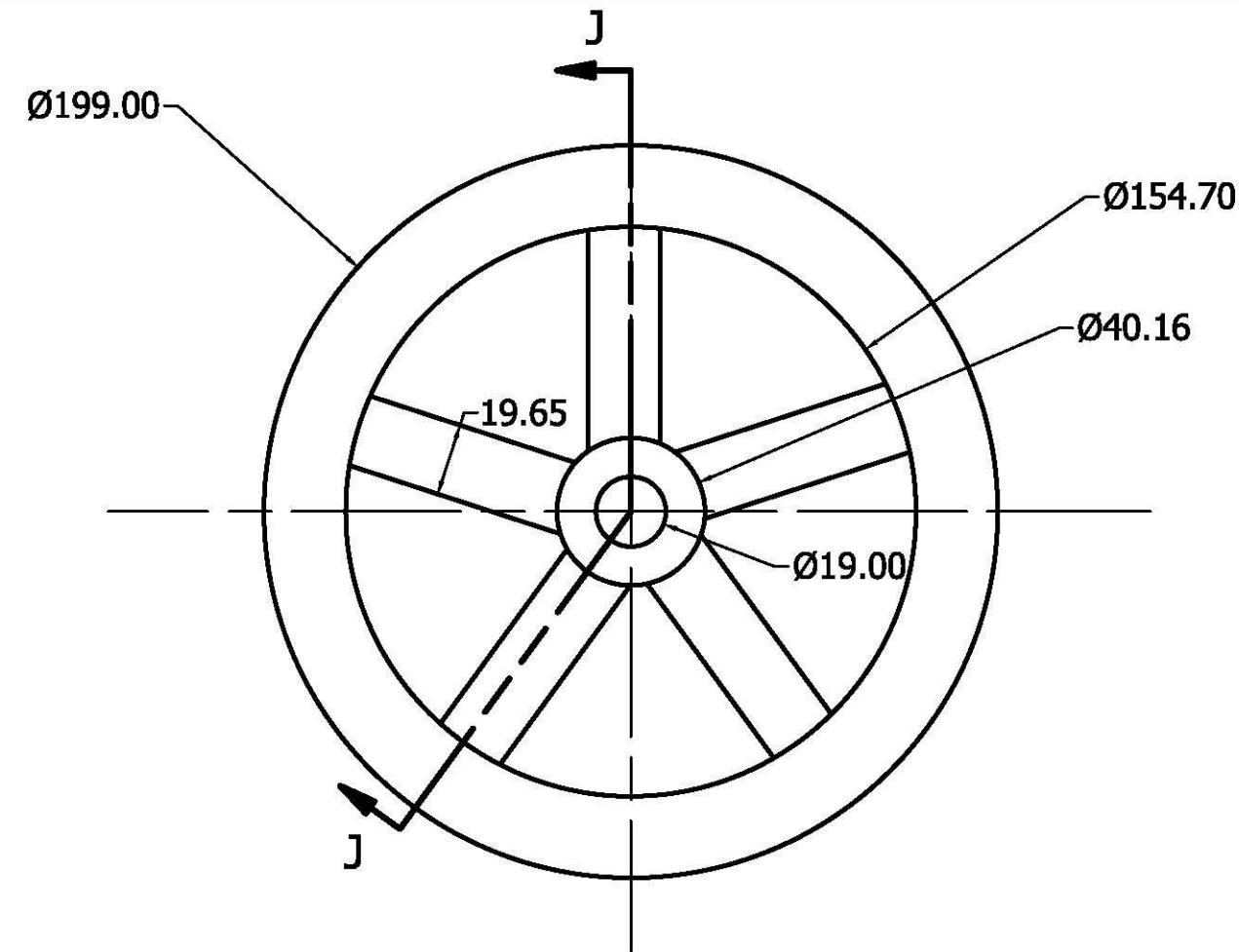
SECCION G-G
ESCALA 1 : 4

AUTOR Wilheam Mamani Casilla	12/07/16	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN		
REVISADO POR Ing. Victor Malpartida A.		PROYECTO		
Msc. Avelino Pari Pinto		DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO		
Ing. Daniel Cardenas G.				
		SIZE A4	PLANO POLEA "D"	REV 01
		ESCALA 1/4	MATERIAL : ALUMINIO	DO-UNID 06 - 05



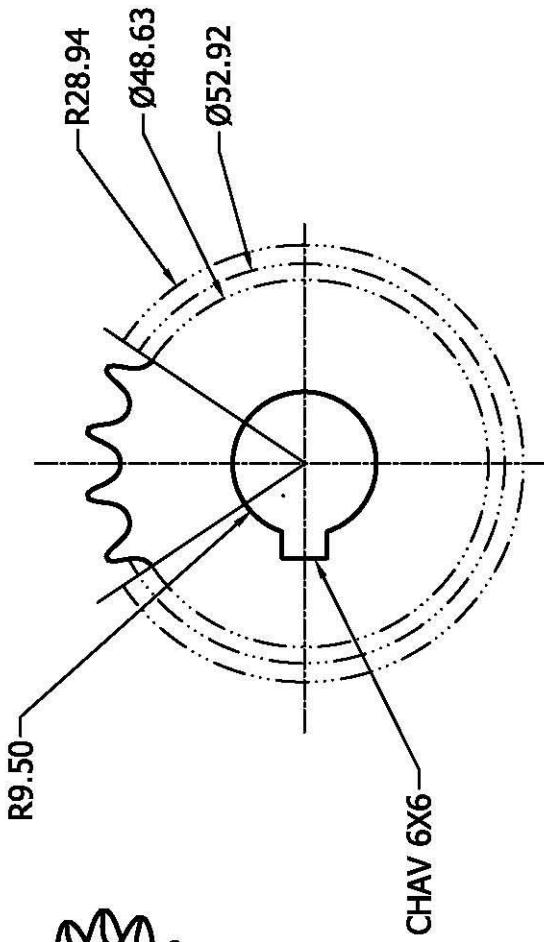
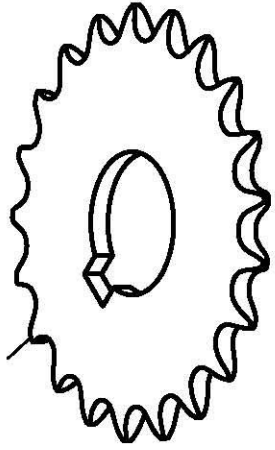
SECCION H-H
ESCALA 1 : 1

AUTOR		UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN	
Wilheam Mamani Casilla	12/07/16	PROYECTO: DISEÑO DE UNA MAQUINA DESPALILLADORA DE OREGANO	
REVISADO POR			
Ing. Victor Malpartida A.			
Msc. Avelino Pari Pinto			
Ing. Daniel Cardenas G.			
SIZE	PLANO:	REV	
A4	POLEA "F"	01	
ESCALA	1/1	MATERIAL : ALUMINIO	DO-UNID 06-06



SECCION J-J
 ESCALA 1 : 2

AUTOR		UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN	
Wilheam Mamani Casilla	12/07/16	PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO	
REVISADO POR			
Ing. Victor Malpartida A.			
Msc. Avelino Pari Pinto			
Ing. Daniel Cardenas G.		SIZE PLANO: A4 POLEA "Z"	
		ESCALA MATERIAL : ALUMINIO DO-UNID 06-07	REV 01

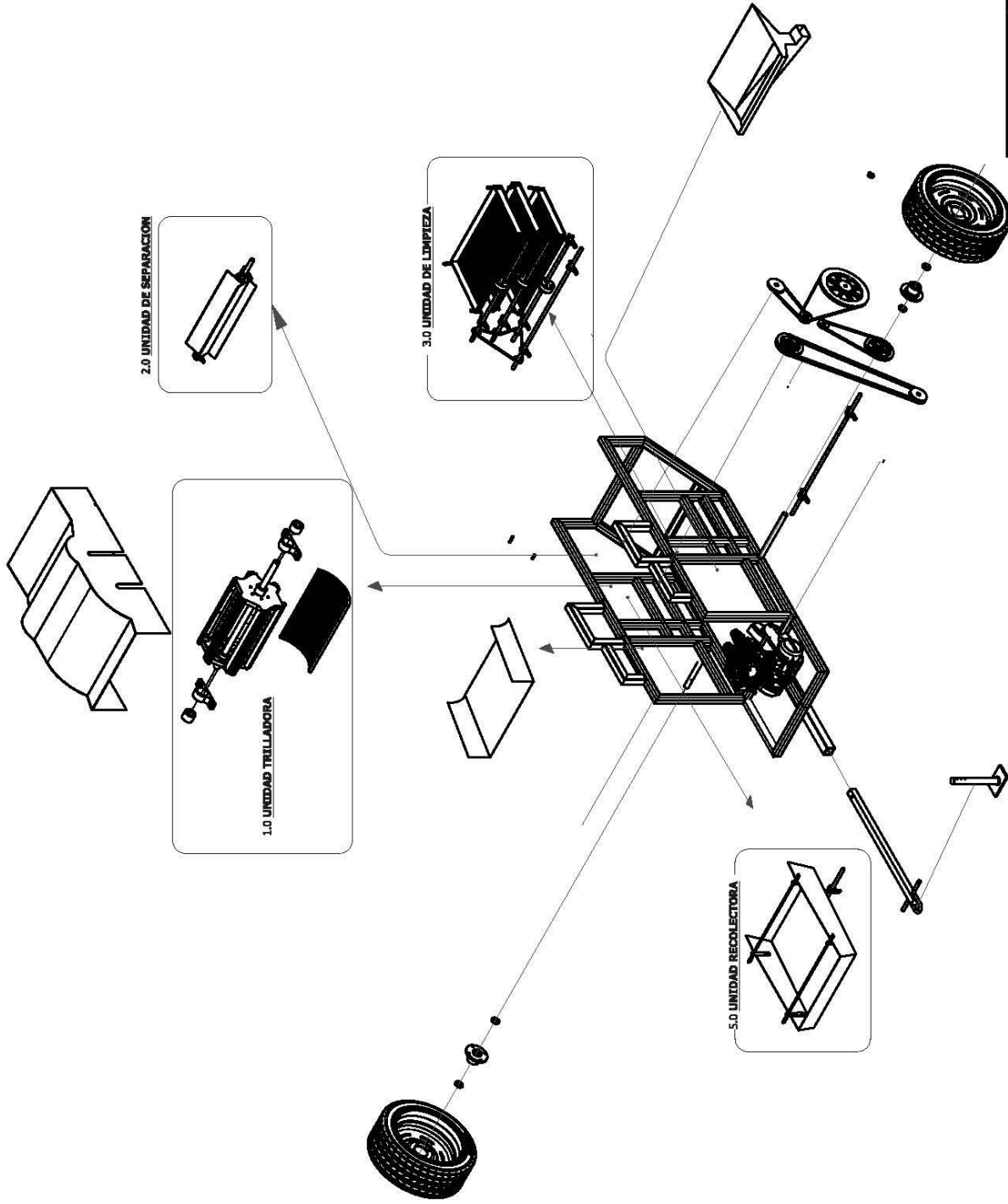


VISTA FRONTAL
ESCALA 1 : 1

CATARINA	
paso	
Diam. del rodillo de cadena	6.3500
radio del alojamiento	3.2000
radio de cabeza	28.9400
distancia radial	3.0300
radio menor	4.5700
altura del diente	h=5.95
numero de dientes	z=21

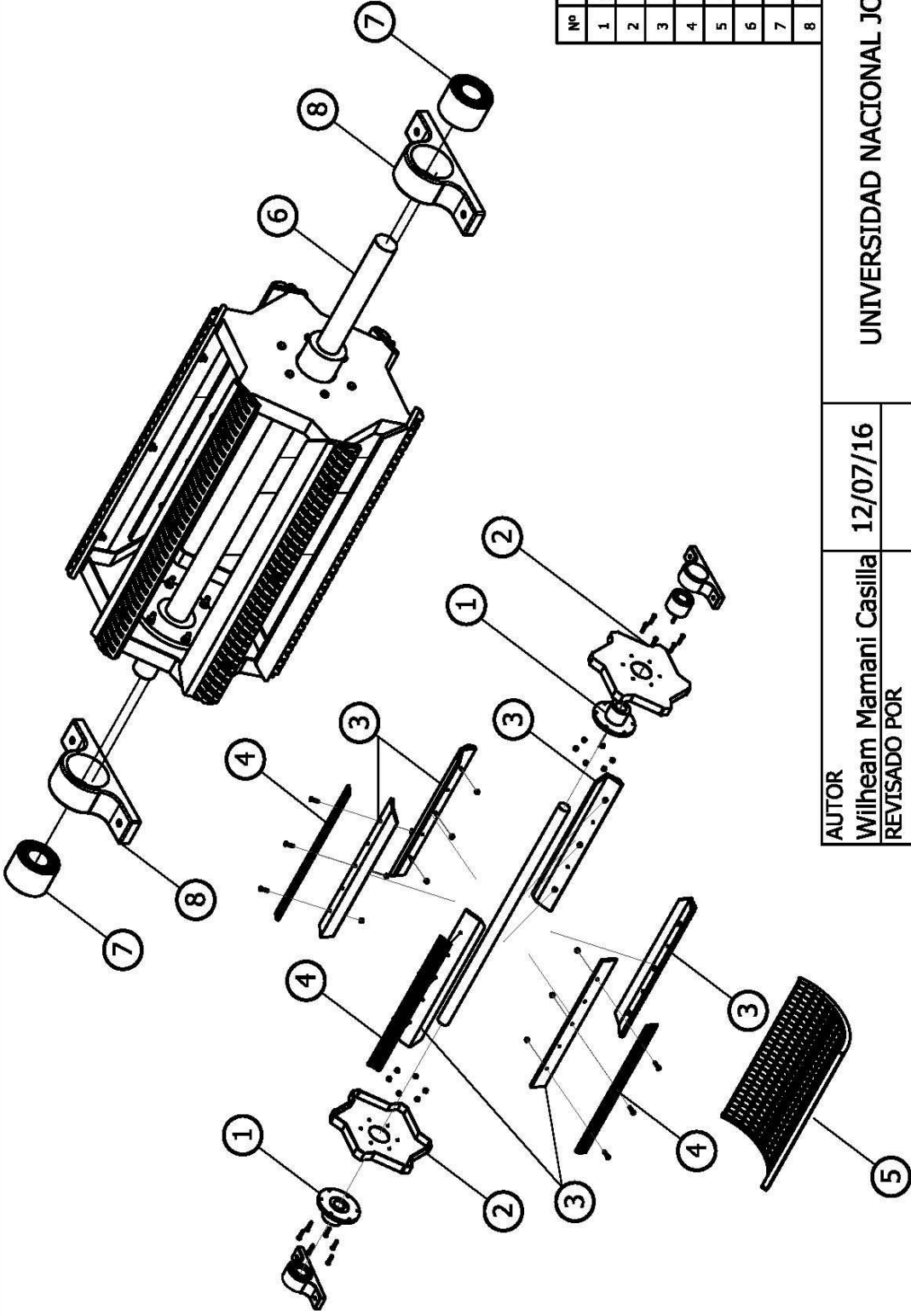
AUTOR	12/07/16
Wilheam Mamani Casilla	
REVISADO POR	
Ing. Victor Malpartida A.	
Msc. Avellino Pari Pinto	
Ing. Daniel Cardenas G.	

UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN	
PROYECTO	
DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO	
SIZE	PLANO
A4	CATARINA
ESCALA	1/1
MATERIAL : ACERO	AL MEDIO CARBONO
DO UNID	06-08
REV	01



AUTOR	12/07/16
William Mameni Castilla	
REVISADO POR	
Ing. Victor Mallartida A.	
Msc. Avelino Pari Pinto	
Ing. Daniel Cardenas G.	
UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN	
PROYECTO	
DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO	
SIZE	PLANO
A4	DESPIECE GENERAL
ESCALA	1 / 20
	DO - UNID 07 - 01

UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN	
PROYECTO	
DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO	
SIZE	PLANO
A4	DESPIECE GENERAL
ESCALA	1 / 20
	DO - UNID 07 - 01



Nº	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL
1	SOPORTE DE CILINDRO	2	ACERO A36
2	DISCO DE CILINDRO	2	PLANCHA DE ACERO
3	PLATINA DE APOYO	6	ACERO A36
4	BARRAS DE RASPAR	6	FUNDICION DE ACERO
5	CONCAVO	1	BARRA 1/8" - PLATINAS
6	EJE DE CILINDRO	1	SAE 4340
7	RODAMIENTO	2	FAG - 16208
8	CHUMACERA	2	FAG - P208

AUTOR
 Wilheam Mamani Casilla
 REVISADO POR
 Ing. Victor Malpartida A.

12/07/16

Msc. Avelino Pari Pinto
 Ing. Daniel Cardenas G.

UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

PROYECTO

DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPALILLADORA DE ORÉGANO

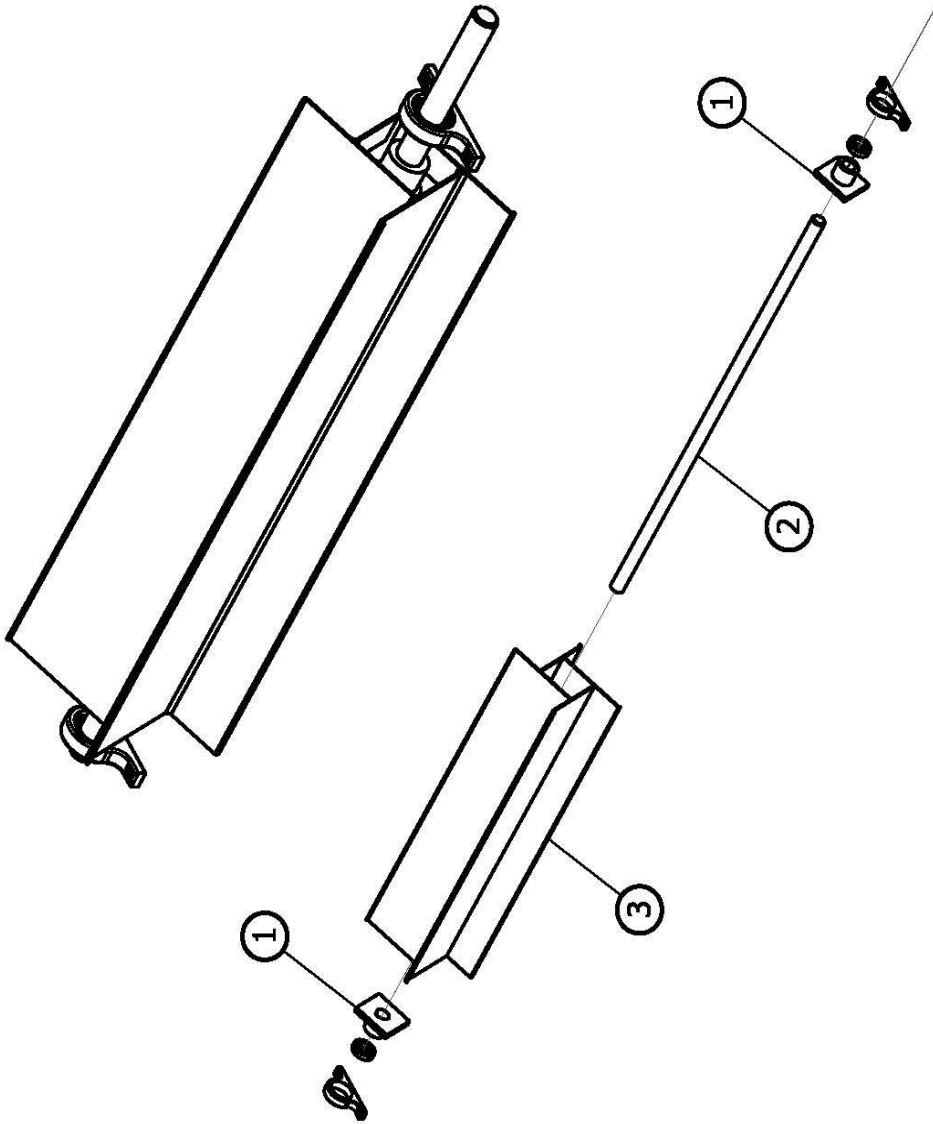
SIZE PLANO

A4 DESPIECE DE LA UNIDAD 01

REV

ESCALA 1 / 20

DO - UNID 07 - 02



Nº	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL / CODIGO
1	SOPORTE DE BATIDOR	2	ACERO A36
2	EJE DE BATIDOR	1	SAE 4340
3	RODETE BATIDOR	1	LATON
4	RODAMIENTO	2	FAG -16205
5	CHUMACERA	2	FAG - P205

AUTOR

Wilheam Mamani Casilla

REVISADO POR

Ing. Victor Malpartida A.

Msc. Avelino Pari Pinto

Ing. Daniel Cardenas G.

12/07/16

UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

PROYECTO

DISEÑO DE UNA MAQUINA DESPALILLADORA DE OREGANO

SIZE PLANO

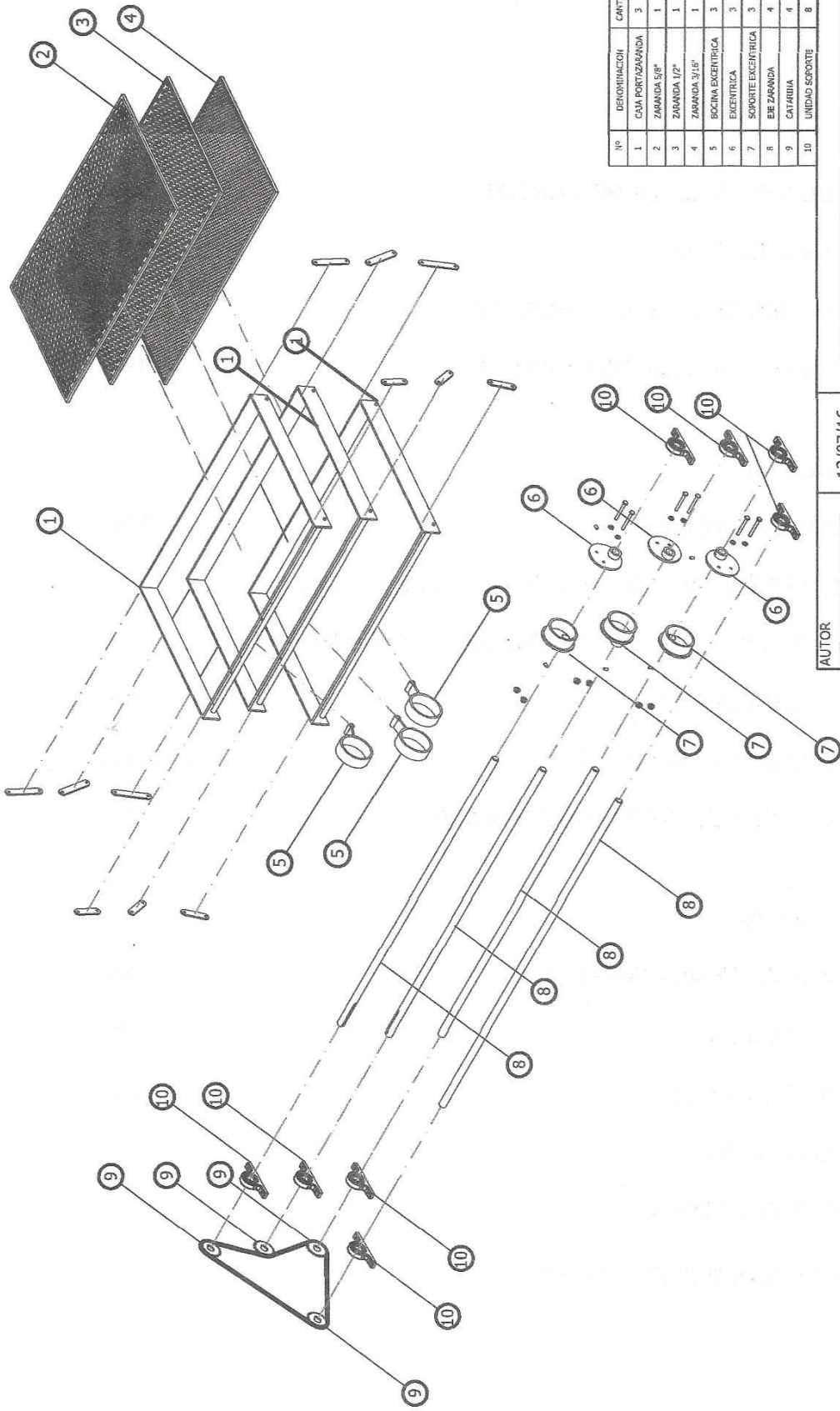
A4

REV

DESPIECE DE LA UNIDAD 02

ESCALA 1 / 20

DO - UNID 07 - 03



Nº	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL / CODIGO
1	CAJA PORTAZARANDA	3	LATON
2	ZARANDA 5/8"	1	ACERO FUNDIDO
3	ZARANDA 1/2"	1	ACERO FUNDIDO
4	ZARANDA 3/16"	1	ACERO FUNDIDO
5	BOCINA EXCENTRICA	3	BRONCE FOSFORICO
6	EXCENTRICA	3	ACERO AIS
7	SOPORTE EXCENTRICA	3	ACERO AIS
8	EJE ZARANDA	4	S#E 4840
9	CATARRINA	4	ACERO MEDIO CARB.
10	UNIDAD SOPORTE	8	PAZ - P16204

AUTOR		12/07/16
Willheam Mamani Casilla		
REVTSADO POR		
Ing. Victor Malpartida A.		
Misc. Avelino Parl Pinto		
Ing. Daniel Cardenas G.		
UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN		
PROYECTO		
DISEÑO DE UNA MÁQUINA		
DESPALILLADORA DE ORÉGANO		
SIZE	PLANO	REV
A4	DESPIECE DE LA UNIDAD DE LIMP.	01
ESCALA	1/10	DO UNID-07-04