

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción

" Diseño de Sistema de Trituración Primaria Móvil para Piedra Caliza"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Fernando Javier Burbano Morales

Walther Daniel Mendoza Muñoz

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

A CALIZAS HUAYCO S.A por su valiosa colaboración y gran experiencia facilitada en el transcurso de este proyecto.

A nuestros padres y profesores fuente de apoyo constante e incondicional durante nuestra etapa académica.

DEDICATORIA

A mis padres, Sixto y Nelly por enseñarme la honestidad y la perseverancia, a mi tío Galo un gran ejemplo de vida por el cual construyo mi futuro, a mis hermanas que son el mayor tesoro que tengo, a todos ellos les debo este gran logro.

Fernando Javier Burbano Morales

Dedico el presente trabajo a Dios, a mis padres Walther y Martha, a mis hermanos y abuelos que han sido un ejemplo en mi vida, enseñándome valores dignos de un profesional, porque gracias a ellos alcanzo una meta más en mi vida.

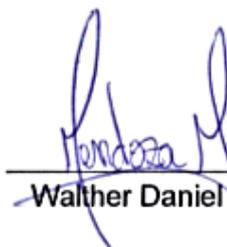
Walther Daniel Mendoza Muñoz

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:
Fernando Javier Burbano Morales
Walther Daniel Mendoza
M.Sc. Jorge Medardo Marcial Hernández
y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



Fernando Javier Burbano Morales



Walther Daniel Mendoza Muñoz



M.Sc. Jorge Medardo Marcial Hernández

RESUMEN

El desarrollo de este proyecto se basa en el diseño de un sistema de trituración en el que se utiliza una trituradora de mandíbulas, este equipo en la actualidad es importado en gran parte lo que representa altos costos de inversión para las empresas productoras de áridos para la construcción en el país. Además de presentarse en los equipos actuales un atascamiento en la parte superior de la boca de trituración cuando se produce una alimentación acelerada debido a la geometría no uniforme de la roca. Como parámetro de diseño se ha establecido una producción de 300TPH con una reducción de material de 400 a 50mm. Para el diseño de los componentes principales de la trituradora se realizó una distribución de las rocas para estimar la carga necesaria para generar la trituración, haciendo uso de la ley de bond la cual ofrece una carga de fractura en función de la geometría de la roca. La mayoría de los componentes como la carcasa, el pitman, la placa articulada y la varilla de tensión han sido diseñados considerándose como material de fabricación el acero A36 debido a su disponibilidad en el mercado ecuatoriano, para las muelas de trituración se escogió como material una fundición de hierro con 14% de manganeso por su propiedad de generar un endurecimiento a medida que el material es sometido a impacto. Mediante la carga de trituración establecida se determinó el espesor mínimo que deben cumplir las muelas de trituración, escogiéndose al final un valor de 100mm para obtener una duración aproximada de 1130 días por 7 horas de trabajo continuo de este elemento. Se escogió un diámetro mayor del eje de 410mm con una excentricidad de 40mm para generar el efecto de una leva provocando el movimiento de “mandíbula” en la trituradora. Al finalizar el diseño y selección del sistema de trituración se comprobó la rentabilidad que este ofrece en comparación con los equipos importados en la actualidad, además de que al implementarse un sistema hidráulico para la reposición del material, mejora la producción y reduce el riesgo de un accidente laboral.

Palabras Clave: *trituración, áridos para la construcción, pitman, muelas de trituración, excentricidad, mandíbula*

ABSTRACT

The development of this project is based on the design of a crushing system, in which a used a jaw crusher is used, this equipment is currently imported representing a high investment costs for enterprises that manufactures aggregates for the construction sector in the country. On the current system there is a problem of jamming in the top of the crushing mouth when an accelerated supply occurs due to the non-uniform geometry of the rock. As design parameter a production of 300TPH has been established and a reduction of the material from 400 to 50mm. For design of the main components of the crusher a distribution of the rocks was performed to estimate the required crushing load to generate the reduction of the material, using the law of bond which provides a breaking load according of the geometry of the rock. Most of the components such as the housing, the pitman, the toggle plate and the tension rod are designed considering the A36 steel as manufacturing material due to the availability in the Ecuadorian market. For the crushing tooth is selected as material a cast iron with 14% manganese by its property of generate a hardening as the material is subjected to impact. By the crushing charge the minimum thickness of the crushing tooth was established, selecting a value of 100mm for a useful life of 1130 days according to a continuous work of 7 hours per day. For the shaft a diameter of 410mm was selected with and eccentricity of 40mm to produce the effect of a cam causing the movement of "jaw" in the crusher. Ending the design and selection of the crushing system was demonstrated the profitability that it offers compared to the imported equipment nowadays, in addition to the implementation of a hydraulic system for the replacement of the material, it improves production and reduces the risk of a work accident.

Keywords: crushing, aggregates for construction, pitman, crushing tooth, eccentricity, jaw

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT	II
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIV
ÍNDICE DE PLANOS.....	XV
CAPÍTULO 1	1
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. Descripción del problema.	1
1.2. Objetivos.....	2
1.2.1 Objetivo General.....	2
1.2.2 Objetivos Específicos.	2
1.3. Marco Teórico.....	2
1.3.1 Piedra Caliza.	2
1.3.2. Etapas de trituración.....	3
1.3.2.1. Tipos de trituradoras.....	4
1.3.2.1.1. Trituradora de mandíbula.....	4
1.3.2.1.2. Trituradora giratoria.	4
1.3.2.1.3. Trituradora de cono.	5
1.3.2.1.4. Trituradora de impacto de eje vertical y horizontal.	5
1.3.2.2. Sistema de Alimentación.	6
1.3.2.2.1. Alimentadores de placas.....	6
1.3.2.2.2. Alimentadores vibratorios.	7
CAPÍTULO 2	9

2. METODOLOGÍA DE DISEÑO.	9
2.1. Planteamiento de alternativas.	9
2.2. Criterios de evaluación.	10
2.3. Evaluación de alternativas.	10
2.4. Diseño de Forma.	11
2.5. Principio de Trabajo.	11
2.6. Principales componentes de una trituradora de mandíbula.	12
2.6.1. Eje Excéntrico.	12
2.6.2. Volante.	12
2.6.3. Pitman.	13
2.6.4. Cuñas de Ajuste.	13
2.6.5. Resorte de Retorno.	13
2.6.6. Varilla de Tensión.	13
2.6.7. Placa Articulada.	13
2.6.8. Muelas de Trituración.	14
2.7. Parámetros de Operación de Trituradora de Mandíbulas.	14
2.7.1. Relación de Reducción.	14
2.7.2. Excentricidad.	14
2.7.3. Velocidad Crítica de Operación.	15
2.7.4. Potencia mínima requerida.	15
2.7.5. Ángulo de Pellizco.	16
2.8. Mecánica de la Fractura de la Partícula.	16
2.9. Determinación de la Carga de Trabajo.	17
2.10. Distribución de Cargas.	19
2.11. Reacciones Críticas.	20
2.12. Reacciones Iniciales.	21
2.13. Diseño Detallado.	22

2.13.1. Diseño de Muela de Trituración.....	22
2.13.2. Diseño del Volante.....	28
2.13.3. Diseño del Eje Excéntrico.....	29
2.13.4. Diseño del Pitman.....	33
2.13.5. Diseño de Placa Articulada.....	36
2.13.6. Diseño del Resorte de Retorno.....	37
2.13.7. Diseño de Varilla de Tensión.....	41
2.13.8. Selección de Bandas.....	44
CAPÍTULO 3.....	50
3. RESULTADOS.....	50
3.1. Análisis estructural.....	50
3.1.1. Eje Excéntrico.....	50
3.1.2. Pitman.....	53
3.1.3. Muela de Trituración.....	56
3.1.4. Placa Articulada.....	59
3.1.5. Varilla de Tensión.....	63
3.2. Análisis de factibilidad.....	66
3.2.1. Estimación de costos de fabricación.....	66
3.2.1.1. Cotización para la elaboración de la trituradora.....	66
3.2.1.2. Precio del chasis.....	67
3.2.1.3. Precio del motor trifásico.....	67
3.2.1.4. Bandas de transmisión.....	67
3.2.1.5. Bandeja de alimentación vibratoria.....	68
3.2.1.6. Sistema hidráulico.....	68
3.2.1.7. Eje excéntrico.....	68
3.2.1.8. Resortes.....	69
3.2.1.9. Pitman.....	69

3.2.1.10. Placa Articulada.....	69
3.2.1.11. Varilla de Tensión.....	70
3.2.1.12. Carcasa de trituradora.....	70
3.2.1.13. Sistema de regulación para la salida del material.....	70
3.2.1.14. Rodamiento tipo cilindros.....	70
3.2.1.15. Armadura principal del alimentador vibratorio.....	71
3.2.2. Costo estimado de fabricación del sistema	71
CAPÍTULO 4	73
4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES.....	73
4.1. Conclusiones.....	74
4.2. Recomendaciones.....	74
BIBLIOGRAFÍA	75

ABREVIATURAS

TPH	Toneladas por hora
mm	Milímetro
Hp	Horse Power
Kg	Kilogramos
Rad	radianes
s	segundos
kw	Kilowatts
MPa	Megapascales
RPM	Revoluciones por minuto
N	Newton
m	Metros
KN	Kilo-newtons
Kpsi	Kilopounds per square inch
Amp	Amperios
Hr	Hora
IVA	Impuesto Valor Agregado

SIMBOLOGÍA

a : Constante para número de ciclo.

A : Factor para cálculo de la resistencia ultima a la tensión en resorte

A_p : Área transversal del perno.

b : Constante logarítmica para número de ciclo.

b_a : Ancho de placa.

C : Distancia entre centros de ejes.

c : Centroide.

C_f : Coeficiente de fluctuación.

C_r : razón de diametros

D_m : Diámetro mayor del eje.

D_p : Diámetro del perno.

D_r : Diámetro del resorte.

d_e : Diámetro de la espira.

d_p : Distancia del pitman a la placa.

d_v : Distancia del volante a la placa.

D : Diámetro de la polea mayor.

d : Diámetro de la polea menor.

e : Excentricidad del eje.

E_m : Energía proporcionada por el eje.

$E_{m\acute{a}x}$: Energía máxima.

E : Modulo de elasticidad.

F_a : Fuerza alternante.

F_{80} : Dimension de alimentación.

$F_{m\acute{a}x}$: Fuerza de operación máxima.

$F_{m\acute{i}n}$: Fuerza de precarga del sistema

f : Fracción de la resistencia a la fatiga.

F_c : Fuerza critica.

F : Fuerza producida por el peso del componente.

F : Fuerza aplicada.

F_s : Fuerza de cerradura del resorte

I : Segundo momento de área.
 I_e : Inercia equivalente.
 k : Constante de rigidez
 k_1 : Factor de corrección de ángulo de cobertura.
 k_2 : Factor de corrección de longitud de banda.
 k_a : Factor de superficie.
 k_b : Factor de tamaño.
 k_c : Factor de carga.
 k_d : Factor de temperatura.
 k_e : Factor de concentración de esfuerzo.
 k_f : Factor por efectos varios.
 K_B : Factor de bergsträsser
 k_s : Factor de servicio.
 L_T : Longitud de lanzamiento.
 L_b : Longitud de la banda.
 L_{cr} : Longitud de grieta.
 L : Longitud de placa.
 L_0 : Longitud total del resorte
 L_s : Longitud sólida del resorte
 m : Factor exponencial para el cálculo de la resistencia última a la tensión
 M : Momento angular.
 M_{max} : Momento angular máximo.
 M_{min} : Momento angular mínimo.
 M_p : Momento que es generado en la placa.
 M_t : Momento generado por el sistema de trituración.
 M_v : Momento generado por el volante.
 N : Número de ciclos.
 N_t : Número total de espiras.
 N_a : Número de espiras activas
 N_B : Potencia mínima requerida.
 N_b : Número de bandas.
 N_o : Número de nodos.

n : Factor de seguridad.
 n_s : Factor de seguridad estático del resorte
 n_f : Factor de seguridad pro fatiga del resorte
 n_b : Factor de diseño.
 P_{80} : Dimensión de salida.
 P_p : Potencia permitida por una banda.
 P_d : Potencia de diseño.
 P_n : Carga crítica de pandeo.
 P : Potencia.
 p : Paso entre espiras
 P_{nom} : Potencia nominal.
 Q : Capacidad proyectada de trituración.
 R : Relación de reducción.
 S_e : Resistencia a la fatiga promedio.
 S_{sy} : Esfuerzo de fluencia a la torsión
 S_e : Resistencia a la fatiga corregida.
 S_{ut} : Esfuerzo ultimo a la tensión.
 S_{su} : Modulo de ruptura por torsión
 S_{sa} : Componentes de resistencia a la fatiga de un resorte martillado
 S_{sm} : Factor de resistencia a la fatiga de un resorte martillado
 t : Espesor de placa.
 T = Torque.
 t_m : Esfuerzo cortante medio.
 τ_s Esfuerzo cortante estático del resorte
 τ_a : Esfuerzo cortante alternante.
 τ_p : Esfuerzo de corte del perno.
 V_c : Velocidad crítica.
 V_b : Velocidad de la banda.
 W : Trabajo realizado por el Sistema.
 W_i : Indice de trabajo de Bond piedra caliza.
 ω_1 : Velocidad angular de la máquina en RPM.
 ω_2 : Velocidad angular del motor eléctrico en RPM.

Ω : Eficiencia mecánica supuesta.

σ_a : Esfuerzo alternante principal.

σ_m : Esfuerzo medio principal.

y = Módulo elástico del material.

δy : Elongación máxima

γ = Energía específica de superficie.

σ : Esfuerzo axial de tensión.

σ_a : Esfuerzo alternante.

σ_c = Tensión de fractura de Griffith.

σ_m : Esfuerzo medio.

$\sigma_{m\acute{a}x}$: Esfuerzo máximo permisible.

$\sigma_{m\acute{i}n}$: Esfuerzo mínimo permisible.

ξ : rebase fraccional al cierre.

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Sistema de trituración primaria y secundaria.....	3
Figura 2. Trituradora de Mandíbula	4
Figura 3. Trituradora Giratoria	5
Figura 4. Trituradora de Cono	5
Figura 5. Trituradora de Impacto de eje Vertical.....	6
Figura 6. Trituradora de Impacto de eje Horizontal	6
Figura 7. Alimentador de Placas.....	7
Figura 8. Alimentador Vibratorio	8
Figura 9. Metodología de Diseño.....	9
Figura 10. Diseño de Forma	11
Figura 11. Componentes Principales.....	12
Figura 12. Esfuerzos principales en una roca.....	17
Figura 13. Distribución de rocas	20
Figura 14. Diagrama de Cuerpo Libre de cargas críticas	21
Figura 15. Diagrama de Cuerpo libre inicial.....	22
Figura 16. Diagrama de Cuerpo Libre de muela de trituración móvil.....	22
Figura 17. Diagrama de momento flector de muela de trituración móvil.....	23
Figura 18. Fracción de resistencia a la fatiga	27
Figura 19. Diagrama de Cuerpo Libre de cargas críticas en el eje excéntrico.....	30
Figura 20. Diagrama de momento flector crítico del eje excéntrico	30
Figura 21. Diagrama de Cuerpo Libre de cargas iniciales en el eje excéntrico	31
Figura 22. Diagrama de momento flector inicial en el eje excéntrico.....	31
Figura 23. Diagrama de Cuerpo Libre del Pitman	33
Figura 24. Diagrama de momento flector del Pitman	33
Figura 25. Condiciones de Trabajo del Eje excéntrico	50
Figura 26. Deformación Total del eje excéntrico	51
Figura 27. Esfuerzo equivalente del eje excéntrico	51
Figura 28. Factor de Seguridad de Eje Excéntrico	52
Figura 29. Condiciones de trabajo del Pitman	53
Figura 30. Esfuerzo Equivalente del Pitman parte frontal.....	54
Figura 31. Esfuerzo Equivalente del Pitman parte posterior.....	54

Figura 32. Deformación Total del Pitman	55
Figura 33. Factor de Seguridad del Pitman parte frontal	55
Figura 34. Factor de Seguridad del Pitman parte posterior	56
Figura 35. Condiciones de Trabajo de Muela de Trituración	57
Figura 36. Esfuerzo Equivalente de Muela de Trituración	57
Figura 37. Deformación Total de Muela de Trituración.....	58
Figura 38. Factor de Seguridad de Muela de Trituración	59
Figura 39. Condiciones de Trabajo de Placa Articulada	60
Figura 40. Esfuerzo Equivalente de la Placa Articulada	60
Figura 41. Deformación Total de la Placa Articulada.....	61
Figura 42. Vista lateral de la Deformación Total de la Placa Articulada	61
Figura 43. Factor de Seguridad de Placa Articulada	62
Figura 44. Condiciones de Trabajo de la Varilla de Tensión	63
Figura 45. Esfuerzo Equivalente de la Varilla de Tensión	64
Figura 46. Deformación Total de la Varilla de Tensión.....	65
Figura 47. Factor de Seguridad de la Varilla de Tensión.....	65

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Criterios de evaluación	10
Tabla 2. Evaluación de Alternativas	10
Tabla 3. Propiedades mecánicas de minerales	18
Tabla 4. Cargas de fractura de rocas	19
Tabla 5. Cargas de fractura seleccionadas	19
Tabla 6. Componentes del factor de superficie	25
Tabla 7. Coeficiente de Fluctuación	29
Tabla 8. Dimensiones generales de bandas.....	45
Tabla 9. Factor de corrección del ángulo de contacto	46
Tabla 10. Factor de corrección de longitud	46
Tabla 11. Potencias nominales de bandas en V.....	47
Tabla 12. Potencia nominal escogida por interpolación	48
Tabla 13. Factores de servicio sugeridas	48
Tabla 14. Característica de la banda diseñada	49
Tabla 15. Resumen de costos de fabricación.....	71
Tabla 16 Datos para el punto de equilibrio	72

ÍNDICE DE PLANOS

- Plano 1. Muela de trituración
- Plano 2. Base para eje excéntrico
- Plano 3. Soporte para muela de trituración
- Planos 4. Pitman
- Plano 5. Base para rodamientos
- Plano 6. Varilla de tensión
- Plano 7. Protección volante
- Plano 8. Eje excéntrico
- Plano 9 Soporte para muela de trituración fija
- Plano 10. Apoyo placa fusible
- Plano 11. Placa ajuste de tolva
- Plano 12. Placa cámara de trituración
- Plano 13. Placa fusible
- Plano 14. Placa lateral de cámara de trituración
- Plano 15. Placa multifuncional
- Plano 16. Placa ajuste de salida del material
- Plano 17. Placa para ajuste de salida secundaria
- Plano 18. Polea para motor eléctrico
- Plano 19. Carcasa para cernidera
- Plano 20. Base para resorte
- Plano 21. Placa para resorte
- Plano 22. Base para motor eléctrico.
- Plano 23. Protección para bandas
- Plano 24. Soporte para estructura
- Plano 25. Placa antideslizante
- Plano 26. Volante con canales para bandas
- Plano 27. Volante contrapeso
- Plano 28. Bisagra de ajuste para rodamiento
- Plano 29. Tapa volante contrapeso
- Plano 30. Bandeja vibratoria
- Plano 31. Chasis de 4 ejes

Plano 32. Tolva para bandeja

Plano 33. Trituradora

Plano 34. Banda de transportación

Plano 35. Trituradora móvil

Plano 36 Elemento para regular salida del material

Plano 37. Despiece de trituradora

Plano 38. Resorte de retorno

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Descripción del problema.

El sector de la construcción es una de las mayores fuentes de trabajo e importante para el desarrollo del país, en el cual se utilizan áridos de diferente granulometría (piedra chispa, arena gruesa, arena fina, etc.) para la elaboración de cimientos y de hormigón. Estos materiales son realizados en las canteras fuera de la ciudad donde se utilizan como equipos de trabajo los sistemas de trituración primaria y secundaria.

En la actualidad se utilizan plantas de trituración móviles importadas para el proceso primario reduciendo el tamaño del material a una granulometría de salida de alrededor de 50mm o 100mm, debido a la facilidad que estas ofrecen para su reubicación en futuras canteras, estos equipos móviles trabajan a una producción de 300TPH en promedio. Al ser un sistema móvil se ve limitado en sus dimensiones, presentando problemas al momento de depositarse la materia prima a ser triturada la cual admite un tamaño máximo de 400mm. Este material proviene de la voladura realizada en la cantera el cual posee diferentes geometrías que pueden atascarse al ser depositado en el sistema móvil, lo que provoca paradas repentinas que afectan la producción, además de poner en riesgo la seguridad de los operadores debido a que deben reubicar manualmente el material atascado.

1.2. Objetivos

1.2.1 Objetivo General.

Diseñar un sistema de trituración primaria móvil de piedra caliza, implementando un mecanismo de reubicación del material para evitar atascamiento. El equipo debe cumplir con las siguientes características:

- Producto a moler: piedra caliza
- Producción: 300TPH (Toneladas por hora)
- Granulometría de entrada: 400mm
- Granulometría de salida: 50mm

1.2.2 Objetivos Específicos.

- Mejorar el nivel de seguridad de los trabajadores evitando riesgos de accidentes.
- Analizar los esfuerzos de cada componente de forma individual.
- Optimizar la producción actual reduciendo el tiempo corrección en caso de existir atascamientos del material a triturar.
- Realizar el diseño con elementos que se encuentren comercialmente disponibles en el país.

1.3. Marco Teórico

En esta sección se describe de manera general la función de un sistema de trituración, las diferentes etapas que lo conforma, los equipos que se encuentran involucrados en este sistema y las diferentes alternativas que existen en la actualidad para realizar el proceso de trituración además de analizar la materia prima a ser triturada en este caso piedra caliza.

1.3.1 Piedra Caliza.

Considerada como una roca con alto contenido de carbonato de calcio dándole su característico color claro, los principales usos de este tipo de árido son en productos químicos, fundición, agroquímicos y vidrio. La piedra caliza es el

recurso natural más abundante y económico existente en el planeta, motivo por el cual es utilizado para la formación de áridos de construcción como, piedra triturada, arena y grava. Dada su alta resistencia y durabilidad, los áridos generados por este material son utilizados como principales componentes del asfalto y del hormigón en la construcción de edificios, puentes y autopistas.

1.3.2. Etapas de trituración.

Las empresas que fabrican áridos están conformadas generalmente por dos etapas de trituración; La etapa primaria tiene como objetivo reducir el tamaño del material obtenido en la cantera a un tamaño para que pueda ser movilizado a través de bandas transportadoras. El material obtenido es procesado por una etapa secundaria, la cual consiste en la reducción y clasificación del material en los diferentes tipos de productos (piedra chispa, arena, etc).

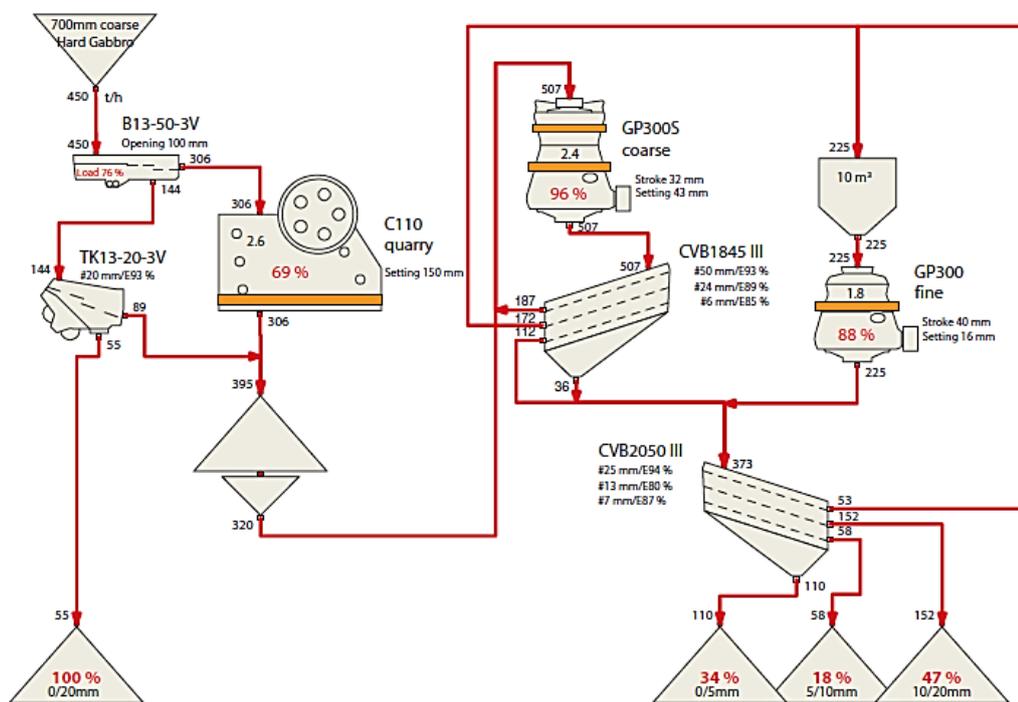


Figura 1. Sistema de trituración primaria y secundaria
Fuente: (Metso, Manual de Trituración y Cribado, 2008)

1.3.2.1. Tipos de trituradoras.

De acuerdo a su uso y producción las trituradoras se clasifican en:

- Trituradora de compresión
 - Trituradora de mandíbula.
 - Trituradora giratoria.
 - Trituradora de cono.
- Trituradora de impacto
 - Trituradora de impacto de eje vertical.
 - Trituradora de impacto de eje horizontal.

1.3.2.1.1. Trituradora de mandíbula.

Utilizada generalmente en la etapa primaria de trituración, consiste en dos mandíbulas; una fija y una móvil la cual se encuentra conectada a una biela realizando movimientos oscilatorios.



Figura 2. Trituradora de Mandíbula
Fuente: (Metso, Manual de Trituración y Cribado, 2008)

1.3.2.1.2. Trituradora giratoria.

Utilizada en la etapa primaria, su método de trituración consta de un rodillo que realiza un giro de campana, el cual permite el paso de grandes tamaños en la alimentación realizando la trituración de estos.

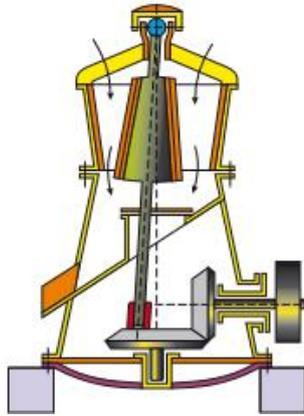


Figura 3. Trituradora Giratoria

Fuente: (Metso, Manual de Trituración y Cribado, 2008)

1.3.2.1.3. Trituradora de cono.

Su funcionamiento es similar a una trituradora giratoria con la diferencia de que el rodillo triturador es de mayor grosor en referencia a la campana lo que limita el tamaño de entrada del material en la alimentación, debido a lo mencionado se utiliza en la etapa secundaria.

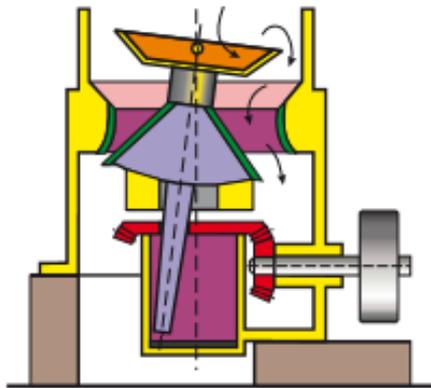


Figura 4. Trituradora de Cono

Fuente: (Metso, Manual de Trituración y Cribado, 2008)

1.3.2.1.4. Trituradora de impacto de eje vertical y horizontal.

Conocidas como “bombas de piedra” debido a que utilizan una bomba centrífuga girando en altas velocidades, las cuales al recibir la alimentación del material disparan las piedras hacia las paredes provocando la fractura del material mediante el choque.

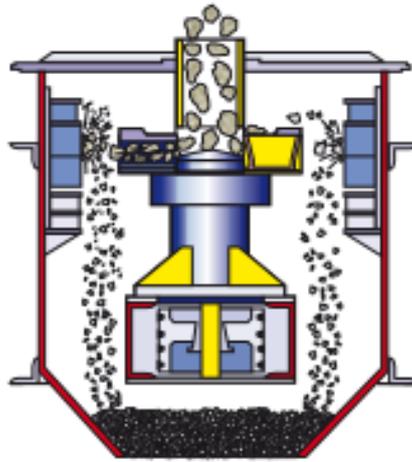


Figura 5. Trituradora de Impacto de eje Vertical
Fuente: (Metso, Manual de Trituración y Cribado, 2008)

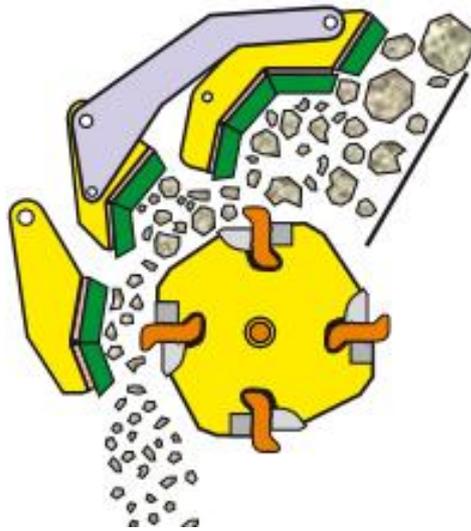


Figura 6. Trituradora de Impacto de eje Horizontal
Fuente: (Metso, Manual de Trituración y Cribado, 2008)

1.3.2.2. Sistema de Alimentación.

Un sistema de alimentación para una trituradora está conformado por una bandeja de alimentación y un alimentador el cual en la actualidad existen dos tipos de alimentadores: alimentador de placas y vibratorio.

1.3.2.2.1. Alimentadores de placas.

Diseñados para materiales en cualquier estado sean estos húmedos, secos, pegajosos además de poder operar en ambientes contaminados.



Figura 7. Alimentador de Placas
Fuente: www.cintasa.com

Su mecanismo está conformado por un juego de placas las cuales están unidas por cadenas de tracción formando el tablero metálico, esta articulación es montada entre dos ejes el cual uno de ellos genera el movimiento del alimentador permitiendo que este pueda transportar el material.

1.3.2.2. Alimentadores vibratorios.

Fabricados para materiales de gran volumen los cuales tienen secciones de barras lo que les permite remover materiales finos que no necesitan pasar por el proceso de trituración primaria. Está conformado de un cajón vibrante elaborado con acero de gran calidad, además de tener acoplado un sistema de amortiguación para el aislamiento de vibraciones generadas en la bandeja de alimentación.



Figura 8. Alimentador Vibratorio
Fuente: www.metso.com

Los alimentadores vibratorios en comparación con los alimentadores de placas poseen un bajo costo de compra además que pueden clasificar el material fino que no requiere ser triturado. Sin embargo, los alimentadores de placas tienen la ventaja que pueden transportar el material a triturarse a una posición elevada.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DE DISEÑO.

El desarrollo del proyecto está regido mediante la siguiente metodología descrita a continuación:

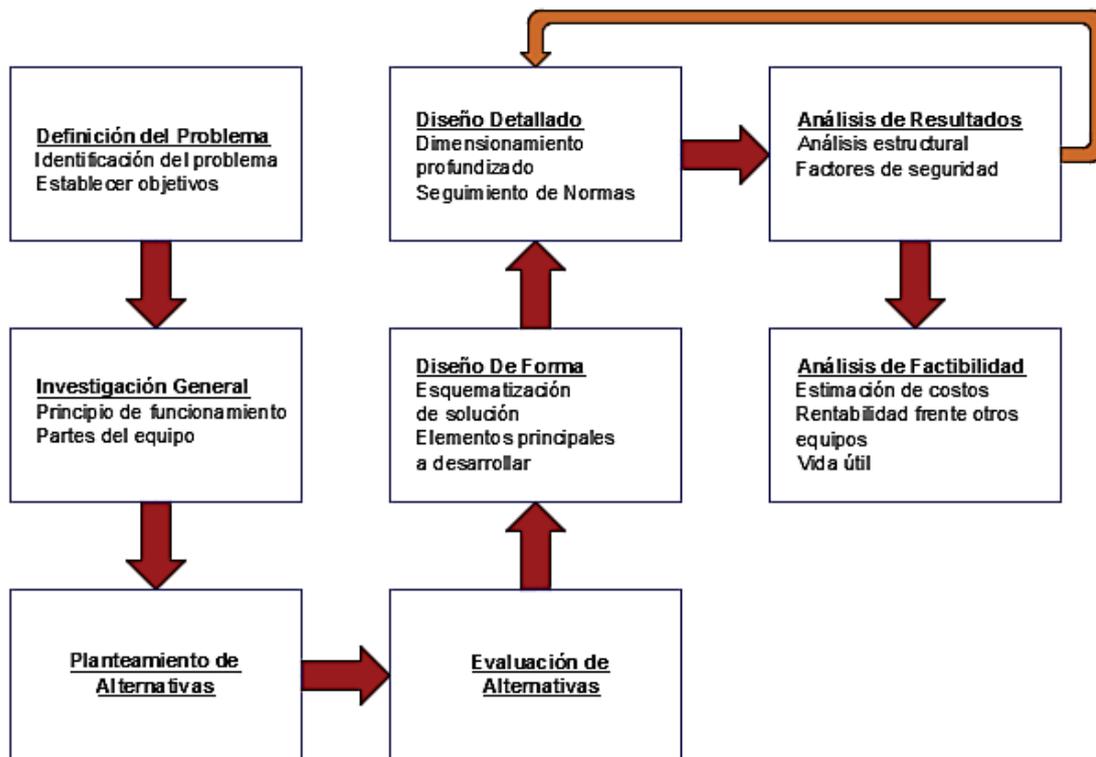


Figura 9. Metodología de Diseño
Fuente: Elaboración propia

2.1. Planteamiento de alternativas.

A continuación se muestran las alternativas propuestas para el desarrollo del proyecto:

Modelo 1.- Se propone implementar una trituradora giratoria debido a su gran capacidad de producción, en el cual se adiciona un martillo hidráulico que servirá para reubicar el material atascado. La alimentación se realizaría mediante la descarga de volquetas.

Modelo 2.- Desarrollar un sistema de trituración que estará compuesto por una trituradora de mandíbula debido a su facilidad de movilización, al cual se implementará un martillo hidráulico para el material atascado, para alimentar el sistema se utilizará un alimentador vibratorio.

Modelo 3.- Similar al modelo 2 el cual consiste en una trituradora de mandíbula, implementándose un martillo hidráulico para la reposición del material atascado, con la diferencia de que para la alimentación del sistema se utilizará un alimentador de placas.

2.2. Criterios de evaluación.

Para la selección de la mejor opción para el proyecto se plantearon los siguientes criterios de evaluación con su respectiva valoración.

Tabla 1. Criterios de evaluación

No.	Criterio	Valoración
1	Facilidad de construcción	7
2	Capacidad de producción	8
3	Tamaño máximo del material de ingreso	8
4	Nivel de reducción del material	8
5	Mantenimiento	8
6	Durabilidad	8
7	Facilidad de reubicación	9
8	Facilidad de reposicionamiento	9
9	Costos	9

Fuente: Elaboración propia

2.3. Evaluación de alternativas.

Tabla 2. Evaluación de Alternativas

Criterio	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3
1	4	7	5
2	8	7	7
3	8	6	6
4	8	8	8
5	4	8	7
6	7	7	7
7	3	8	8
8	9	8	9
9	5	8	7
Total	461	553	531

Fuente: Elaboración propia

Debido a la evaluación realizada se concluye que el modelo 2 es el indicado para el desarrollo del proyecto.

2.4. Diseño de Forma.

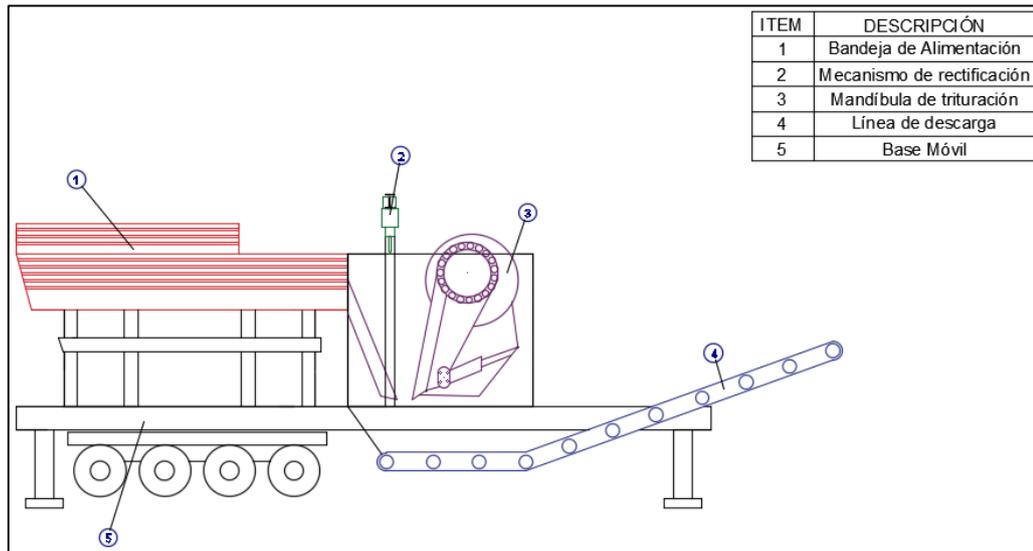


Figura 10. Diseño de Forma
Fuente: Elaboraci3n propia

2.5. Principio de Trabajo.

Como se mencion3 anteriormente en el Capítulo 1 el mecanismo de la trituradora de mandíbula consiste en la compresi3n generada por dos placas en forma de muelas, en la cual una permanece fija y la otra genera un movimiento alternativo. La mandíbula móvil es impulsada mediante un eje excéntrico articulado en la parte superior de esta, el cual obtiene su movimiento mediante poleas conectadas a un motor.

La roca se lanza en la abertura superior entre las mandíbulas para aplicarse una compresi3n mecánica reduciendo el material hasta que este pueda descargarse por la abertura inferior de la trituradora.

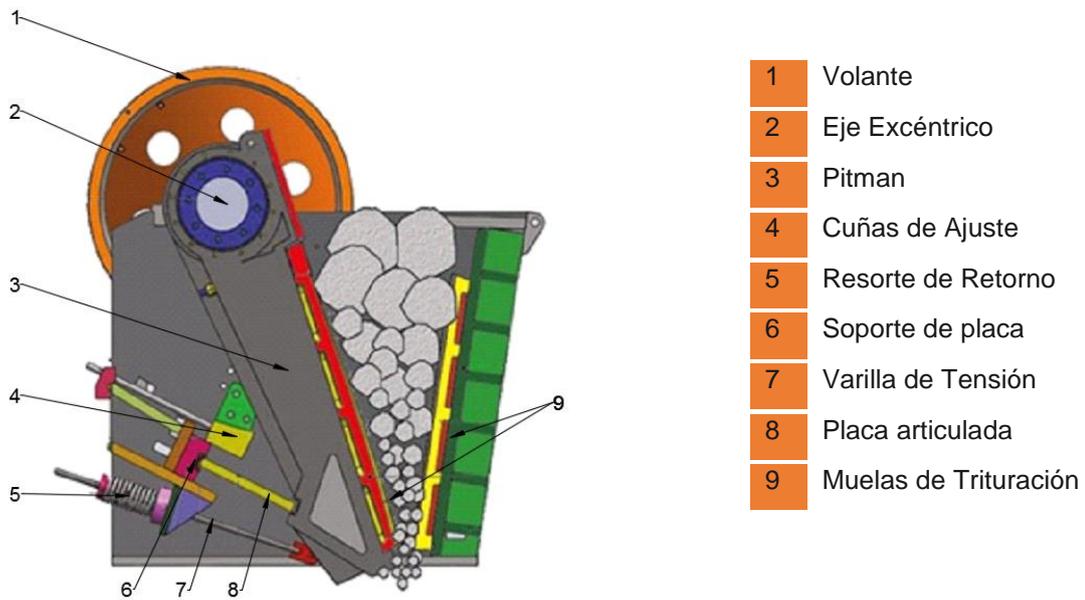


Figura 11. Componentes Principales
Fuente: www.greatwallcrushers.com

2.6. Principales componentes de una trituradora de mandíbula.

A continuación se presenta una breve descripción de los elementos principales de la trituradora de mandíbula explicando su función y características de estos.

2.6.1. Eje Excéntrico.

Se trata de un eje de acero para transmisión el cual consta con una sección excéntrica que trabaja como una leva en el sistema impulsando el pitman para realizar la operación de trituración, debido a que el eje recibe una alta carga al realizar su función necesita de un perfil robusto para soportar los esfuerzos. En el eje se encuentran ensamblados los volantes y rodamientos para su operación.

2.6.2. Volante.

El sistema posee dos volantes de Inercia ensamblados en el eje, la función de estos es almacenar energía cinética por medio de su rotación, esta energía es proporcionada al eje excéntrico para realizar el trabajo de impulsar el pitman mediante la sección que funciona como leva.

2.6.3. Pitman.

Es la encargada de realizar el movimiento alternativo a través del contacto con el eje excéntrico lo que administra una enorme fuerza a la muela de trituración móvil en cada golpe aplicado a las rocas.

2.6.4. Cuñas de Ajuste.

Se trata de dos bloques de geometría trapezoidal cuya función es de regular la abertura de salida en la boca de trituración, este se encuentra conectado a la placa articulada en la parte inferior de la trituradora.

2.6.5. Resorte de Retorno.

Tiene la función de comprimirse en el momento que la mandíbula móvil aplica la carga de compresión a las rocas que se encuentran en la boca de trituración, y de restablecer su posición luego de que esta carga es aplicada, haciendo que la mandíbula retroceda a su posición original manteniendo el movimiento alternativo del sistema.

2.6.6. Varilla de Tensión.

Encargada con el resorte de retorno de mantener la unión de la placa articulada con el pitman, evitando que esta salga disparada a una distancia mayor a la necesaria para realizar la reducción del material a triturarse.

2.6.7. Placa Articulada.

Localizada en la parte inferior del pitman, se trata de una placa de metal cuya función es permitir el movimiento alternativo del pitman mediante el impulso proporcionado por el eje excéntrico, además tiene el propósito de funcionar como fusible al momento de que un material de mayor dureza sea depositado en la trituradora evitando que los demás componentes se vean afectados.

2.6.8. Muelas de Trituración.

Son aquellas que entran en contacto con las rocas aplicando la carga de compresión obteniéndose la trituración de estas, generalmente están compuestas por una fundición de hierro con un porcentaje de manganeso el cual tiene la propiedad de ofrecer resistencia al desgaste a medida que este se encuentre trabajando. Poseen un perfil de dientes los cuales al aplicar la carga de compresión en la roca generan concentraciones de esfuerzos en estas facilitando la trituración.

2.7. Parámetros de Operación de Trituradora de Mandíbulas.

2.7.1. Relación de Reducción.

Conocida como la razón entre el tamaño máximo del material que ingresa en la alimentación y el tamaño máximo que puede tener al finalizar el proceso de trituración. Como objetivo del desarrollo de este proyecto se establecieron como los tamaños de entrada y de salida en 400mm y 50mm.

Ecuación 1.

$$R = \frac{\text{Dimensión de entrada}}{\text{Dimensión de salida}}$$

$$R = \frac{400}{50}$$

$$R = 8$$

2.7.2. Excentricidad.

Para la selección de la excentricidad del eje se realizó una consulta a trituradoras de mandíbula de características semejantes, en la cual se determinó una excentricidad promedio de 40mm para la producción establecida.

2.7.3. Velocidad Crítica de Operación.

Mediante la siguiente ecuación de Rose and English se puede determinar la velocidad óptima de operación de la trituradora conocida como la velocidad crítica:

Ecuación 2.

$$V_C = 47 \left(\frac{1}{L_T^{0.5}} \right) * \left(\frac{R - 1}{R} \right)^{0.5}$$

$$V_C = 47 \left(\frac{1}{0.04^{0.5}} \right) * \left(\frac{8 - 1}{8} \right)^{0.5}$$

$$V_C = 220RPM$$

2.7.4. Potencia mínima requerida.

Para el cálculo de la potencia de la trituradora de mandíbula se utiliza la siguiente expresión matemática desarrollada por Bond:

Ecuación 3.

$$N_B = 13,33W_i \frac{Q}{\Omega} \left(\frac{1}{\sqrt{P_{80}}} - \frac{1}{\sqrt{F_{80}}} \right)$$

Reemplazando obtenemos

$$N_B = 13,33 * 12,7 * \frac{300}{0,85} \left(\frac{1}{\sqrt{100000}} - \frac{1}{\sqrt{400000}} \right) = 94,4KW$$

$$N_B = 13,33 * 12,7 * \frac{300}{0,85} \left(\frac{1}{\sqrt{50000}} - \frac{1}{\sqrt{400000}} \right) = 172,73KW$$

$$\bar{P} = 180HP$$

2.7.5. Ángulo de Pellizco.

Conocido como el ángulo de trituración comprendido entre la mandíbula móvil y la fija, el cual no debe ser muy grande lo que ocasionaría una reducción en la capacidad de trabajo, aumentando el desgaste en las muelas de trituración debido a que la roca resbalaría hacia arriba al intentar aplicarse la carga de compresión. Como medida general en los sistemas de trituración se trabaja con un ángulo de pellizco de 25°, por lo que es la medida seleccionada para este diseño.

2.8. Mecánica de la Fractura de la Partícula.

La deformación de todo mineral es proporcional al esfuerzo que ha sido aplicado en la superficie hasta el momento de la fractura, debido a su estructura los minerales rocosos son considerados como materiales frágiles.

Normalmente las rocas presentan grietas en su estructura interna, las que son consideradas como fallas en el material lo que puede ocasionar esfuerzos concentrados en estas grietas. Por lo tanto, se requiere aplicar la energía necesaria para la propagación de la grieta dentro de las rocas generando nuevas superficies.

Existe un principio que representa la fractura de materiales rocosos conocido como la teoría de Griffith, la cual explica que existe un esfuerzo de tensión transversalmente a una grieta para que esta se propague. Dado esto se establece que una carga de compresión uniforme solamente logra cerrar una grieta, por el contrario si esta carga de compresión se distribuye de manera no uniforme generarán esfuerzos localizados de tensión, generando la fractura de las partículas. El esfuerzo crítico de tensión de Griffith está representado por la siguiente ecuación:

Ecuación 4.

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{2\gamma y}{L_{cr}}}$$

Análisis realizados por Oka y Majima determinaron como ocurre el proceso de trituración, estableciendo una semejanza entre las rocas que poseen una forma irregular y una esfera la cual es sometida a un par de cargas aplicadas en compresión, debido a que poseen similares características de esfuerzos y deformación.

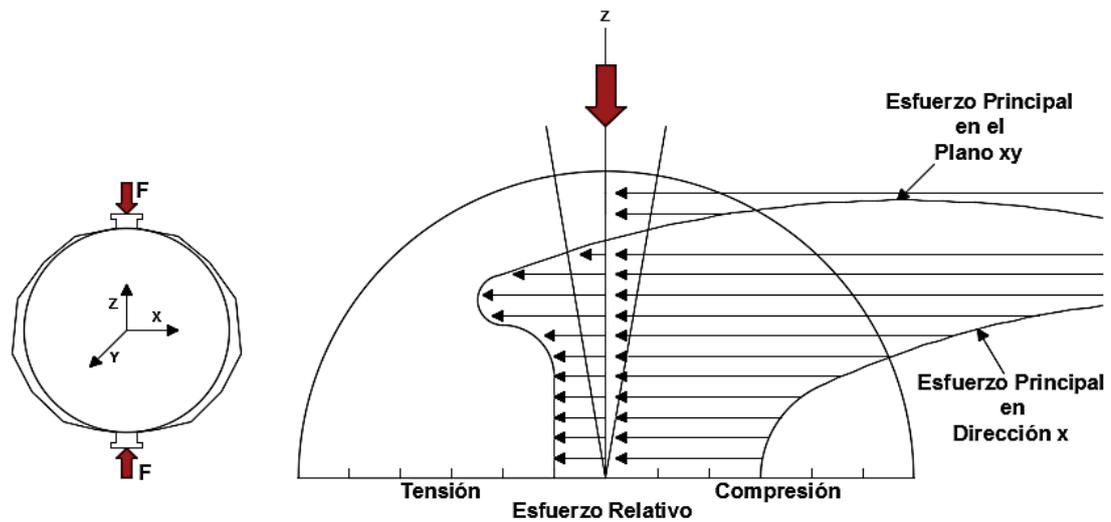


Figura 12. Esfuerzos principales en una roca
Fuente: (Ortiz & Tirado, 2005)

En la figura se muestra la propagación de esfuerzos en la partícula, se observa que el esfuerzo principal localizado en la dirección z actúa en compresión sin embargo la carga en compresión genera un esfuerzo principal de tensión en el plano x-y de la partícula, revisando las características de los materiales rocosos se conoce que estos poseen una resistencia a la tensión menor en comparación con su resistencia a la compresión, por lo tanto la fractura de los materiales rocosos ocurre primordialmente por el esfuerzo de tensión.

2.9. Determinación de la Carga de Trabajo.

En la tabla a continuación se muestran las propiedades mecánicas de los minerales rocosos más comunes, en la cual se aprecia que los esfuerzos para una fractura de compresión en comparación con los de tensión son relativamente altos como se mencionó anteriormente.

Tabla 3. Propiedades mecánicas de minerales

Roca	Módulo de elasticidad $\times 10^6 N/m^2$	Esfuerzo ultimo	
		Esfuerzo de compresión $\times 10^6 N/m^2$	Esfuerzo de tensión $\times 10^6 N/m^2$
Andesita	37	103	7,2
Arenisca	10,52	38,9	5,17
Basalto	32,4	58	3,2
Caliza	63,8	63,8	4
Diabase	95,8	321	55,1
Diorita	46,9	119	8,2
Dolomita	51,0	90	3
Esquisto	58,19	215,8	17,2
Filita	76,5	126	22,8
Gabro	55,3	186	13,8
Gneiss	55,16	223	15,5
Granito	39,0	193	2,8
Mármol	48,3	106	6,5
Pizarra	75,85	180	25,5
Quarzita	84,8	629	23,4
Yeso	---	22	2,4

Fuente: (Richard G. Budynas, 2008)

Estas características han sido calculadas en laboratorios, en los cuales se aplicó ensayos de compresión uniforme, en las operaciones de trituración la carga aplicada no es uniforme imposibilitando el uso de estas propiedades para un correcto diseño del sistema.

El ingeniero Fred Chester Bond realizó varios análisis de trituración utilizando probetas de varios minerales comunes, los resultados de estos experimentos le permitieron establecer la “Ley de Bond”, la cual da a conocer que la fractura de los minerales rocosos en los procesos de trituración ocurre muy por debajo de los esfuerzos calculados mediante pruebas de laboratorios. Por consiguiente Bond estableció que existe un rango de cargas determinadas para provocar la fractura de cualquier mineral rocoso en función del tamaño de la roca.

Tabla 4. Cargas de fractura de rocas

Diámetro (mm)	Carga (N)
25,4 a 50,8	3932.22
50,8 a 101,6	11787.78
101,6 a 203,2	17614.95
203,2 a 406,4	24465.21

Fuente: (Ortiz & Tirado, 2005)

2.10. Distribución de Cargas.

Para la estimación de fuerzas a los que están sometidos los componentes de la trituradora se asumió una distribución del material depositado en la boca de trituración en el caso de que esta se encuentre llena, se seleccionaron rocas de tamaños de 400mm, 300mm y 200mm para la distribución. De acuerdo a la teoría desarrollada por Bond se seleccionaron las cargas necesarias que debe aplicar la mandíbula de trituración para generar la fractura del material las cuales se muestran a continuación.

Tabla 5. Cargas de fractura seleccionadas

CARGAS (N)		
D400	D300	D200
24.465,22	24.465,22	17.614,00

Fuente: Elaboración Propia

De acuerdo al tamaño de rocas seleccionadas para el cálculo de cargas críticas de trabajo se realizó un arreglo en la boca de trituración de acuerdo a la geometría establecida del material depositado, se seleccionaron un tamaño en las muelas de trituración de 2m longitud y 1,2m de profundidad las cuales se encuentran separadas entre sí 25° dejando una abertura de alimentación de 940mm y una abertura de salida de 50mm.

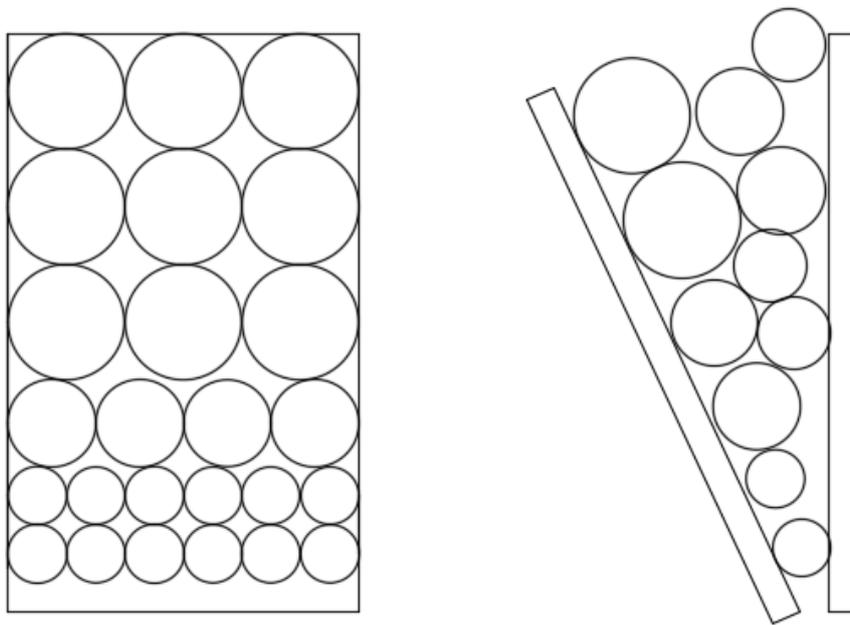


Figura 13. Distribución de rocas
Fuente: Elaboración Propia

2.11. Reacciones Críticas.

Mediante las cargas seleccionadas se distribuyeron un total de 6 fuerzas aplicadas en la muela de trituración en función de la cantidad de rocas que esta sección de la mandíbula realizaría la reducción. Para el cálculo de reacciones en cada uno de los componentes del equipo se definió una longitud del Pitman de 3m de longitud el cual en el extremo superior se encuentra conectado con el eje excéntrico mientras que en la parte inferior se encuentra apoyado por la placa articulada de la cual se asumió una inclinación de 30° con respecto al eje horizontal, la cual se colocó a una distancia de 220mm de la parte inferior de la muela de trituración.

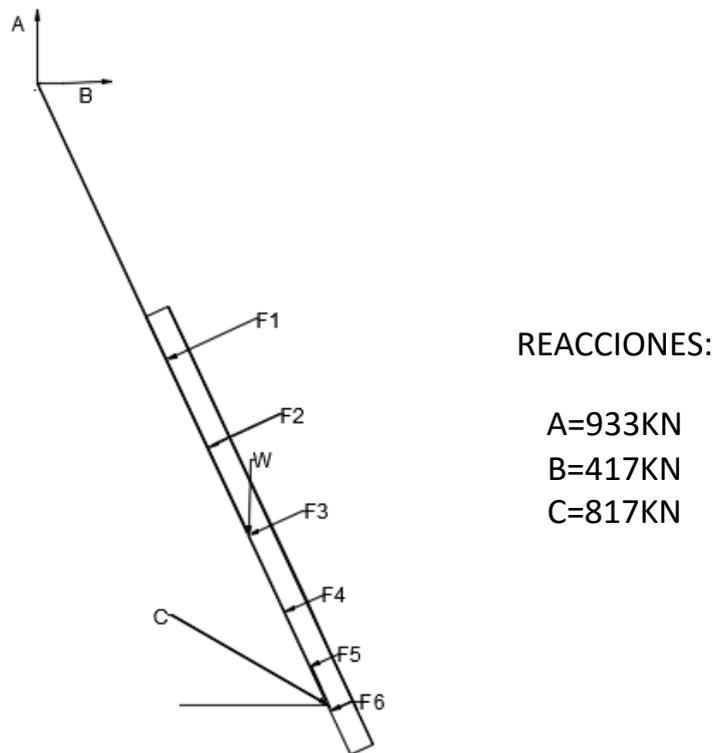
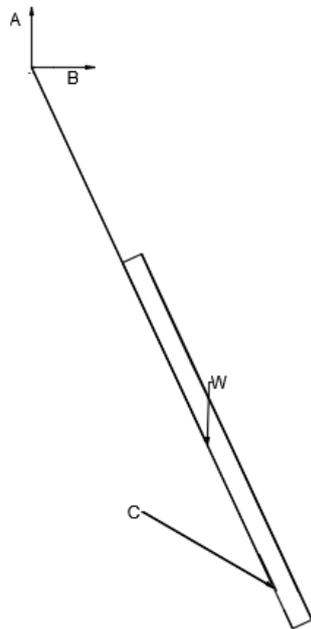


Figura 14. Diagrama de Cuerpo Libre de cargas críticas
Fuente: Elaboración Propia

Aplicando sumatoria de fuerzas en el eje X y Y además de la sumatoria de momentos se calcularon las reacciones en el pitman, en las cuales las reacciones A y B serían trasladadas al eje excéntrico y la reacción c actuaría en la placa articulada además de utilizarse para el diseño del resorte de retorno.

2.12. Reacciones Iniciales.

Como se trata de un sistema en movimiento estos están sometidos a cargas variables, en la sección anterior se calcularon las reacciones máximas a las que los componentes se verían sometidos, por lo que para el cálculo de las cargas mínimas a las que se encontrarían sometidas el sistema serían cuando no se genera la compresión en la mandíbula, es decir que las fuerzas que actúan en el sistema serían el peso de cada uno de los componentes. Para este cálculo se utilizaron pesos representativos que fueron reemplazados después con los pesos reales de cada uno de los componentes del sistema.



REACCIONES:

$$A=157\text{KN}$$

$$B=57\text{KN}$$

$$C=66\text{KN}$$

Figura 15. Diagrama de Cuerpo libre inicial
Fuente: Elaboración Propia

De la misma forma, las reacciones A y B se trasladarían al eje excéntrico mientras que la reacción c sería trasladada a la placa articulada y al resorte de retorno.

2.13. Diseño Detallado.

2.13.1. Diseño de Muela de Trituración.

Para calcular el espesor necesario de la muela, se utilizaron las 6 cargas establecidas mediante la ley de Bond las cuales fueron distribuidas a lo largo de la muela, la cual fue asumida como una viga.

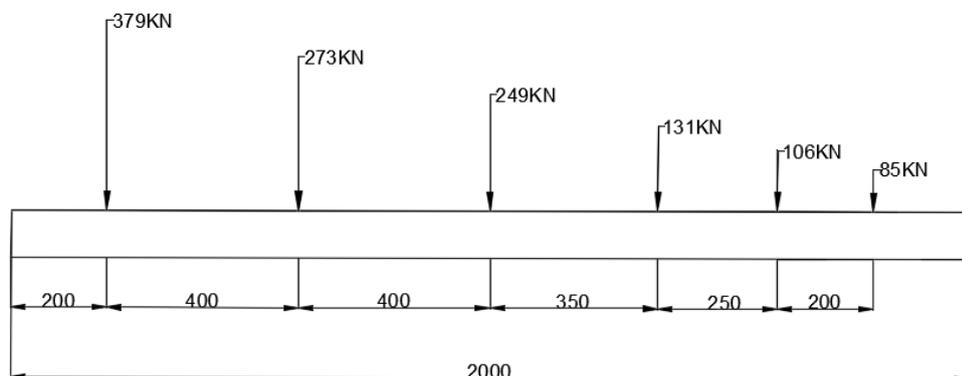


Figura 16. Diagrama de Cuerpo Libre de muela de trituración móvil
Fuente: Elaboración Propia

Se realizó el diagrama de momento flector con la finalidad de obtenerse el momento máximo al que es expuesto la muela de trituración, en función de este valor se procede a calcular el espesor necesario para soportar la carga de trituración.

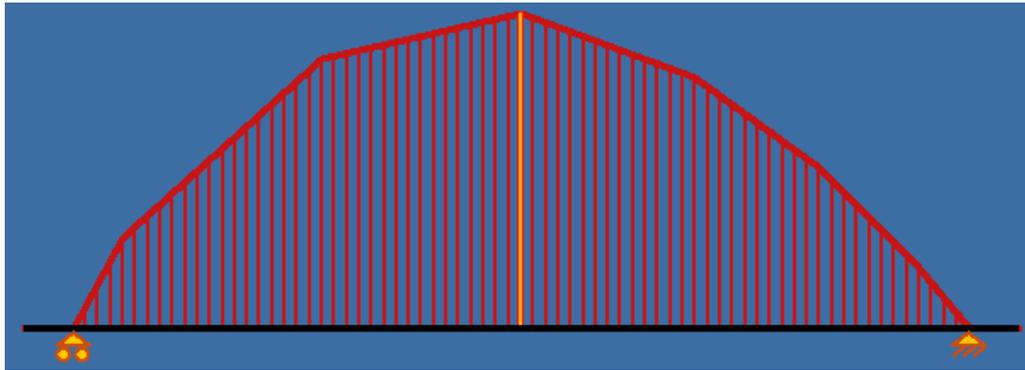


Figura 17. Diagrama de momento flector de muela de trituración móvil
Fuente: Elaboración Propia

En el cual se obtiene un momento máximo en la parte central equivalente a 260,9KN.m, por consiguiente se procedió a calcular el espesor mínimo de la muela de trituración:

Ecuación 5. Esfuerzo normal por flexión

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

Además, sabiendo que:

Ecuación 6 y 7:

$$c = \frac{t}{2} \quad y \quad I = \frac{1}{12}bt^3$$

Reemplazando en la *Ecuación 5*, obtenemos:

$$\sigma = \frac{M * t * 12}{2 * t^2}$$

Para el material de la muela de trituración se ha seleccionado un acero al manganeso 14%, el cual posee un esfuerzo de fluencia de 500MPa y un esfuerzo último de tensión de 861,5MPa.

$$t = \sqrt{\frac{M * 12}{\sigma * 2}}$$

$$t = 43mm$$

El espesor mínimo que debe cumplir la muela de trituración es de 43mm sin embargo, por medidas de seguridad y de duración se ha seleccionado un espesor de 100mm por consiguiente.

Ecuación 5.

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = 156,5MPa$$

$$n = 5,5$$

Obteniéndose un factor de seguridad estático de 5,5 el cual se considera aceptable, a continuación se realiza el análisis por fatiga de la muela de trituración, la cual se analiza asumiendo la carga de trituración como completamente invertida.

Para diseñar la mandíbula de nuestro sistema nos basamos en el criterio GOODMAN, como se muestra en la siguiente expresión

Ecuación 8.

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

Para realizar el cálculo del esfuerzo alternante utilizamos la siguiente expresión:

Ecuación 9.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$

Como resultado de esta ecuación obtenemos;

$$\sigma_a = 78,25MPa$$

De igual manera para el cálculo del esfuerzo medio se utilizó la siguiente expresión:

Ecuación 10.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$

Como resultado se obtuvo;

$$\sigma_m = 79.89MPa$$

Para hallar la resistencia a la fatiga se utilizó la siguiente ecuación:

Ecuación 11.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

Para el cálculo del factor de superficie se utilizó las siguientes tablas:

Tabla 6. Componentes del factor de superficie

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	Sut (Kpsi)	Sut (MPa)	
Esmerilado	1.34	1.58	-0,085
Maquina o estirado en frio	2.70	4.51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Como sale de la forja	39,9	272	-0,995

Fuente: (Richard G. Budynas, 2008)

Para determinar el factor de superficie se utilizó la siguiente ecuación (Richard G. Budynas, 2008, p. 279):

Ecuación 12.

$$k_a' = aSut^b$$

$$k_a = 0,89$$

El segundo valor es necesario la utilización de un diámetro equivalente previamente calculado obteniendo como factor de tamaño;

$$k_b = 0,62$$

Para el análisis de factor de carga, se utilizó el valor de $k_c = 1$ porque el elemento se encuentra en flexión. El factor de temperatura (k_d) es considerado uno porque la mandíbula se encuentra trabajando a bajas temperaturas en referencia a su resistencia térmica. Se asume un factor de corrosión de 0,7.

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga promedio utilizamos la siguiente expresión (Richard G. Budynas, 2008, p. 274):

Ecuación 13.

$$S_e' = 0,5S_{ut}$$

$$S_e' = 430,75MPa$$

Reemplazo todos los factores en la *Ecuación 11*. se obtiene la resistencia a la fatiga promedio

$$S_e = 166,38MPa$$

Por ultimo obtenemos un factor de seguridad del componente sometido a fatiga de;

$$n = 2$$

Para calcular el tiempo de vida útil de la pieza utilizamos las siguientes ecuaciones (Richard G. Budynas, 2008, p. 277);

Ecuación 14. Número de ciclos a la falla

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}}$$

Ecuación 15. Factor a de número de ciclos

$$a = \frac{fS_{ut}^2}{S_e}$$

Ecuación 16. Factor b de número de ciclos

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{fS_{ut}}{S_e}$$

El valor de f lo encontramos en la siguiente grafica

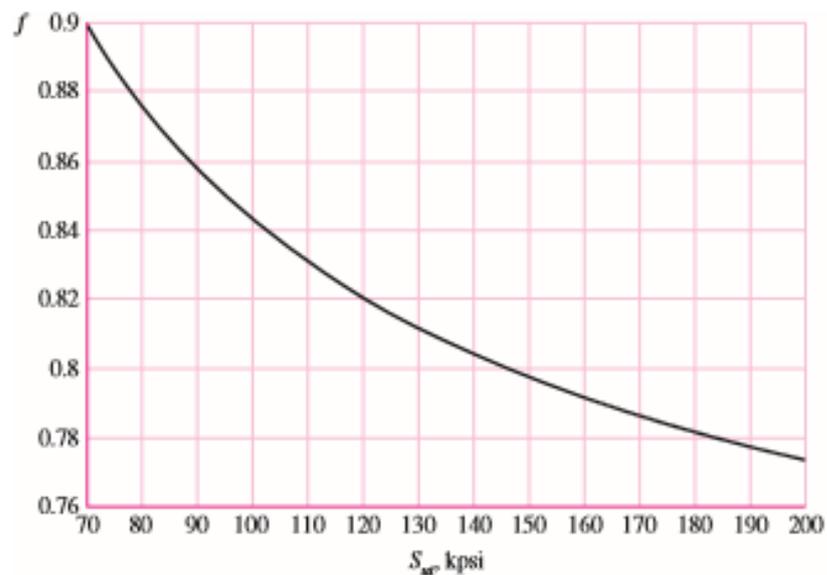


Figura 18. Fracción de resistencia a la fatiga
Fuente: (Richard G. Budynas, 2008, p. 277)

Reemplazando se obtiene:

$$a = 3613 \times 10^6$$

$$b = -0,21$$

Finalmente, reemplazando los datos en la *ecuación 14* el número de ciclos que soporta nuestro componente es:

$$N = 104,5 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

2.13.2. Diseño del Volante.

Como se explicó anteriormente el volante tiene la función de proporcionar la energía suficiente al eje para poder realizar un trabajo en este caso de transmitir un movimiento en su parte excéntrica la cual está en contacto con el pitman. Para determinar la inercia del volante se utilizaron las ecuaciones presentadas a continuación (Orces, 2014, p. 16).

Ecuación 17. Inercia requerida del volante

$$I_e = \frac{E_{m\acute{a}x}}{C_f \omega_1^2}$$

Ecuación 18. Energía máxima del volante

$$E_{m\acute{a}x} = W - E_m$$

Donde:

Ecuación 19.

$$W = e * F$$

$$W = 0,04m * 1021,94KN$$

$$W = 40,88KN.m$$

Ecuación 20.

$$E_m = \frac{P}{\omega_1} = \frac{200HP}{220RPM} = 6,47KN.m$$

Tabla 7. Coeficiente de Fluctuación

Tipo de Máquina	Cf
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: (Kent, 1950)

Con

C_f : 0,2;

ω_2 : 23,04 [rad/s]

Reemplazando en la *Ecuación 17* obtenemos:

$$I_e = 324,10Kg.m^2$$

Para el desarrollo del proyecto se ha decidido utilizar dos volantes los cuales la suma de sus momentos de inercia es equivalente al valor calculado anteriormente. El dimensionamiento de los volantes debe ser tal que mantenga la misma carga en los extremos del eje para facilidad de cálculos en el diseño de este

2.13.3. Diseño del Eje Excéntrico.

Para el dimensionamiento de este se tomó en cuenta las reacciones obtenidas en el análisis de fuerza adicionándole a esta carga los pesos representativos de los componentes que sostiene el eje como el pitman, la muela de trituración y las rocas que se encuentran sobre esta, además de incluir el peso de los volantes que se encuentran en los extremos del eje.

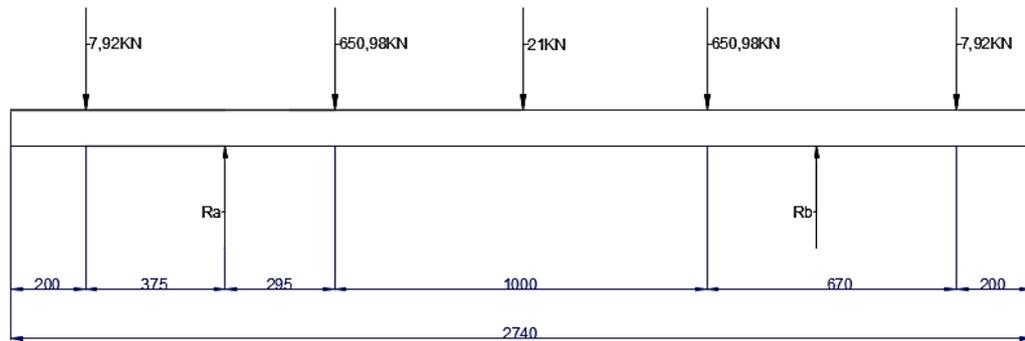


Figura 19. Diagrama de Cuerpo Libre de cargas críticas en el eje excéntrico
Fuente: Elaboración Propia

Mediante el Software XWIGAS se realizó el diagrama de momento flector del eje sometido a las cargas descritas anteriormente, el programa proporcionó el momento máximo al que es sometido el cuerpo además de las reacciones en los apoyos, los cuales serían los rodamientos encargados de soportar el eje en la estructura de la trituradora.

Reacciones en apoyos = 529KN

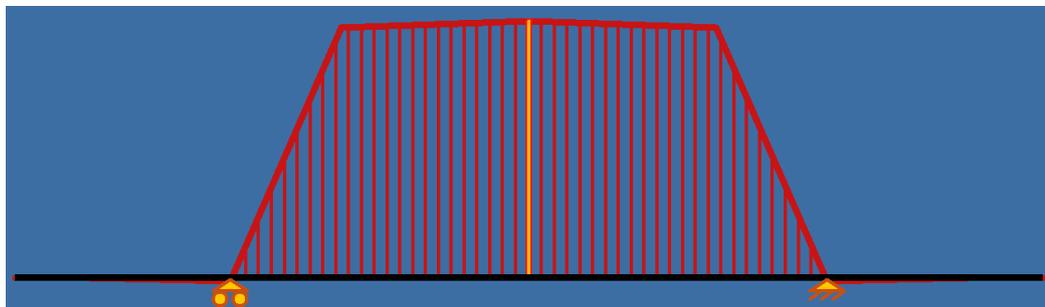


Figura 20. Diagrama de momento flector crítico del eje excéntrico
Fuente: Elaboración Propia

De la misma forma se realizó el análisis con las cargas iniciales para calcular el momento mínimo al que es sometido el eje con la finalidad de realizar el diseño por fatiga de este.

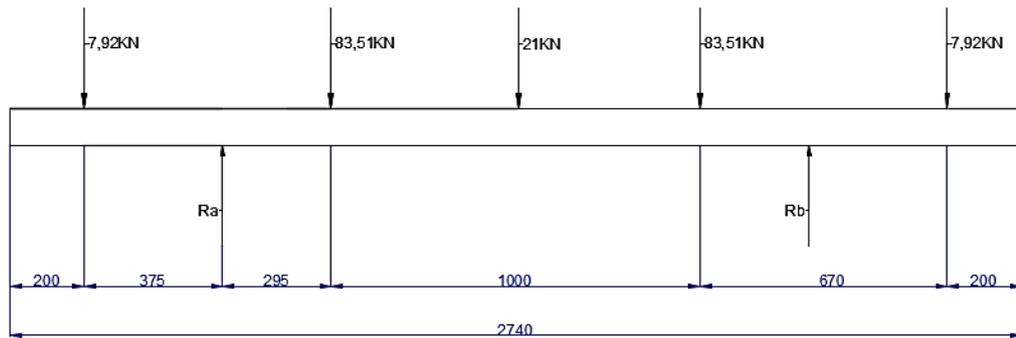


Figura 21. Diagrama de Cuerpo Libre de cargas iniciales en el eje excéntrico
Fuente: Elaboración Propia

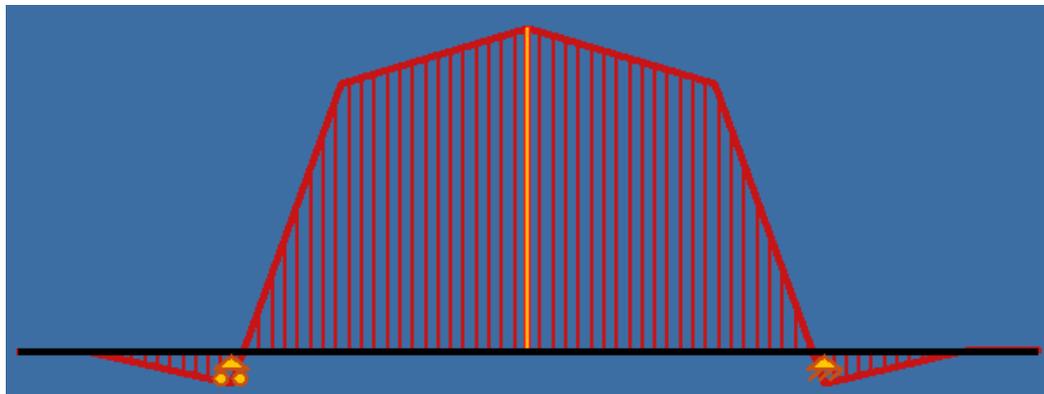


Figura 22. Diagrama de momento flector inicial en el eje excéntrico
Fuente: Elaboración Propia

Como se puede observar en los diagramas de momento flector, el máximo momento ocurre en la parte central del eje por lo que esta sección debe ser más robusta para soportar el esfuerzo, se tomó como diámetro de esta sección un valor de 410mm y se seleccionó de material acero de transmisión 1018.

Datos:

$$D_m = 0,41m$$

$$T = 6.470,00 Nm$$

$$M_{max} = 156.114,00 Nm$$

$$M_{min} = 30.013,95 Nm$$

$$S_{ut} = 440MPa$$

Ecuaciones utilizadas en el proceso de diseño:

Para el diseño por medio del criterio de Goodman se calcularon los esfuerzos fluctuantes debido a flexión y a torsión (Richard G. Budynas, 2008, p. 355).

Ecuación 21.

$$\sigma = \frac{32 * M}{\pi * D_m^3}$$

Ecuación 22.

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * D_m^3}$$

Seguido a esto se calcularon los esfuerzos principales alternante y medio a los que se encuentra sometido el elemento (Richard G. Budynas, 2008, p. 356).

Ecuación 23.

$$\sigma_a' = (\sigma_a + 3\tau_a)^{1/2}$$

Ecuación 24.

$$\sigma_m' = (\sigma_m + 3\tau_m)^{1/2}$$

Ecuación 13.

$$Se' = 0,5Sut$$

Ecuación 11.

$$Se = Ka * Kb * Kc * Kd * Kf * Se'$$

Y ecuación 25.

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a'}{Se} + \frac{\sigma_m'}{Sut}$$

Determinándose un factor de seguridad de 1,58 para el caso del eje excéntrico.

2.13.4. Diseño del Pitman.

Para el diseño de este elemento se tomó el diagrama de cuerpo libre para el cálculo de las reacciones críticas, el cual se muestra nuevamente a continuación:

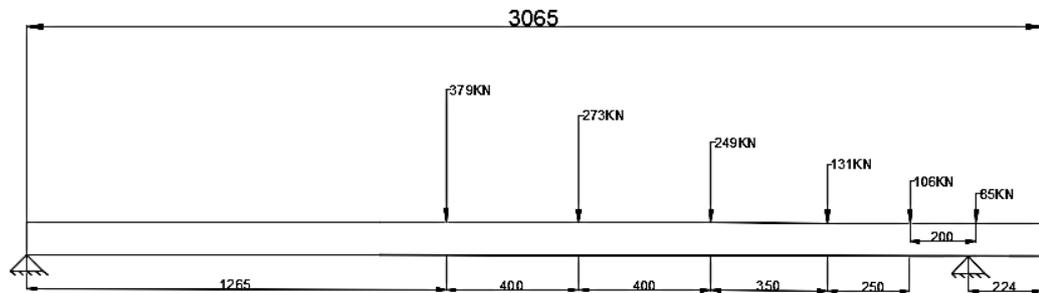


Figura 23. Diagrama de Cuerpo Libre del Pitman
Fuente: Elaboración Propia

Se realizó el diagrama de momento flector para determinar el momento máximo por el que está sometido el elemento a través del programa XWIGAS.

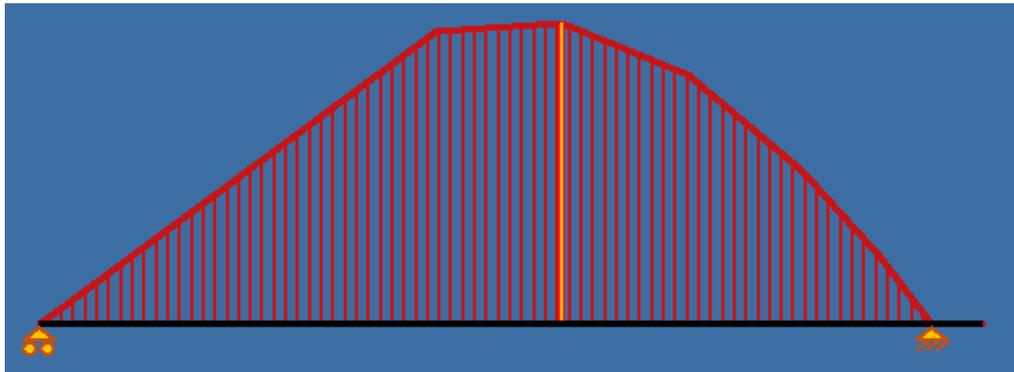


Figura 24. Diagrama de momento flector del Pitman
Fuente: Elaboración Propia

Mediante el diagrama de momento flector se determinó que el momento máximo que actúa en el pitman posee un valor de 545 kN.m, para el cálculo de esfuerzos se representa al elemento como una viga de 3065 mm de largo por 76,2 mm de espesor. El esfuerzo máximo aplicado en la viga viene dado por la siguiente expresión:

Ecuación 5.

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

Donde el momento de inercia del elemento está representado como:

Ecuación 7.

$$I = \frac{1}{12}bh^3$$

En este caso c es igual a la mitad de la altura del elemento por lo que al reemplazar la *Ecuación 7* en la *Ecuación 5* finalmente la ecuación queda expresada como:

Ecuación 26.

$$\sigma = \frac{6M}{bh^2}$$

Mediante el cálculo realizado se obtuvo un esfuerzo aproximadamente de 150MPa, al escogerse como material el A36 el cual ofrece un factor de seguridad estático de 3.

Para el análisis de fatiga del pitman se asumió un modelo de carga completamente invertida en donde su máximo valor es la carga necesaria para generar la trituración y luego de esta su valor se reduce a cero. Seleccionando el modelo de Goodman para el diseño por fatiga se muestra a continuación.

Ecuación 8.

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

Para realizar el cálculo del esfuerzo alternante utilizamos la siguiente expresión:

Ecuación 9.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$

Como resultado de esta ecuación obtenemos;

$$\sigma_a = 183,8MPa$$

De igual manera para el cálculo del esfuerzo medio se utilizó la siguiente expresión:

Ecuación 10.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$

Como resultado se obtuvo;

$$\sigma_a = 183,8MPa$$

Para hallar la resistencia a la fatiga se utilizó la siguiente ecuación:

Ecuación 11.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

Para el cálculo del factor de superficie se utilizó la *Tabla 6*. En nuestro caso utilizaremos los factores para el acabado superficial como sale de la forja obteniendo el siguiente resultado;

$$k_a = 0,61$$

El segundo valor es necesario la utilización de un diámetro equivalente previamente calculado obteniendo como factor de tamaño;

$$k_b = 0,59$$

Para el análisis de factor de carga, se utilizó el valor de $k_c = 1$ porque el elemento se encuentra en flexión. El factor de temperatura (k_d) es considerado uno porque

la mandíbula se encuentra trabajando a bajas temperaturas en referencia a su resistencia térmica. Los siguientes factores en nuestro elemento representan el valor de 1.

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga promedio utilizamos la siguiente expresión:

Ecuación 13.

$$S_e' = 0.5S_e$$

$$S_e' = 230MPa$$

Reemplazo todos los factores en la *Ecuación 11*. se obtiene la resistencia a la fatiga promedio

$$S_e = 74,5MPa$$

Por ultimo obtenemos un factor de seguridad del componente sometido a fatiga de;

$$n = 1,5$$

2.13.5. Diseño de Placa Articulada

Esta placa tiene como finalidad fallar cuando el esfuerzo de compresión supere el 25% de la fuerza establecida por diseño, esto se lo hace con el fin de proteger los elementos internos de nuestro sistema de trituración como lo son las muelas de trituración y otros componentes que intervienen. Para diseñar esta placa se realiza el cálculo por falla en pandeo para la cual se utiliza la siguiente expresión:

Ecuación 26.

$$P_n = \frac{N_o^2 \pi^2 EI}{L^2}$$

Despejando el segundo momento de área se obtiene;

$$I = \frac{L^2 P_n}{N_o^2 \pi^2 E}$$

Adicionalmente el segundo momento de área también puede ser expresado con la siguiente expresión:

Ecuación 7.

$$I = \frac{t^3 b}{12}$$

Reemplazando la ecuación 7 en la *Ecuación 25*. se obtiene:

$$\frac{t^3 b}{12} = \frac{L^2 P_n}{N_o^2 \pi^2 E}$$

Como el caso de interés es el espesor mínimo (t) que debe tener la placa procedemos a despejarlo.

$$t = \sqrt[3]{\frac{12L^2 P_n}{b N_o^2 \pi^2 E}}$$

De esta ecuación se obtiene el espesor mínimo de una placa con las características de un acero A36 bajo las consideraciones establecidas.

$$t = 20mm$$

2.13.6. Diseño del Resorte de Retorno

Mediante el análisis de fuerzas realizado para la etapa inicial como para la etapa crítica se puede apreciar una variación de fuerzas en la que es sometida la placa articulada entre [817-66] KN, la componente horizontal de la diferencia de estas es equivalente a la fuerza de compresión del resorte, lo que da un valor aproximado de 650,39 KN. A continuación se describen los parámetros escogidos para el resorte y las ecuaciones utilizadas para su diseño.

Datos:

$$F_{m\acute{a}x} = 650,39KN$$

$$\xi = 0,15$$

$$d_e = 25,4mm$$

$$C_r = 11$$

Se ha seleccionado como el material de fabricación del resorte una aleación de Cromo Vanadio AISI 6150, debido a que es la más recomendable para cargas de choque o impacto. Debido al material escogido se tienen las siguientes propiedades del mismo.

$$A = 1855MPa \cdot mm^m$$

$$m = 0,168$$

$$\sigma = 77,2GPa$$

Utilizando los datos del material se procedió a calcular la resistencia última a la tensión del material por medio de la siguiente expresión.

Ecuación 27.

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

La resistencia última a la tensión se utiliza para analizar el diseño del resorte de forma estática en la cual se determinará un factor de seguridad estático dado por la siguiente expresión.

Ecuación 28.

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau_s}$$

Donde;

Ecuación 29.

$$S_{sy} = 0,56S_{ut}$$

Ecuación 30.

$$\tau_s = K_B \frac{8F_s D_r}{\pi d_e^3}$$

Ecuación 31.

$$K_B = \frac{4C_r + 2}{4C_r - 3}$$

Ecuación 32.

$$F_s = (1 + \xi)F_{m\acute{a}x}$$

Obteniéndose un factor de seguridad estático de 4, lo que representa un valor estable para el diseño del resorte sin embargo, se realizó un análisis de fatiga del material descrito a continuación.

Martillado

$$S_{sa} = 398MPa$$

$$S_{sm} = 34MPa$$

Ecuación 33.

$$S_{se} = \frac{S_{sa}}{1 - \left(\frac{S_{sm}}{S_{su}}\right)^2}$$

Ecuación 34.

$$S_{su} = 0,67S_{ut}$$

Ecuación 35.

$$F_a = \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2}$$

Ecuación 36.

$$\tau_a = K_B \frac{8F_a D_r}{\pi d_e^3}$$

Ecuación 37.

$$n_f = \frac{S_{sa}}{\tau_a}$$

Obteniéndose un factor de seguridad de fatiga de 1,2 considerado aceptable para el trabajo del resorte evitando cualquier inconveniente de que este elemento falle durante el proceso de trituración.

Luego de comprobar el diseño del resorte de retorno se procedió a calcular los parámetros necesarios para la construcción de este como:

Ecuación 38.

$$k = \frac{d_e^4 \sigma}{8D_r^3 N_a}$$

$$k = 1400N/m$$

Ecuación 39.

$$\delta y = \frac{8FD^3 N}{d^4 \sigma}$$

Ecuación 40.

$$N_t = N_a + 2$$

$$N_t = 12$$

Ecuación 41.

$$L_s = d(N_t + 1)$$

$$L_s = 330,20mm$$

Ecuación 42.

$$L_0 = y + L_s$$

$$L_0 = 365,52mm$$

Ecuación 43.

$$p = \frac{L_0 - 3d}{N_a}$$

$$p = 36,54mm$$

2.13.7. Diseño de Varilla de Tensión

Debido a que es la unión entre el resorte y el pitman recibe una carga de tensión máxima equivalente a la fuerza de compresión del resorte es decir 650,39KN, para lo que se calculó el esfuerzo máximo de tensión en el elemento mediante la siguiente ecuación:

Ecuación 44.

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Como se trata de una varilla circular se deja expresada el área de esta en función de su diámetro el cual se ha fijado un valor de 76,2 mm, por lo que se obtiene un esfuerzo máximo de:

Ecuación 45.

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_e^2}$$

$$\sigma = 205,4MPa$$

Se ha seleccionado el acero A36 como material para la varilla de tensión, por lo tanto, se tiene un factor de seguridad estático de 2,5. Seguido de esto se procedió a realizar el análisis por fatiga del elemento estableciendo una carga de tensión completamente invertida, a continuación se muestran las ecuaciones utilizadas para el procedimiento.

Ecuación 8.

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

Para realizar el cálculo del esfuerzo alternante utilizamos la siguiente expresión:

Ecuación 9.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$

Como resultado de esta ecuación obtenemos;

$$\sigma_a = 102,7MPa$$

De igual manera para el cálculo del esfuerzo medio se utilizó la siguiente expresión:

Ecuación 10.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$

Como resultado se obtuvo;

$$\sigma_a = 102,7MPa$$

Para hallar la resistencia a la fatiga se utilizó la siguiente ecuación:

Ecuación 11.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

Para el cálculo del factor de superficie se utilizó la *tabla 6*, en nuestro caso utilizaremos los factores para el acabado superficial maquinado o estirado en frío;

$$k_a = 0,90$$

El segundo valor es necesario la utilización de un diámetro equivalente previamente calculado obteniendo como factor de tamaño;

$$k_b = 0,79$$

Para el análisis de factor de carga, se utilizó el valor de $k_c = 1$ porque el elemento se encuentra en flexión. El factor de temperatura (k_d) es considerado uno porque la mandíbula se encuentra trabajando a bajas temperaturas en referencia a su resistencia térmica. Los siguientes factores en nuestro elemento representan el valor de 1.

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga promedio utilizamos la siguiente expresión:

Ecuación 13.

$$S_e' = 0.5S_e$$

$$S_e' = 230MPa$$

Reemplazo todos los factores en la *Ecuación 11*. Se obtiene la resistencia a la fatiga promedio

$$S_e = 106,37MPa$$

Por ultimo obtenemos un factor de seguridad del componente sometido a fatiga de;

$$n = 1,2$$

2.13.8. Selección de Bandas.

Para determinar el número y las características físicas de la banda que requiere nuestro sistema se debe primero establecer la sección y las dimensiones estándar con las que se puede encontrar una banda comercialmente. Para ello primero se establece los diámetros de las poleas y la distancia que existe entre el centro de los ejes.

Debido a las consideraciones de diseño que hemos establecido nuestra maquina debe trabajar a 220 rpm además como fue definido en cálculos anteriores se utilizará un motor de 200Hp que a su vez trabaje a 1100 rpm.

A continuación, establecemos la siguiente expresión la cual nos relaciona los diámetros de las poleas con la velocidad angular.

Ecuación 46.

$$\omega_1 D = \omega_2 d$$

Debido a la estimación de tamaño que se realizó al volante se estableció que el diámetro de la polea mayor debe ser de 1346.2 mm. Con este valor procedemos a despejar el diámetro de la polea menor (d) de la expresión obteniendo:

$$d = \frac{\omega_1 D}{\omega_2}$$

$$d = 270mm$$

Una vez establecidos estos parámetros seleccionamos el tipo de sección que tendrá la banda como se puede observar en la siguiente tabla.

Tabla 8. Dimensiones generales de bandas

Sección de la banda	Ancho a, mm	Espesor b, mm	Diámetro mínimo de la polea, mm	Intervalo de potencia(Hp) una o más bandas
A	12,70	8,73	76,20	$\frac{1}{4} - 10$
B	16,66	11,11	137,16	1-25
C	22,22	13,49	228,60	15-100
D	31,75	19,05	330,20	50-250
E	38,10	25,4	548,64	100 y mayores

Fuente: (Richard G. Budynas, 2008)

Para este caso utilizaremos una banda de sección E, la cual cumple con todas nuestras condiciones. Teniendo un diámetro de polea superior a 538.64 mm y la potencia nominal que se encuentra entre el intervalo establecido.

Para determinar el número de bandas necesarias que requiere nuestro sistema utilizamos la siguiente expresión la cual relaciona la potencia de diseño con la potencia permitida por una banda.

Ecuación 47.

$$N_b = \frac{P_d}{P_p}$$

A su vez P_d y P_p puede ser expresado de la siguiente forma.

Ecuación 48.

$$P_d = P_{nom} k_s n_b$$

Ecuación 49.

$$P_p = k_1 k_2 P_{tabla}$$

Para establecer el factor k_1 se debe utilizar la siguiente tabla.

Tabla 9. Factor de corrección del ángulo de contacto

$\frac{D-d}{C}$	θ, grados	K_1	
		VV	Plana en V
0,00	180	1,00	0,75
0,10	174,3	0,99	0,76
0,20	166,5	0,97	0,78
0,30	162,7	0,96	0,79
0,40	156,9	0,94	0,80
0,50	151,0	0,93	0,81
0,60	145,1	0,91	0,83
0,70	139,0	0,89	0,84
0,80	132,8	0,87	0,85
0,90	126,5	0,85	0,85
1,00	120,0	0,82	0,87
1,10	113,3	0,80	0,80
1,20	100,3	0,77	0,77
1,30	98,9	0,73	0,73
1,40	91,1	0,70	0,75
1,50	82,2	0,65	0,65

Fuente: (Richard G. Budynas, 2008)

Para encontrar el factor k_2 utilizamos la siguiente tabla

Tabla 10. Factor de corrección de longitud

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda, mm				
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0,85	Hasta 889	Hasta 1168,4	Hasta 1905	Hasta 3251.2	
0,90	965,2-1168,4	1219,2-1524	2057,4-2438,4	3657,6-4114,8	Hasta 4953
0,95	1219,2-1397	1574,8-1905	2667-3048	4394,2-5334	5334-6096
1,00	1524-1905	1981,2-2463.8	3251,2-4013.2	6096	6858-7620
1,05	1981,2-2286	2667-3048	4114,8-4953	6858-8382	8382-9906
1,10	2438,4-2844,8	3251,2-3657,6	5334-6096	9144-10668	10668-12192
1,15	3048 y mayor	4013.2-4572	6858-7620	12192	13716-15240
1,20		4953 y mayor	8382 y mayor	13716 y mayor	16764

Fuente: (Richard G. Budynas, 2008)

Para encontrar la potencia establecida por la tabla que se presenta a continuación necesitamos convertir los RPM a $\frac{mm}{seg}$ la cual se detalla a continuación.

Ecuación 50.

$$V_b = \frac{D * \omega_1 * 0.10472}{2}$$

La velocidad de la banda obtenida es de $15507.14 \frac{mm}{seg}$

Como dicho valor no se encuentra establecido en la siguiente tabla se procede a realizar una interpolación para determina la potencia.

Tabla 11. Potencias nominales de bandas en V

Sección de la banda	Diámetro paso de paso de la polea, mm	Velocidad de la banda en mm/seg				
		5080	10160	15240	20320	25400
A	76,20	0,66	1,01	1,12	0,93	0,38
	86,36	0,81	1,31	1,57	1,53	1,12
	96,52	0,93	1,55	1,92	2,00	1,71
	106,68	1,03	1,74	2,20	2,38	2,19
	116,84	1,11	1,89	2,44	2,69	2,58
	127 y mayor	1,17	2,03	2,64	2,96	2,89
B	106,68	1,07	1,58	1,68	1,26	0,22
	116,84	1,27	1,99	2,29	2,08	1,24
	127	1,44	2,33	2,80	2,76	2,10
	137,16	1,59	2,62	3,24	3,34	2,82
	147,32	1,72	2,87	3,61	3,85	3,45
	157,48	1,82	3,09	3,94	4,28	4,00
	167,64	1,92	3,29	4,23	4,67	4,48
	177,8 y mayor	2,01	3,46	4,49	5,01	4,90
C	177,8	2,48	3,94	4,64	4,44	3,12
	203,2	2,96	4,90	6,09	6,36	5,52
	228,6	3,34	5,65	7,21	7,86	7,39
	254	3,64	6,25	8,11	9,06	8,89
	279,4	3,88	6,74	8,84	10,0	10,1
	304,8 y mayor	4,09	7,15	9,46	10,9	11,1
	254	4,14	6,13	6,55	5,09	1,35
D	279,4	5,00	7,83	9,11	8,50	5,62
	304,8	5,71	9,26	11,2	11,4	9,18
	330,2	6,31	10,5	13,0	13,8	12,2
	355,6	6,82	11,5	14,6	15,8	14,8
	381	7,27	12,4	15,9	17,6	17,0
	406,4	7,66	13,2	17,1	19,2	19,0
	431,8 y mayor	8,01	13,9	18,1	20,6	20,7
	406,4	8,68	14,0	17,5	18,1	15,3
E	457,2	9,92	16,7	21,2	23,0	21,5
	508	10,9	18,7	24,2	26,9	26,4
	558,8	11,7	20,3	26,6	30,2	30,5
	609,6	12,4	21,6	28,6	32,9	33,8
	660,4	13,0	22,8	30,3	35,1	36,7
	711,2 y mayor	13,4	23,7	31,8	37,1	39,1

Fuente: (Richard G. Budynas, 2008)

Calculó de la Interpolación.

Tabla 12. Potencia nominal escogida por interpolación

Velocidad ($\frac{mm}{s}$)	Potencia (Hp)
15240	31,8
15507,14	X
20320	37,1

Fuente: Elaboración Propia

De la interpolación se obtiene un valor de 32,07 Hp.

Una vez obtenidos todos los parámetros se procede a calcular la potencia permitida por una banda la cual nos da.

$$P_p = 26,94 \text{ Hp}$$

A continuación, procedemos a calcular la potencia de diseño.

Ecuación 48.

$$P_d = P_{nom} k_s n_b$$

Donde la potencia nominal es obtenida del motor eléctrico y el valor de k_s se obtienen de la siguiente tabla.

Tabla 13. Factores de servicio sugeridas

Maquina impulsada	Fuente de potencia	
	Características del par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1,0 a 1,2	1,1 a 1,3
Impacto ligero	1,1 a 1,3	1,2 a 1,4
Impacto medio	1,2 a 1,4	1,4 a 1,6
Impacto pesado	1,3 a 1,5	1,5 a 1,8

Fuente: (Richard G. Budynas, 2008)

El factor de n_b se estableció en 1 obteniendo como resultado una potencia de diseño igual a

Reemplazando en Ecuación 48.

$$P_d = 240 \text{ Hp}$$

Con estos valores se determinó que el número de bandas necesarias para nuestro sistema de trituración es:

Reemplazando en Ecuación 47.

$$N_b = 8.9 \text{ bandas}$$

Con este resultado concluimos que se necesita un total de 9 bandas. Adicionalmente procedemos a calcular la longitud de la banda que se necesita con la ayuda de la siguiente expresión estableciendo la distancia entre los centros de eje sea igual a 1425mm.

Ecuación 51. Longitud de banda (Richard G. Budynas, 2008, p. 863)

$$L_b = 2C + \frac{\pi(D + d)}{2} + \frac{(D - d)^2}{4C}$$

Realizando los cálculos respectivos se determina que la banda debe tener una longitud aproximada de 7443mm. Como conclusión nuestro sistema de trituración debe poseer las siguientes características de banda.

Tabla 14. Característica de la banda diseñada

Banda en V	
Tipo de sección de la banda	E
Espesor (mm)	25,4
Anchura (mm)	38,1
Longitud de banda (mm)	7443
Numero de bandas	9

Fuente: Elaboración Propia

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS.

3.1. Análisis estructural.

Para corroborar que el dimensionamiento realizado de los componentes resiste las cargas de trabajo establecidas se utilizó la herramienta ANSYS, el cual mediante el análisis de elementos finitos permite el cálculo de los esfuerzos a los que es sometido la pieza permitiendo determinar su deformación, esfuerzos equivalentes y su factor de seguridad.

3.1.1. Eje Excéntrico.

Al tener calculadas todas las fuerzas a las que es sometido el eje, estas fueron ubicadas en el mismo tomando en cuenta tanto el peso de los volantes de inercia, como también el torque generado por la transmisión de potencia.

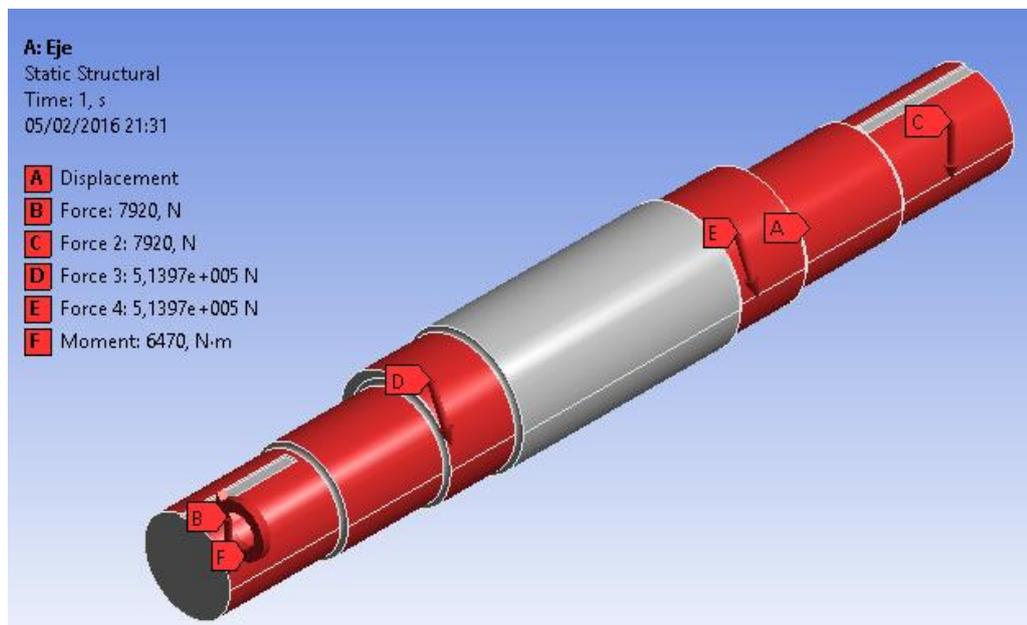


Figura 25. Condiciones de Trabajo del Eje excéntrico
Fuente: Elaboración Propia

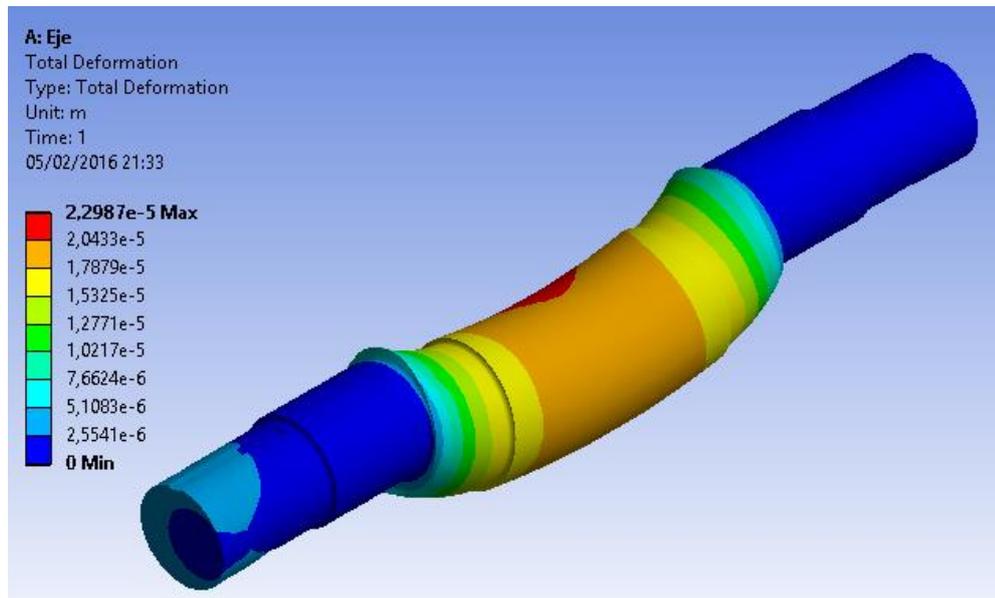


Figura 26. Deformación Total del eje excéntrico
 Fuente: Elaboración Propia

De acuerdo al método de elementos finitos se determinó que el elemento presenta una deformación en la parte central, esto se produce debido al momento que generan las fuerzas que actúan sobre el eje, obteniéndose una deformación máxima de 0,023mm en la parte central del eje lo cual se considera bajo y poco influyente mientras el eje ejecuta su función en el proceso de trituration.

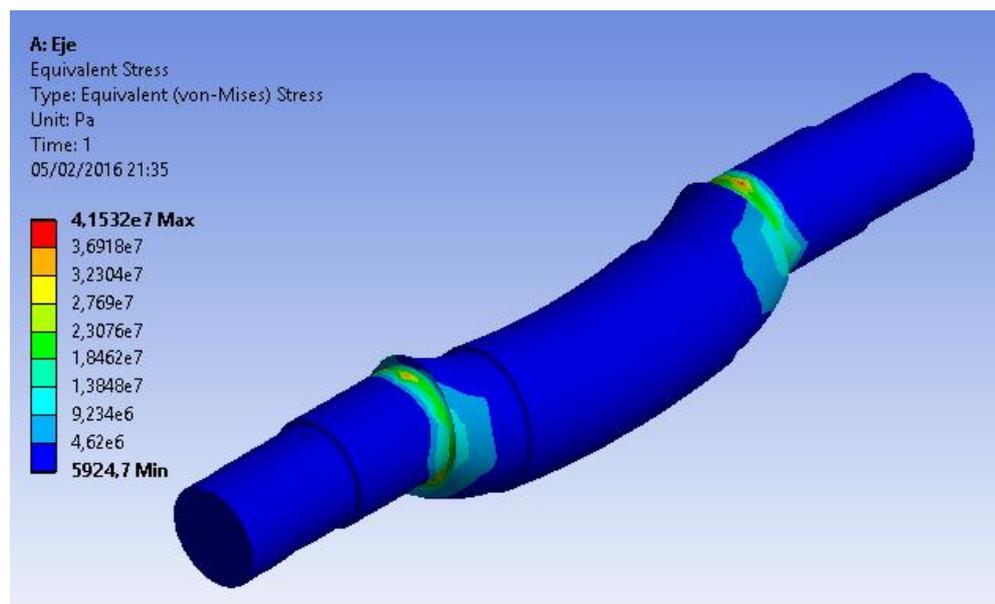


Figura 27. Esfuerzo equivalente del eje excéntrico
 Fuente: Elaboración Propia

Como se puede apreciar en la figura 27, se obtienen bajos esfuerzos equivalentes a lo largo de la longitud del eje sin embargo, justo en el cambio de sección entre las secciones de apoyo del eje y la que recibe la carga de trituración se observa que los esfuerzos son mayores llegando a obtenerse un máximo valor de 41,5MPa. Esto se justifica debido a la concentración de esfuerzo generada en el cambio de sección.

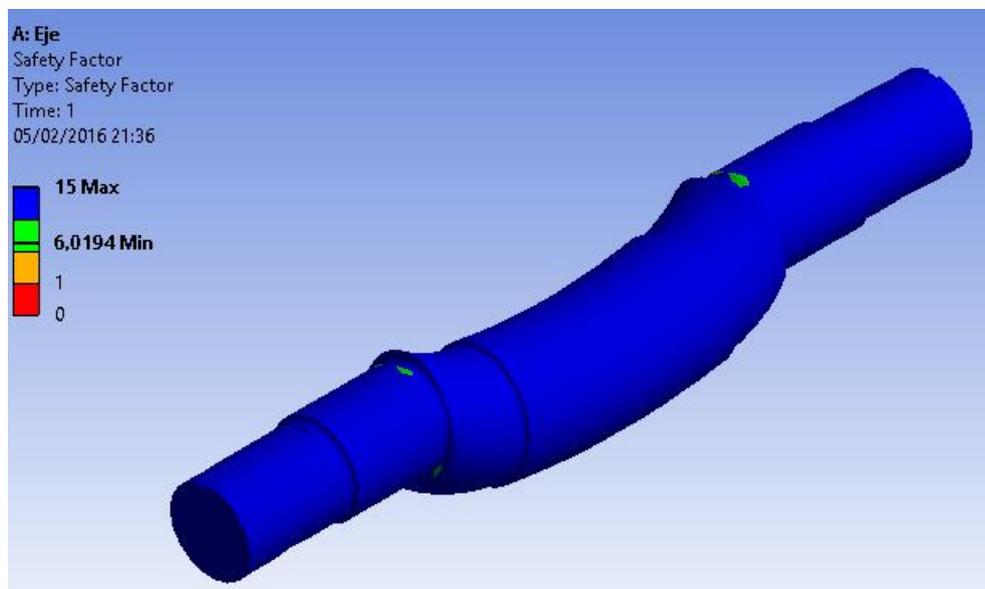


Figura 28. Factor de Seguridad de Eje Excéntrico
Fuente: Elaboración Propia

Al determinarse el factor de seguridad del elemento mecánico se pudo apreciar un valor de 15 de manera uniforme, con la única diferencia de un factor de seguridad de 6 en el cambio de sección entre las secciones donde está apoyado el eje y la que soporta la carga de trituración. Con esto se establece que el eje excéntrico está en la capacidad de realizar su trabajo sin ningún problema de falla mecánica.

3.1.2. Pitman.

Debido a que el pitman es el encargado de transmitir el impulso del eje excéntrico el cual actúa como una leva sobre la muela de trituración, al momento de realizar la fractura del material la carga a la que está sometida la muela de trituración es transmitida en el la superficie del pitman.

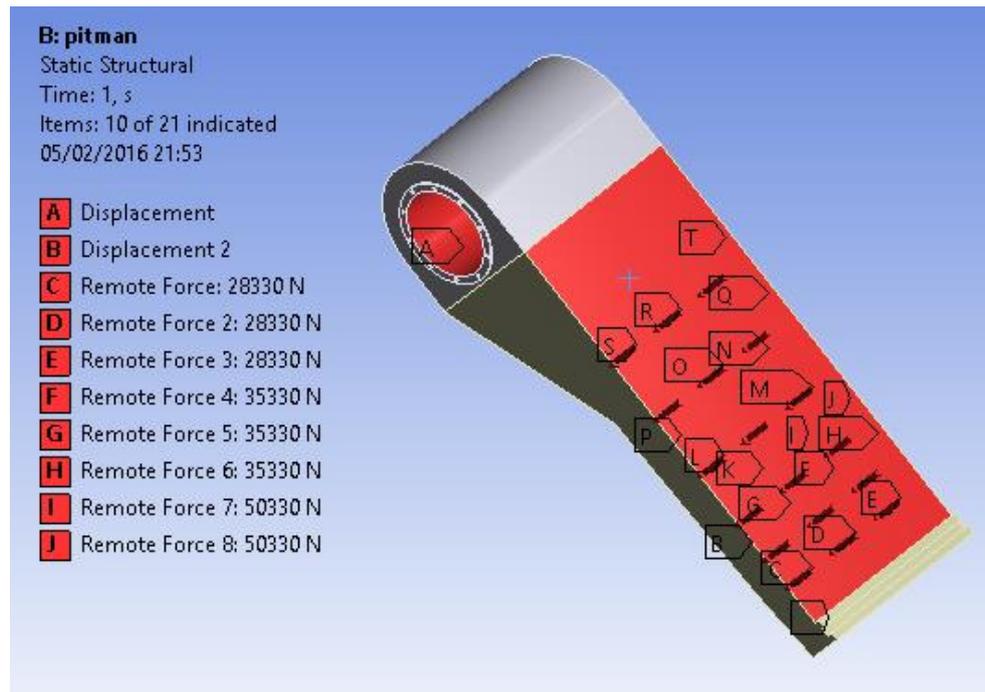


Figura 29. Condiciones de trabajo del Pitman
Fuente: Elaboración Propia

Mediante las seis cargas determinadas se realizó una distribución de tres fuerzas en cada una de las seis posiciones establecidas. Seguido de esto se fijaron los apoyos en la parte superior donde va ubicado el eje y en la parte posterior, donde se encuentra unido a la placa articulada y la varilla de tensión.

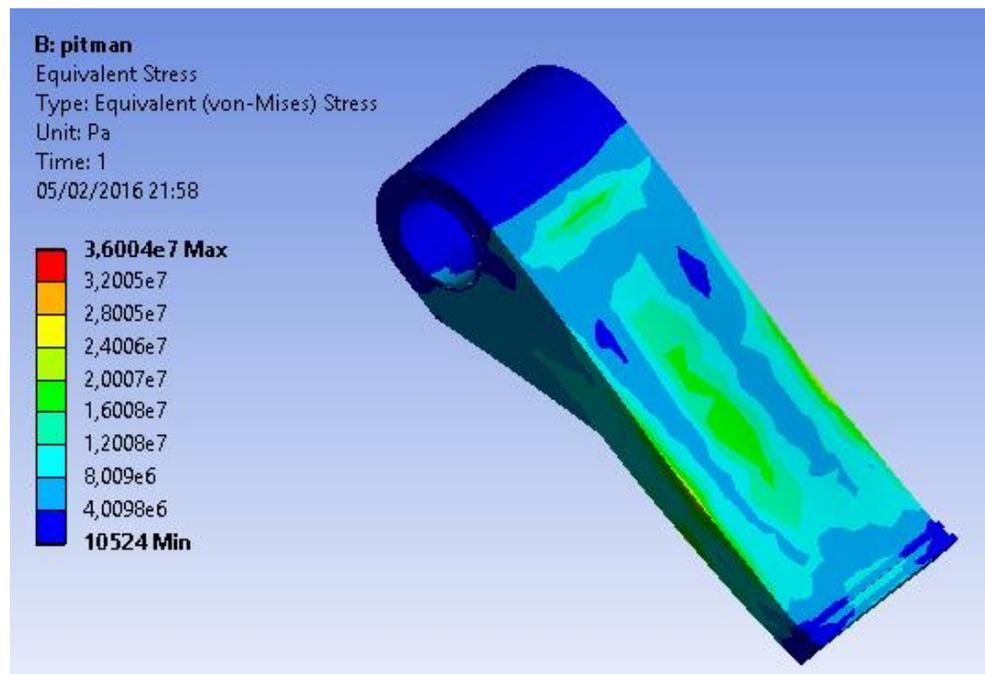


Figura 30. Esfuerzo Equivalente del Pitman parte frontal
Fuente: Elaboración Propia

Al obtenerse el análisis del esfuerzo equivalente se pudo apreciar que en la parte frontal del pitman en la zona inferior se tiene un esfuerzo máximo de 20MPa, mientras que en la parte posterior se tiene un esfuerzo crítico de 36MPa en las uniones de la placa articulada con el pitman, mientras que en la unión con la varilla de tensión se tiene un esfuerzo de 24MPa.

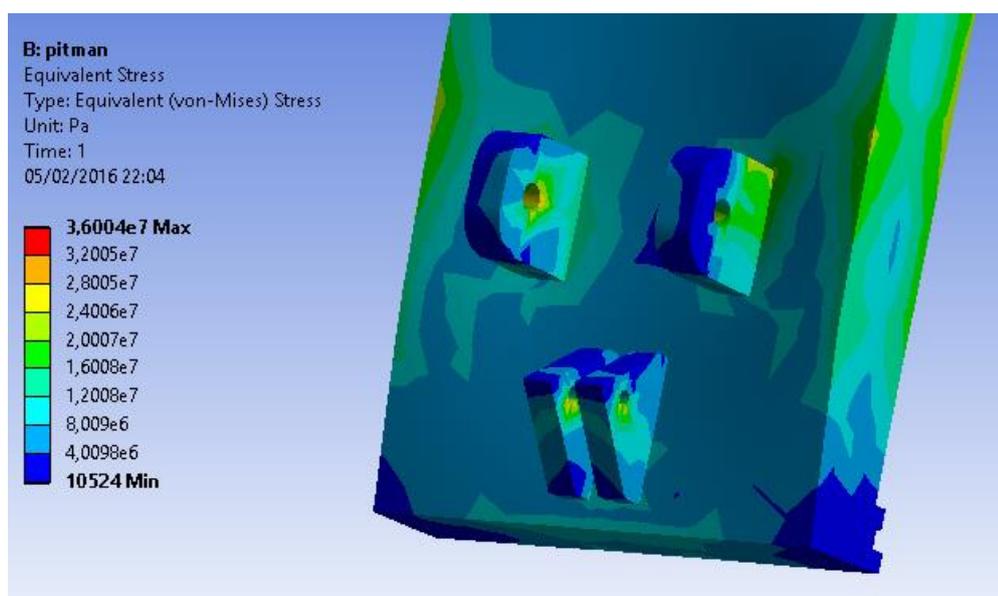


Figura 31. Esfuerzo Equivalente del Pitman parte posterior
Fuente: Elaboración Propia

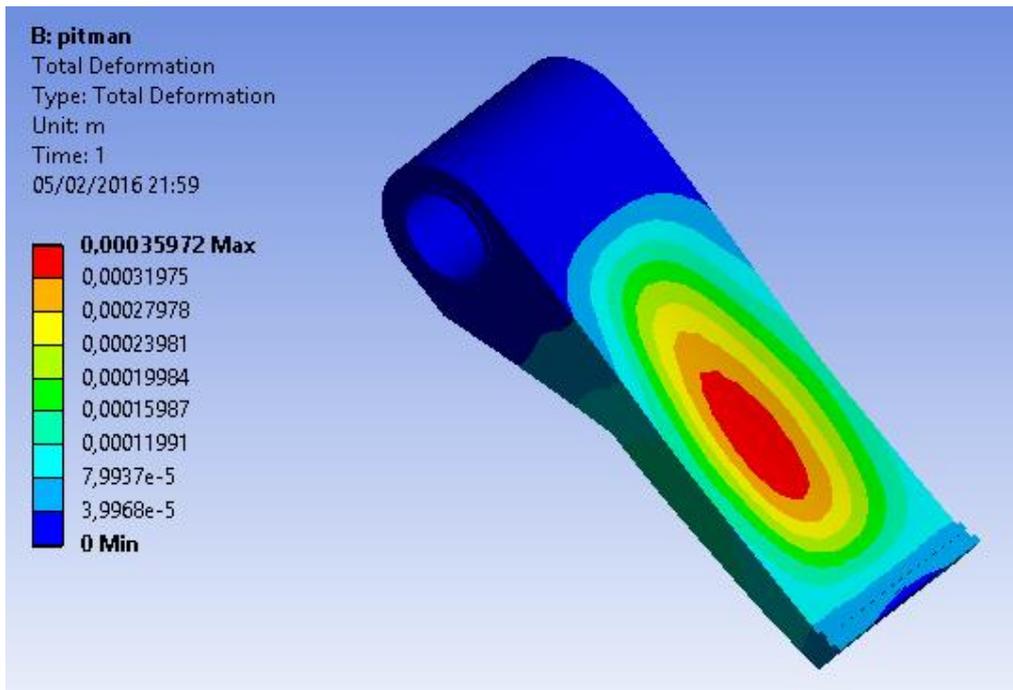


Figura 32. Deformación Total del Pitman
 Fuente: Elaboración Propia

Otro de los análisis realizados es el de deformación total, el cual mostró una máxima deformación de 0,36mm en la parte central del pitman lo cual es considerada como despreciable en el proceso de trituración.

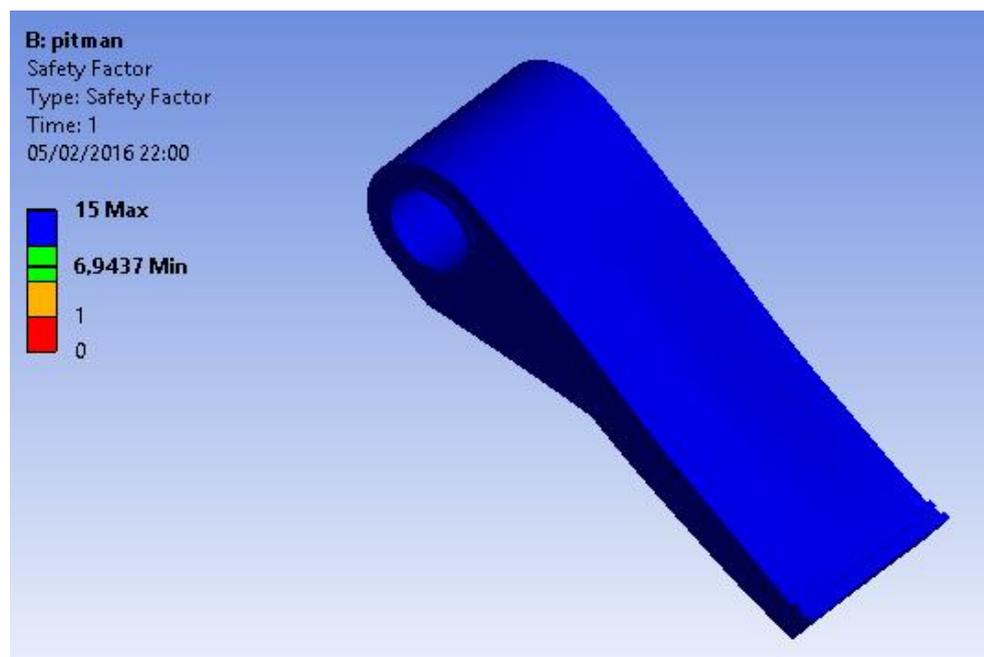


Figura 33. Factor de Seguridad del Pitman parte frontal
 Fuente: Elaboración Propia

En las figuras 32 y 33 se aprecia el análisis de factor de seguridad para el pitman en la que se puede apreciar un factor de seguridad de 15 en todo el elemento, sin embargo se puede observar que en la zona de las uniones con la placa articulada y la varilla de tensión se tiene un factor de seguridad de 7, considerado como un valor estable para el diseño del equipo.

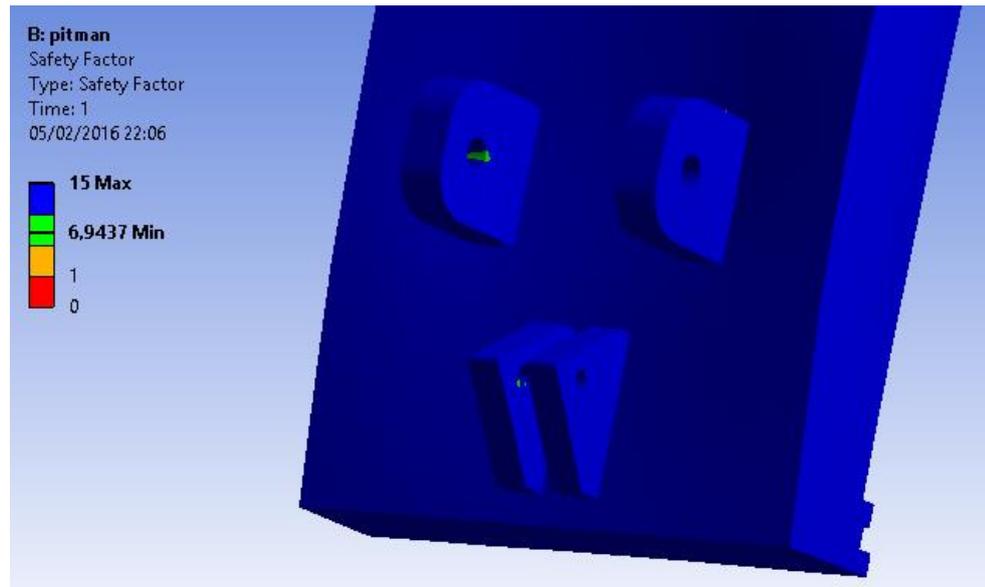


Figura 34. Factor de Seguridad del Pitman parte posterior
Fuente: Elaboración Propia

3.1.3. Muela de Trituración.

Para desarrollar el análisis de elementos finitos en la muela de trituración se realizó un arreglo de fuerzas en la superficie del elemento, para la formación de este arreglo se utilizaron las 6 cargas definidas en el capítulo 2, estas cargas se distribuyeron de manera uniforme en cada uno de los dientes para obtener resultados más cercanos a la realidad.

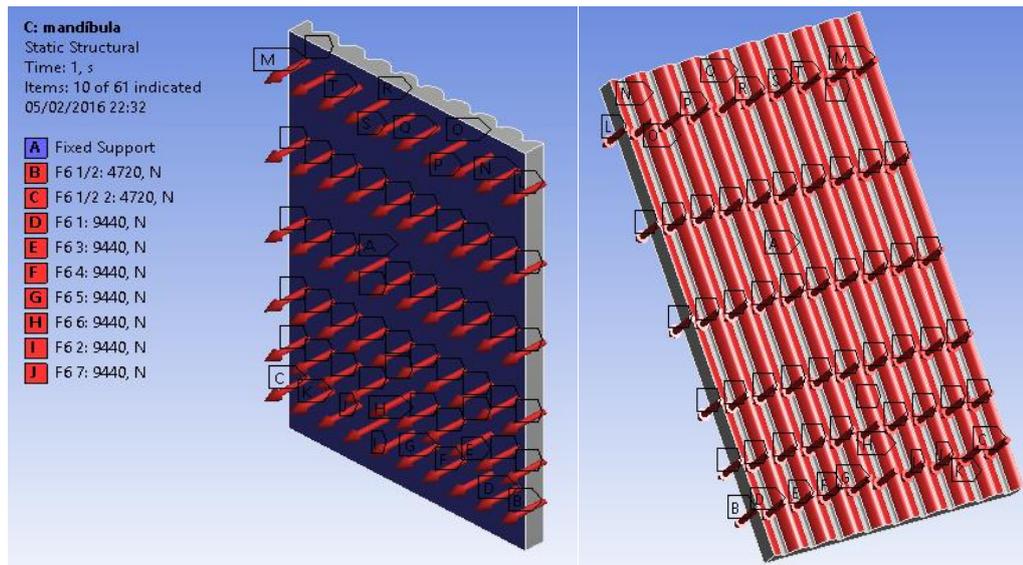


Figura 35. Condiciones de Trabajo de Muela de Trituración
 Fuente: Elaboración Propia

Luego de establecerse la distribución de cargas que actúan sobre la muela de trituración, se fijaron los tipos de procesos que se desean realizar en el elemento que en este caso se escogieron el análisis de esfuerzo equivalente, deformación total y factor de seguridad.

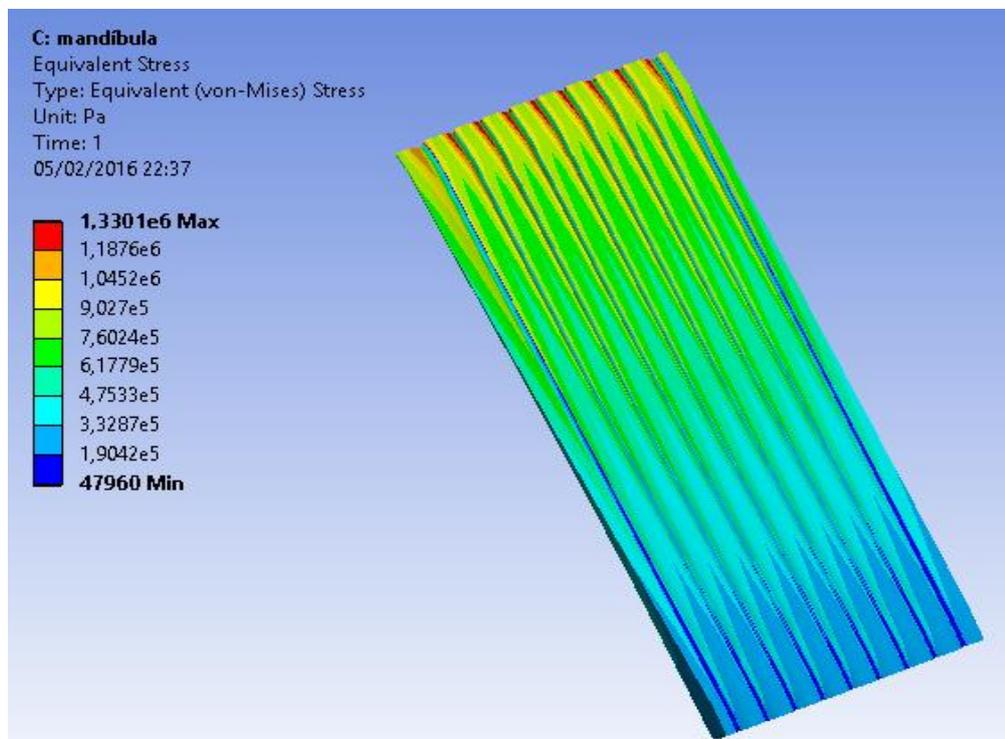


Figura 36. Esfuerzo Equivalente de Muela de Trituración
 Fuente: Elaboración Propia

Mediante el análisis de esfuerzo equivalente se pudo apreciar que el mayor esfuerzo que actúa sobre el elemento se encuentra en la parte superior de este, teniéndose un esfuerzo máximo de 1,33MPa, esto se justifica debido a que para generar la fractura de rocas de 400mm de diámetro se necesita una carga mayor que para triturar rocas de menor diámetro, las cuales se depositan en la parte inferior de la boca de trituración. Por lo que el esfuerzo al que es sometida la muela de trituración es menor en la parte inferior de esta.

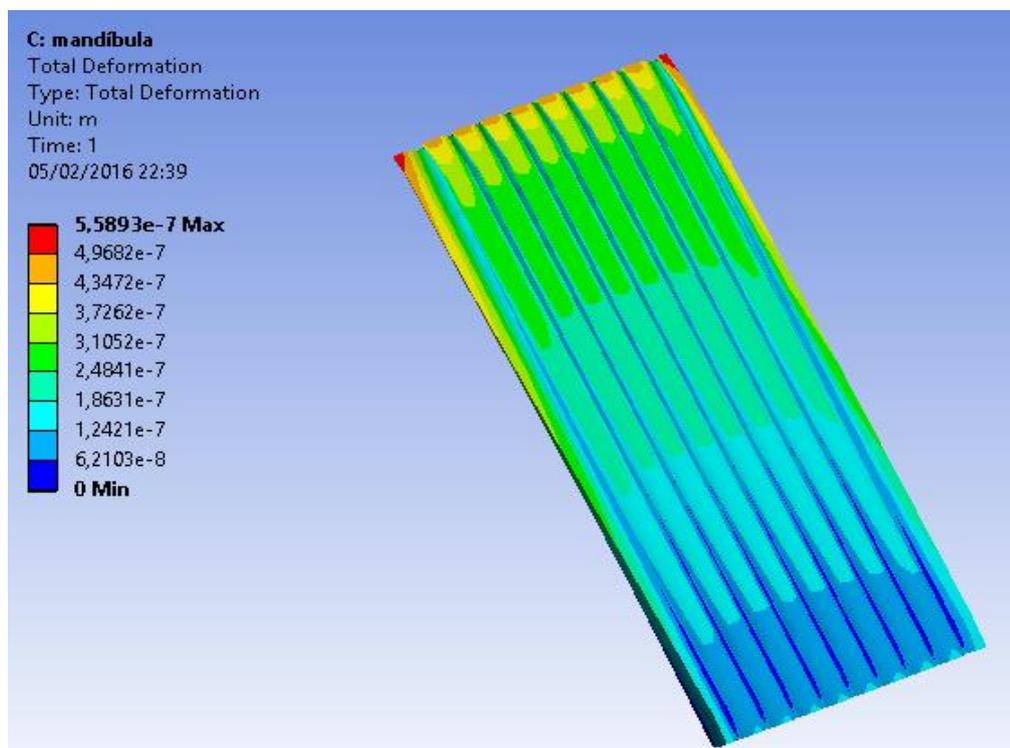


Figura 37. Deformación Total de Muela de Trituración
Fuente: Elaboración Propia

Debido a que se genera el mayor esfuerzo en la parte superior de la muela de trituración, es razonable que la deformación máxima ocurra en esta zona del elemento, obteniéndose una variación de 0,00059mm la cual es considerada despreciable para el trabajo que realiza el elemento. Se debe mencionar que esta deformación solamente es generada en la parte superior del elemento a lo largo de su período de trabajo, esta zona se desgastará progresivamente para lo que se sugiere intercambiar de posición la muela de trituración luego de que esta zona se encuentre muy desgastada, esto extenderá el período de trabajo del elemento.

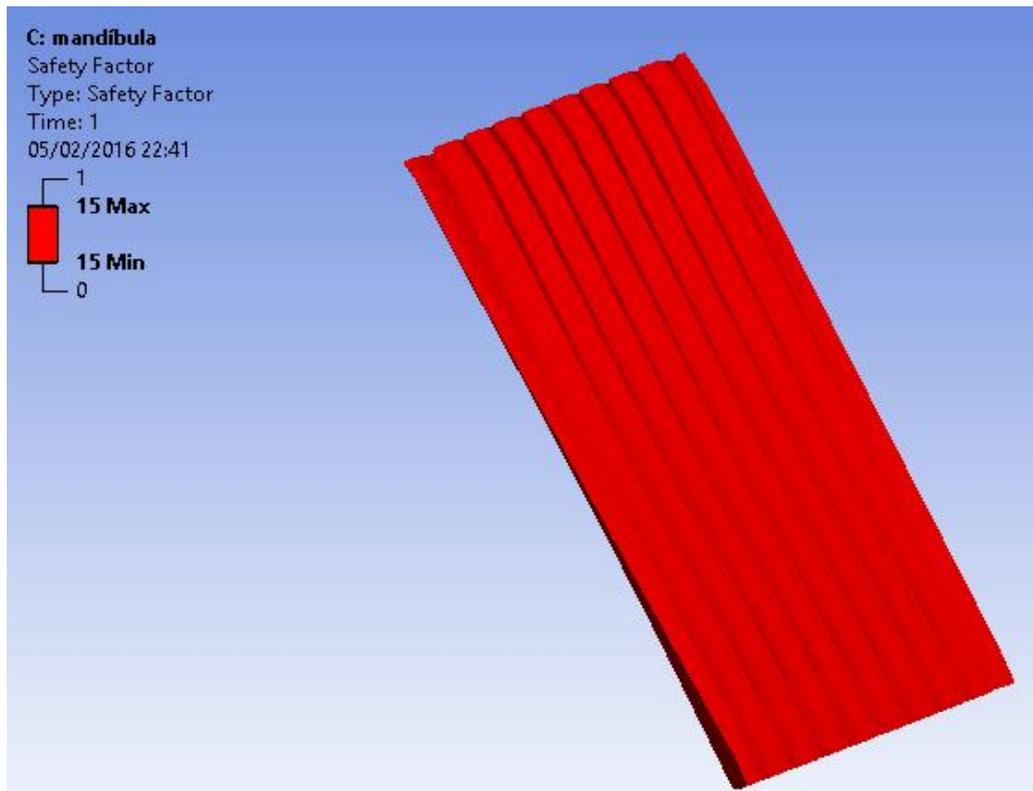


Figura 38. Factor de Seguridad de Muela de Trituración
Fuente: Elaboración Propia

El análisis determinó el factor de seguridad del elemento, estableciéndose un valor de 15 para todo el elemento confirmándose que el elemento no fallará al momento de realizarse la operación de triturado. Sin embargo como ya se mencionó anteriormente estará sometido a un pequeño desgaste continuo en los dientes, por lo que se recomienda realizar el cambio de posición de este elemento.

3.1.4. Placa Articulada.

Esta placa tiene la función de mantener el movimiento alternativo del pitman además de servir como un fusible el cual fallará al momento de superar la carga de trituración para la que fue diseñado el equipo. Por lo tanto para el análisis de elementos finitos de este elemento se considera la carga de 817KN actuando en compresión.

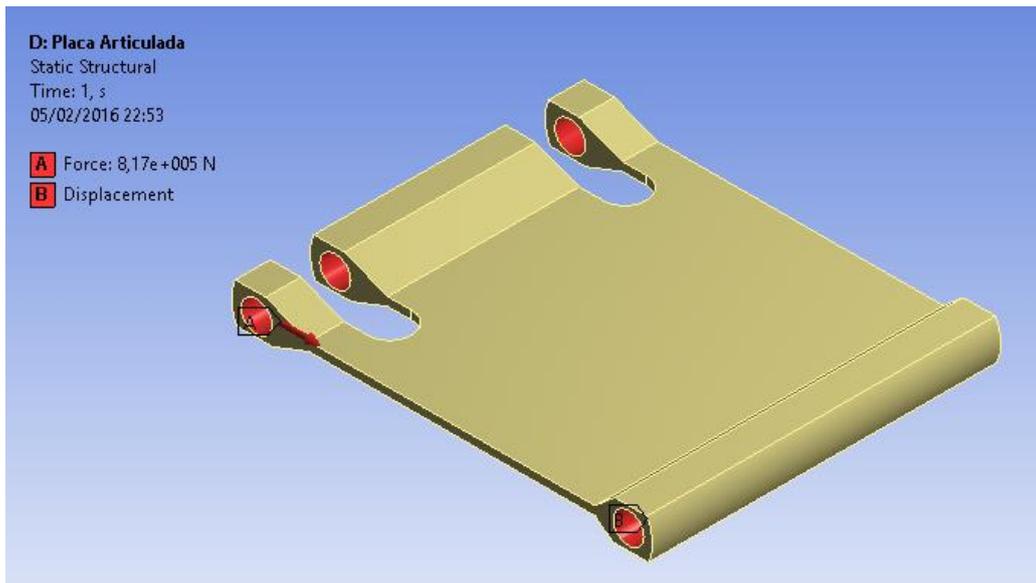


Figura 39. Condiciones de Trabajo de Placa Articulada
 Fuente: Elaboración Propia

Luego de configurar el modelo de carga y la forma en que se encuentra apoyado el elemento se establecen los procesos que se requieren, como el cálculo de esfuerzos equivalentes, deformación total y el factor de seguridad.

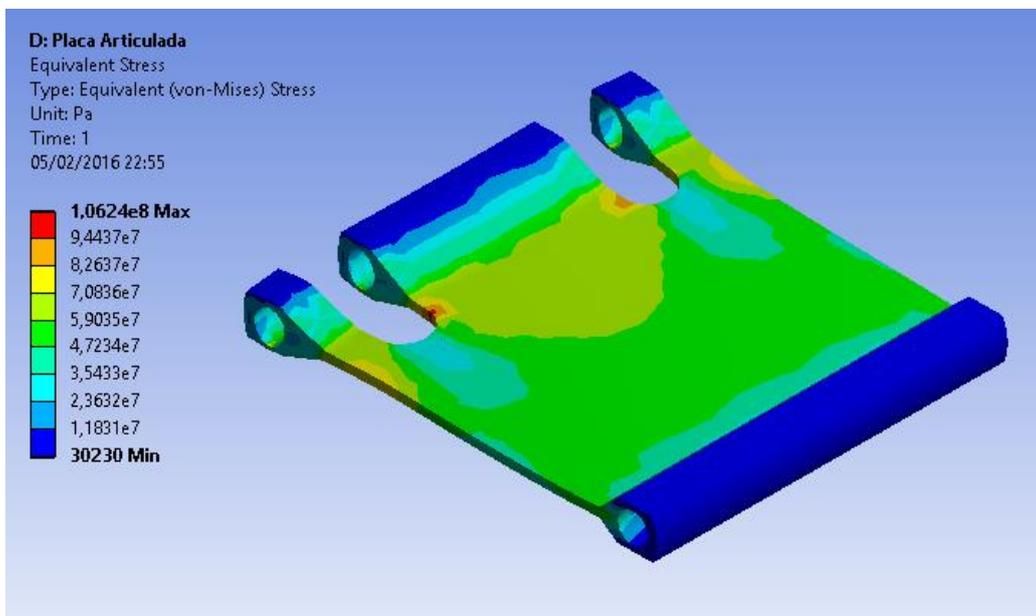


Figura 40. Esfuerzo Equivalente de la Placa Articulada
 Fuente: Elaboración Propia

La representación del esfuerzo equivalente muestra que el mayor esfuerzo se encuentra en la parte central de la placa, debido a que este elemento está diseñado para fallar por pandeo a una carga crítica de compresión aplicada. Nótese que existen dos pequeñas zonas en donde existe un esfuerzo crítico de 106MPa, esto se debe a los concentradores de esfuerzos que actúan en dicha superficie.

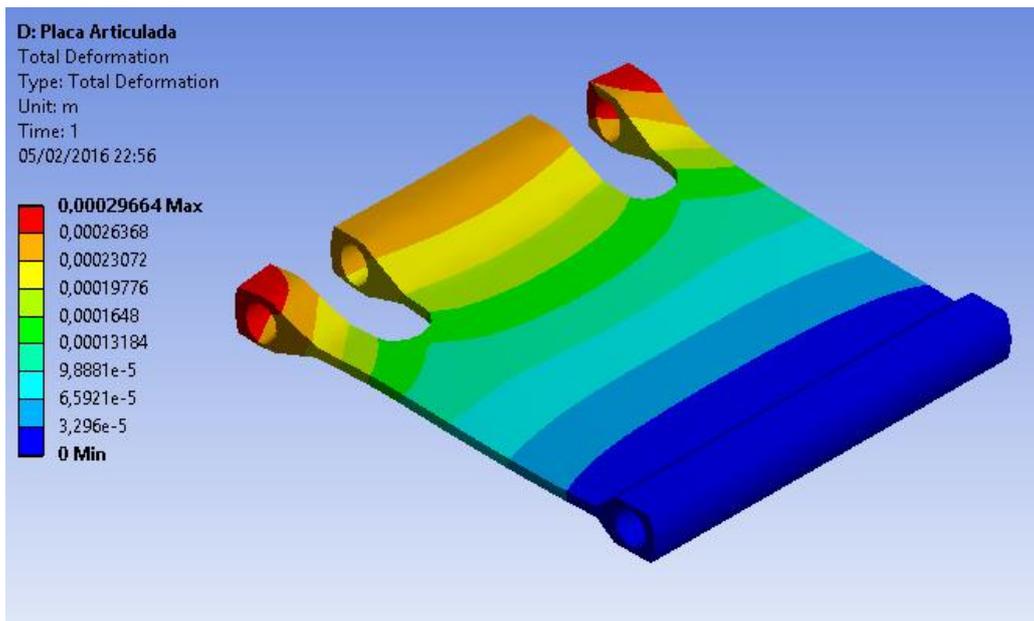


Figura 41. Deformación Total de la Placa Articulada
 Fuente: Elaboración Propia

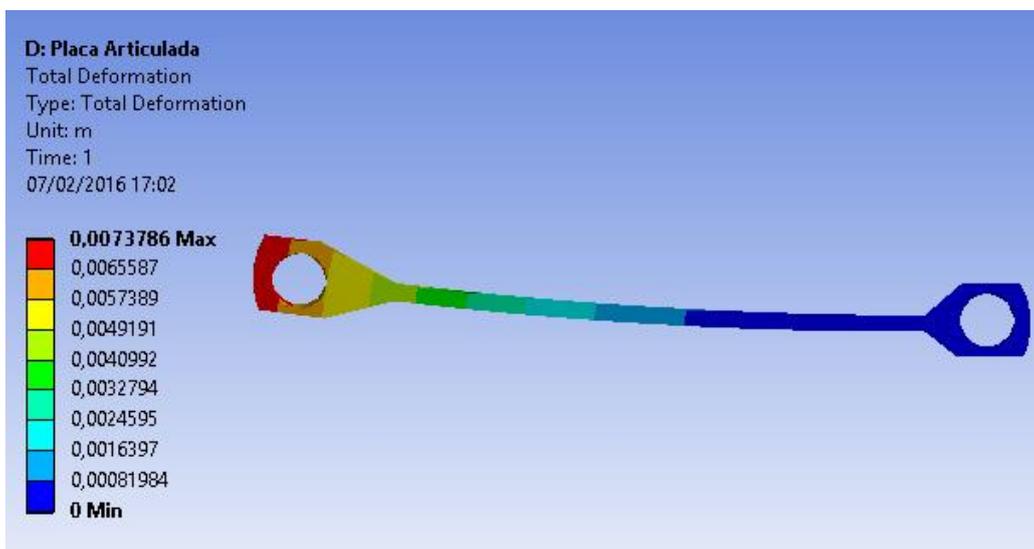


Figura 42. Vista lateral de la Deformación Total de la Placa Articulada
 Fuente: Elaboración Propia

En la figura 41 se observa que la mayor deformación en la placa ocurre en los apoyos de los extremos con una deformación de 0,3mm y leves deformaciones en el centro del elemento. En la figura 42 se aprecia de mejor forma la deformación de la placa articulada, se observa que ocurre una flexión en la parte central de la misma, lo que demuestra que la falla de este elemento será por pandeo al momento de superar la carga crítica para la que fue diseñado.

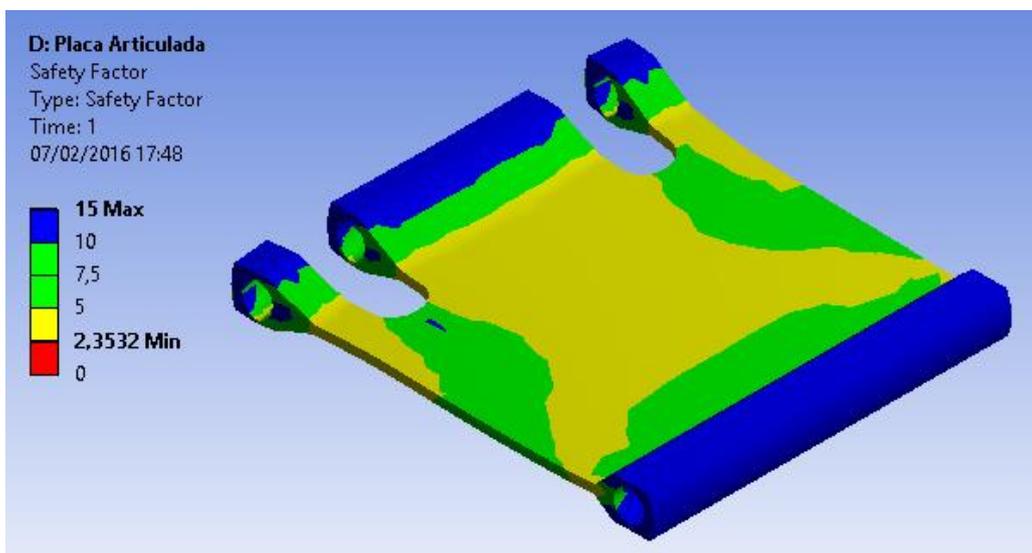


Figura 43. Factor de Seguridad de Placa Articulada
Fuente: Elaboración Propia

Debido a que este elemento sirve de fusible para el equipo, evitando el daño de otros elementos debe poseer un factor de seguridad bajo en comparación a los demás elementos mecánicos desarrollados en este proyecto. El análisis de elementos finitos representado en la figura muestra un factor de seguridad mínimo de 2,35 en la parte central de la placa, al ser la parte más débil del elemento este fallará en esta sección generándose el pandeo.

3.1.5. Varilla de Tensión.

Como se mencionó en el capítulo 2 en el diseño de este elemento, se encuentra sometido a una fuerza de tensión con un valor aproximado de 650,39KN el cual fue ubicado en la unión de este con el pitman. Mientras se dejó apoyada en el otro extremo para realizar el análisis de elementos finitos, a continuación se muestra el planteamiento de las condiciones antes de realizar el análisis.

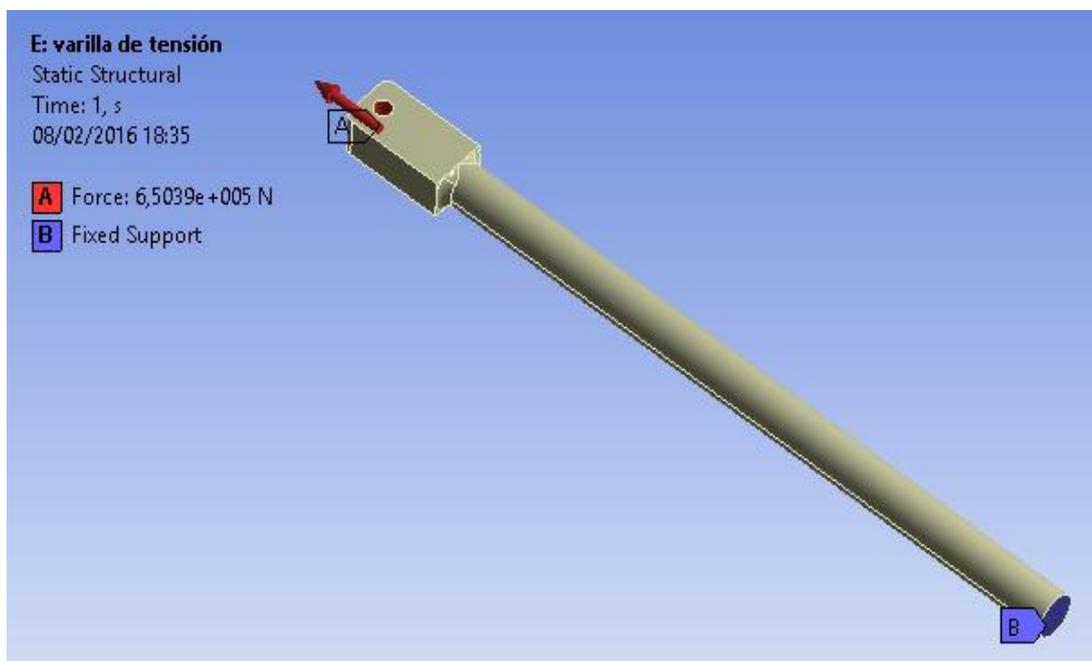


Figura 44. Condiciones de Trabajo de la Varilla de Tensión
Fuente: Elaboración Propia

Luego de establecer las condiciones del elemento se seleccionaron los análisis a realizarse como el esfuerzo equivalente, deformación máxima y factor de seguridad de toda la geometría de la varilla de tensión.

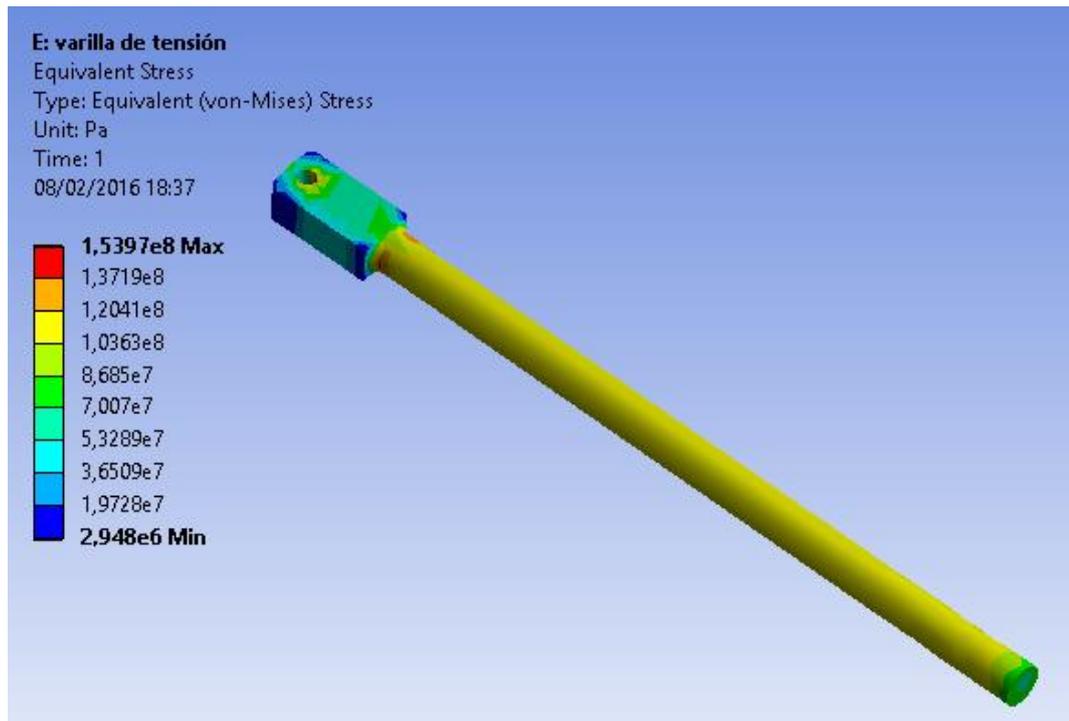


Figura 45. Esfuerzo Equivalente de la Varilla de Tensión
 Fuente: Elaboración Propia

Analizando los resultados obtenidos en la figura 45 se aprecia un esfuerzo de 103,6MPa a lo largo de la varilla, valor muy semejante al determinado en el diseño desarrollado sin embargo, se aprecia un esfuerzo crítico de 153MPa en el cambio de sección de la junta que conecta con el pitman, esto se debe a los concentradores de esfuerzos que se generan por la variación de sección. Se aplicó un redondeo en esta zona para reducir el efecto causado por el cambio de sección.

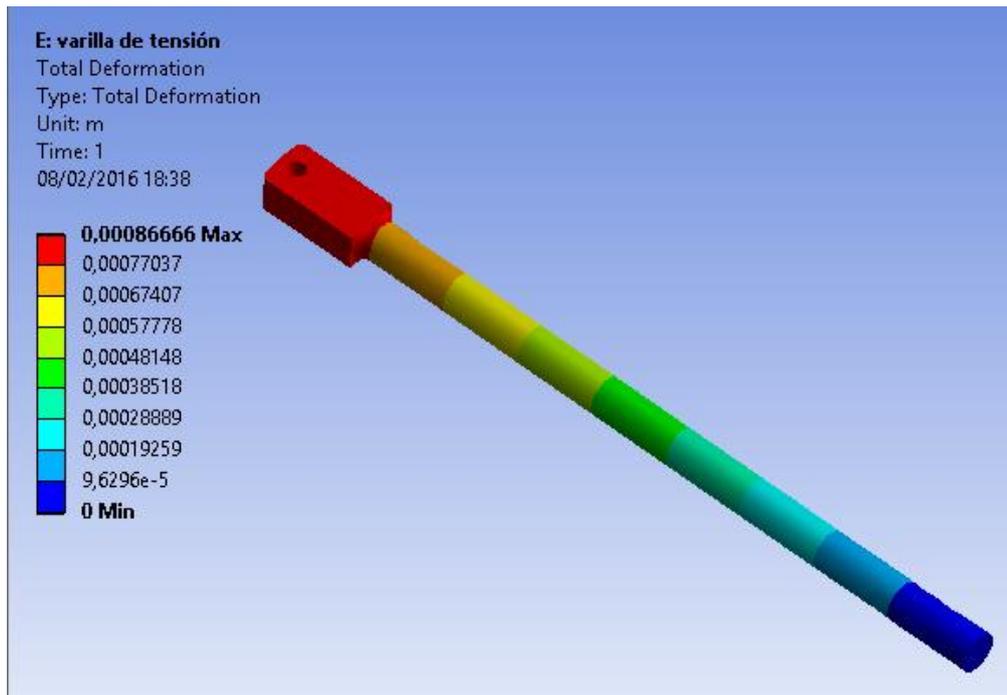


Figura 46. Deformación Total de la Varilla de Tensión
 Fuente: Elaboración Propia

Mientras que el análisis de deformación del elemento muestra una deformación máxima de 0,87mm en la junta de unión con el pitman pero esta variación es considerada mínima por lo que su efecto en el proceso de trabajo es despreciable.

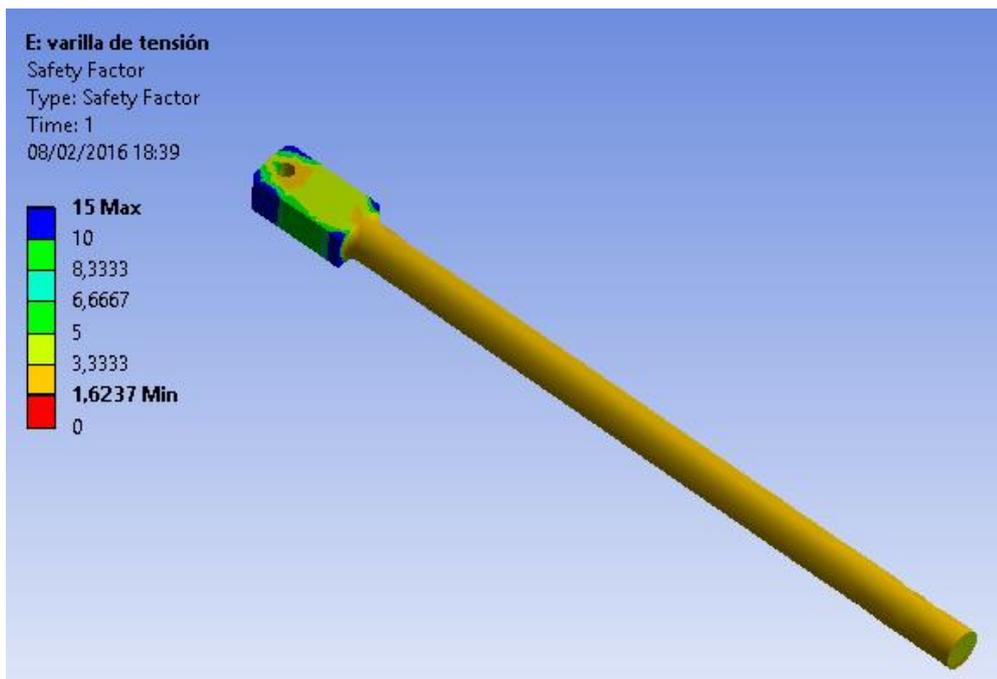


Figura 47. Factor de Seguridad de la Varilla de Tensión
 Fuente: Elaboración Propia

En la figura 47 se muestra la distribución del factor de seguridad alrededor de la varilla de tensión mostrando un valor de 3,33 a lo largo del elemento. Sin embargo disminuye a una cantidad de 1,62 en el cambio de sección debido a los concentradores de esfuerzos que genera la junta, a pesar de disminuir su valor se mantiene en un rango de diseño aceptable por lo que no se ve afectado en el momento que se encuentre cumpliendo su función.

3.2. Análisis de factibilidad.

Para poder determinar el costo de cada componente se realizó un estudio económico, el cual consistía en la cotización de equipos y materiales a utilizarse en el proyecto directamente con empresas especializadas, dicha investigación es detallada a continuación.

3.2.1. Estimación de costos de fabricación

3.2.1.1. Cotización para la elaboración de la trituradora.

Como las muelas de trituración están elaboradas de una fundición de hierro con un porcentaje de manganeso, se cotizo el precio promedio de una fundición en el país el cual se aproxima a 6 dólares por kilogramo fundido, como se detalló anteriormente nuestro prototipo cuenta con dos muelas para realizar la trituración. Cada muela tiene un peso promedio de 1507kg lo que nos da un total de 9042 dólares por unidad. Y de 18084 dólares por el juego de muelas. Adicionalmente se cotizaron las placas laterales las cuales tienen un peso promedio de 1088 kg, realizando el mismo cálculo obtenemos un costo aproximado de 6528 dólares. Por lo cual obtenemos un costo de las partes fundidas de 24612 dólares.

Como información adicional se contactó con una empresa extranjera la cual está dedicada a este tipo de fundiciones ofreciéndonos un valor aproximado de 5000 dólares por cada muela de trituración y por cada placa lateral el costo aproximado es de 3400 dólares por unidad.

Cabe recordar que este precio es dentro de los límites de dicho país. Para poder contar con las partes fundidas en nuestro territorio nacional habrá que adicionar el precio por transporte, seguro, intereses y las salvaguardias vigentes.

3.2.1.2. Precio del chasis.

Para movilizar nuestro equipo utilizaremos un chasis que pueda ser capaz de soportar las 40 toneladas de peso muerto del equipo y adicionalmente debe soportar el peso variable que se produce cuando es alimentado por piedra caliza en el ciclo de trabajo, el chasis que es recomendado para este tipo de capacidades de carga es uno de 4 eje que su costo de adquisición actualmente se encuentra en 22500 dólares.

3.2.1.3. Precio del motor trifásico.

El equipo responsable de brindar el movimiento al sistema es un motor trifásico. La empresa que distribuye estos motores nos brinda un motor con una potencia nominal de 200Hp y un consumo promedio de 230Amp/Hr a máxima capacidad y una velocidad de trabajo 1200rpm para cumplir con las demandas de para nuestro sistema, dicho motor se encuentra valorado en 8500 dólares aproximadamente. Además del motor se adicionará un arrancador suave de la marca siemens de 240Amp con un costo de mercado de 5000 dólares con la finalidad de poder controlar el torque del equipo al momento del arranque.

3.2.1.4. Bandas de transmisión.

Para poder transmitir el movimiento del motor al eje se hará uso de bandas de transmisión tipo en V con una sección B. Las características principales que debe cumplir la banda para poder ser aceptada en nuestro sistema son: la longitud total, el ancho y espesor. Dichos valores detallamos a continuación, 7443mm, 25.4mm, 38.1mm.

En el mercado nacional podemos encontrar una banda con estas características a un valor aproximado de 45 dólares, como nuestro sistema necesita 9 bandas para su funcionamiento, este precio asciende a 405 dólares.

3.2.1.5. Bandeja de alimentación vibratoria.

Para el caso de la bandeja de alimentación consultamos con una empresa que se ha especializado en la construcción y diseño de diferentes tipos de zarandas o sistemas vibratorios. El resultado de esta reunión se obtuvo que una bandeja vibratoria con las características requeridas por nuestro sistema, es decir que su capacidad sea de 300TPH, se encuentra valorada en 23500 dólares incluyendo los materiales eléctricos y de control del mismo.

3.2.1.6. Sistema hidráulico.

Como herramienta adicional para evitar el atascamiento del material en la parte superior de la boca de trituración se propuso la implementación de un sistema hidráulico, el cual constará de brazo en cuya extremidad se acoplará un martillo para poder fracturar la roca atascada.

El brazo hidráulico en el país se encuentra valorado en 140000 dólares cuyo valor incluye las mangueras, filtros, abrazaderas de presión, bomba de aceite, el sistema de control y otros componentes del mismo. El martillo hidráulico tiene un costo estimado de 92000 dólares, este valor es un costo adicional al equipo ya que las empresas que comercializan este tipo de equipo consideran el martillo como accesorio adicional del brazo.

Para la implementación de este sistema se requiere una inversión aproximada 232000 dólares en los que ya se incluyen los equipos que no fueron especificados anteriormente.

3.2.1.7. Eje excéntrico.

Para poder establecer el mejor precio para la elaboración del eje excéntrico se consideraron dos opciones.

La opción número uno se basa en la cotización de la pieza fabricada en donde nosotros aportamos el material y solo es considerado la mano de obra, es decir la mecanización y rectificación del eje.

La opción número dos se practica el mismo principio de la elección uno salvo que el material es adquirido por la empresa encargada del trabajo de mecanización.

Al realizar la comparación de estos valores se percató su gran similitud con lo que podemos establecer que el precio de fabricación del eje en la actualidad se encuentra en 6700 dólares aproximadamente.

3.2.1.8. Resortes.

Nuestro sistema de trituración posee un resorte con las siguientes características: 12 espiras, un diámetro de alambre de 25,4mm y una longitud de 366mm.

El resorte está elaborado en una aleación de acero con cromo vanadio con un post-proceso de granallado. El costo de fabricación se estimado es de 80 dólares.

3.2.1.9. Pitman.

El pitman se trata de una fundición de hierro común en casi toda su estructura, excepto en las superficies donde se alojan los rodamientos. Las empresas siderúrgicas estiman que el costo de esta pieza oscila en 5,9 dólares el kilogramo fundido.

El pitman tiene un peso aproximado de 8201kg con lo que podemos aproximar un valor de fabricación de 48389,42 dólares.

3.2.1.10. Placa Articulada.

La placa articulada o placa fusible es una plancha de acero A36 con un largo ancho y espesor establecidos por nuestro diseño, el cual nos permite de manera física calcular el costo que representa de acuerdo a su equivalente en peso. Este valor es aproximadamente de 460 dólares

3.2.1.11. Varilla de Tensión.

La varilla de tensión es fabricada a base de un eje de 1480mm largo y 72,6mm de diámetro a la que se acopla en un extremo una placa de 210mm y 72,6mm de espesor. El costo de fabricación de esta pieza es de aproximadamente 230 dólares, en este valor ya se ha tomado en consideración la mecanización del hilo para poder ser roscado.

3.2.1.12. Carcasa de trituradora.

Para la fabricación de la carcasa se cotizó una placa de acero A36 con el espesor establecido en nuestro diseño, el precio aproximado de este acero se encuentra en 1,3 dólares por kilogramo aproximadamente, lo que nos da un valor aproximado por plancha de 5005 dólares.

3.2.1.13. Sistema de regulación para la salida del material.

Para la elaboración de este sistema se realizó una cotización como material base acero A36 con el espesor establecido en nuestro diseño, el precio aproximado de este acero se encuentra en 1,3 \$/kg aproximadamente, lo que nos da un valor aproximado del sistema incluyendo las dos cuñas es de 4022,73 dólares.

3.2.1.14. Rodamiento tipo cilindros.

Nuestro equipo consta de dos rodamientos de 385mm de diámetro interior los cuales son los encargados de soportar el peso del pitman y las cargas variables durante el proceso de trituración, Además de dos rodamientos de 325 mm de diámetro interior los cuales se encargan de apoyar el eje en la estructura.

Para el caso de los rodamientos recurrimos a diferentes empresas que se dedican a la importación directa de estas piezas industriales y el valor más bajo obtenido lo detallamos a continuación.

En el caso del rodamiento con el diámetro mayor se obtuvo un valor \$8000 adicional a ese valor hay que considerar el IVA, el costo de las salvaguardias y los gastos de envío ya que el producto no se encuentra en el Ecuador, para el

caso del rodamiento de 325 mm se obtuvo un costo de 7700 dólares a ese valor solo hay que tomar en cuenta el IVA ya que el rodamiento se encuentra en inventario.

3.2.1.15. Armadura principal del alimentador vibratorio.

Se estima que la estructura tenga un costo de construcción aproximado de 1400 dólares.

3.2.2. Costo estimado de fabricación del sistema

Tabla 15. Resumen de costos de fabricación

Costos de fabricación	
Componente	Precio (\$)
Muelas de trituración	18084,00
Paredes laterales de manganeso	13056,00
Chasis de 4 ejes	22500,00
Motor eléctrico de 200Hp	8500,00
Arrancador suave	5000,00
Bandas de transmisión	405,00
Sistema hidráulico	232000,00
Eje excéntrico	6700,00
Resorte	80,00
Pitman	48389,42
Placa articulada	460,00
Varilla de tensión	230,00
Carcasa de trituradora	5005,00
Sistema de regulación para la salida del material	4022,73
Armadura principal del alimentador vibratorio	1400,00
Rodamientos tipo cilindro	50993,60
Bandeja de alimentación vibratoria	23500,00
Inversión total	440325,15

Fuente: Elaboración Propia

Como se puede observar el costo de inversión que se requiere para la fabricación de este sistema de trituración se aproxima a los cuatrocientos cincuenta mil dólares siendo este valor inferior a un equipo importado con similares características valorado en 900000,00 dólares.

Para poder hallar un punto de equilibrio, se realiza un análisis económico estableciendo con material de venta la piedra base, con el fin de establecer la cantidad de tonelada requerida para alcanzar este punto.

Tabla 16 Datos para el punto de equilibrio

Descripción	Precio (\$)
Tonelada procesada de piedra base	6,5
Tonelada vendida de piedra base	8,47
Utilidad Neta	1,97

Fuente: Elaboración Propia

Al encontrar el valor de la utilidad neta, podemos estimar las toneladas necesarias para recuperar la inversión, siendo este valor 223515,3 toneladas.

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES.

El desarrollo de este proyecto permite a los interesados la construcción de una planta de trituración, debido a que este tipo de equipos en la actualidad son importados lo que puede realizar un gran ahorro en el momento en que esta planta comience a comercializarse en el país. Incluso no se debe eliminar la posibilidad de exportar este sistema a los países cercanos debido a que el costo de producción del mismo es relativamente bajo en comparación con las actuales plantas de trituración que se elaboran en Europa.

A medida que se desarrollaba el diseño de la trituradora de mandíbula se comprendió su mecanismo y la función de cada uno de los componentes que conforman este equipo, generando un mejor conocimiento en el mecanismo para generar el movimiento de estos. Además de analizar la duración de la muela de trituración, considerado como un elemento de desgaste continuo debido a la fricción que se genera entre esta y las rocas a ser trituradas, cuya duración es de $104,5 \times 10^6$ ciclos lo que es equivalente a 1130 días de trabajo considerándose 7 horas de trabajo continuo, este valor puede ser aumentado si se realiza un intercambio de posición de la muela debido a que el mayor desgaste se genera en la parte superior de la boca de trituración.

Gran parte de los elementos que conforman el sistema de trituración pueden ser fabricados en el país a un bajo costo, representado un ahorro significativo en la construcción del equipo al no tener que importar las piezas. Una excepción son las muelas de trituración, que debido a su gran tamaño presenta una limitante para el sector siderúrgico ya que el país actualmente no cuenta con la maquinaria ni los recursos necesarios para la elaboración de la misma.

4.1. Conclusiones.

Después de realizar una comparación entre el costo de importación y el de fabricación local, se determinó que existe una gran rentabilidad para la elaboración de este sistema en el país bajo las condiciones actuales de aranceles de importación.

Mediante el estudio realizado acerca del funcionamiento de una trituradora de mandíbulas se pudo diseñar los componentes principales que conforman este sistema, cumpliendo con los requerimientos establecidos al inicio de este proyecto tales como: capacidad, razón de reducción y la materia prima a triturarse.

Al incorporar un sistema hidráulico conformado por un brazo y un martillo mejoramos el nivel de seguridad evitando que el operador deba ingresar a la boca de trituración reduciendo el riesgo de accidente laboral, el uso de este mecanismo también ofrece una rápida respuesta al momento de ocurrir un atascamiento, mejorando la producción al reducir el tiempo de remoción del material atascado.

4.2. Recomendaciones.

Realizar un análisis más profundo de la carga de trituración que debe proporcionar el sistema, con la finalidad de obtener un dimensionamiento con espesor variable en la muela de trituración, ahorrando material y costo de fabricación.

Para la reposición del material se recomienda implementar un taladro conectado a una viga la cual se encontraría sobre la zona donde se genera el atascamiento del material, a pesar de que el martillo hidráulico cumple dicha función sin ningún problema puede utilizarse como una solución más sencilla.

En el caso que se requiera realizar el proceso de trituración con la planta en movimiento, se recomienda que en vez del sistema de neumáticos se seleccione otro tipo de movilización entre los cuales existe el sistema de orugas.

BIBLIOGRAFÍA

Abubakar, M., Gitonga, G., & Muchui, N. (2014). *Mechanical Desing of a Small Scale Mechanized Stone Crusher*. Nairobi: University of Nairobi.

Abuhayar, F. M. (2002). *Mejoras en el proceso Productivo de una Fábrica de Transformación de Piedra Caliza*. Guayaquil: ESPOL.

Aires, U. d. (2015). *Facultad de Ingeniería*. Obtenido de <http://materias.fi.uba.ar>

Cantabria, U. (2011). *Optimización de procesos en plantas Industriales: Trituración y clasificación*. Cantabria: OpenCourseWare.

Kent, W. (1950). *Mechanical Engineers Handbook*. New York: 12va Edición.

Metso, M. (2008). *Manual de Trituración y Cribado*. Finlandia: 3ra Edición.

Metso, M. (7 de Enero de 2016). *Guía de aplicación de piezas de desgaste*. Obtenido de <http://www.metso.com>

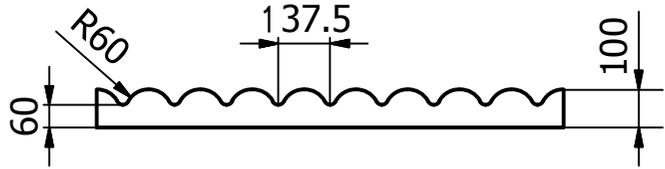
Orces, E. (2014). *Respuesta Dinámica de las Máquinas*. Guayaquil: ESPOL.

Ortiz, E., & Tirado, R. (2005). *Diseño y Construcción de una Trituradora de Mandíbulas de Excéntrica Elevada*. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander.

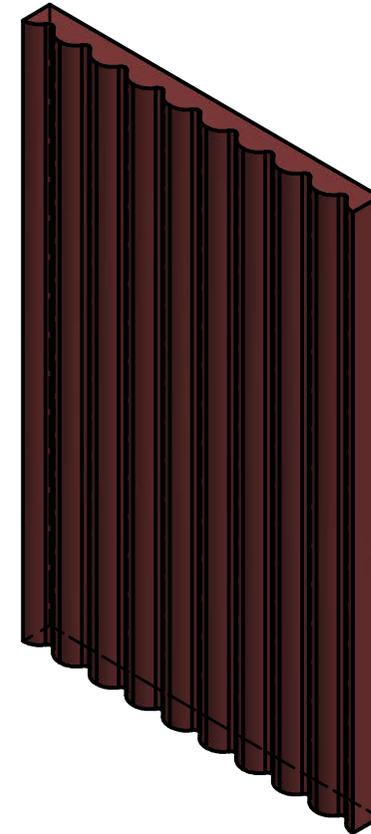
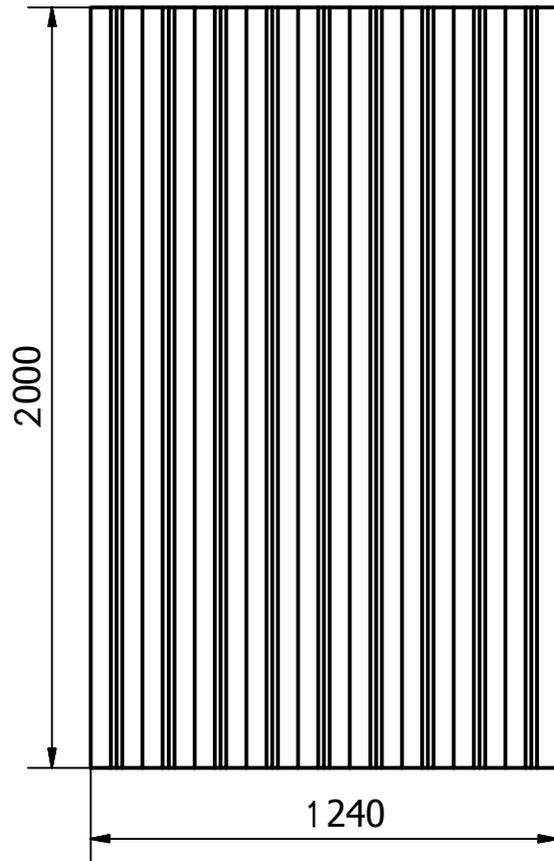
Popov, E. (1981). *Introducción a la Mecánica de los Sólidos*. México: Limusa.

Richard G. Budynas, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Mexico: Mc Graw Hill.

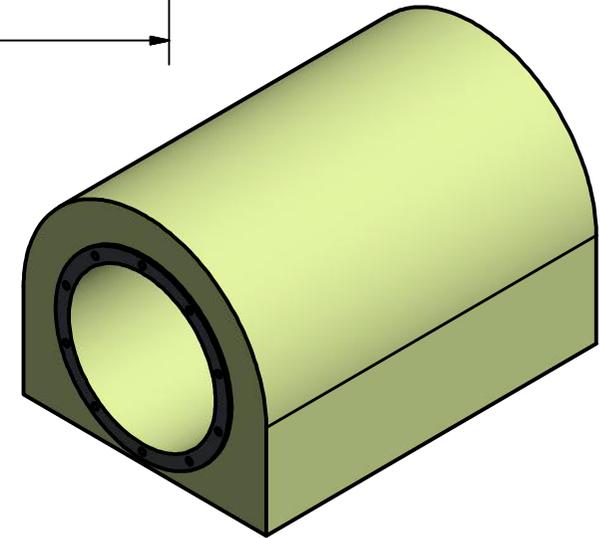
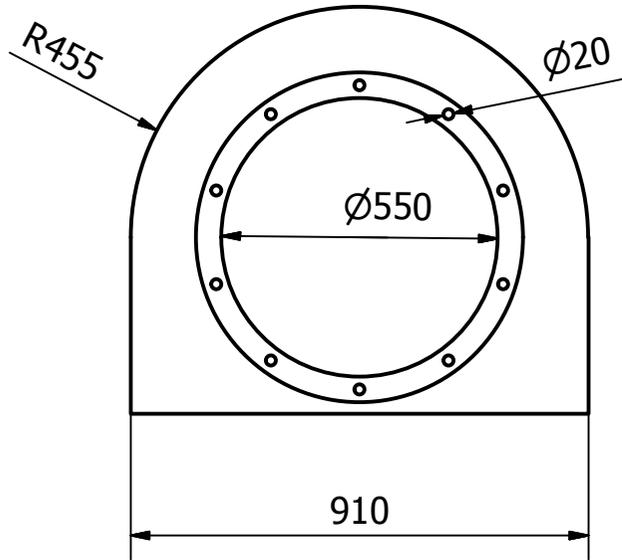
APÉNDICE



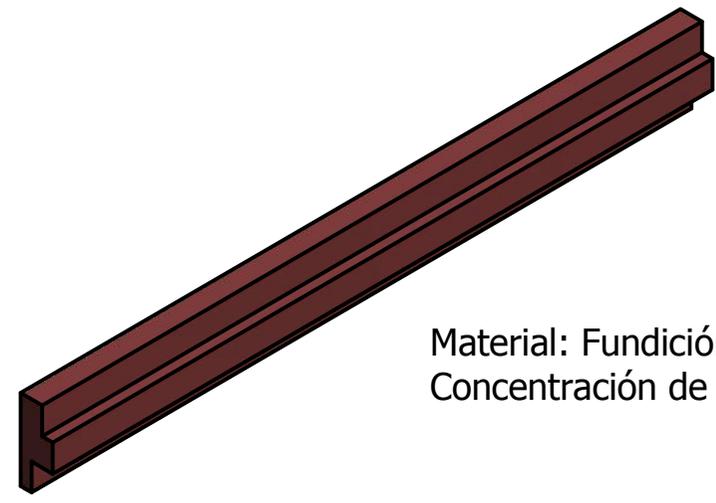
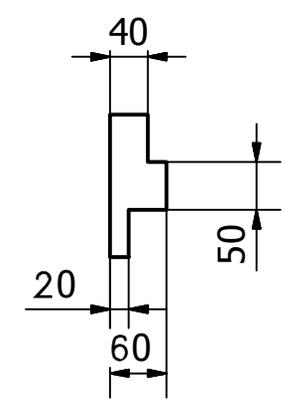
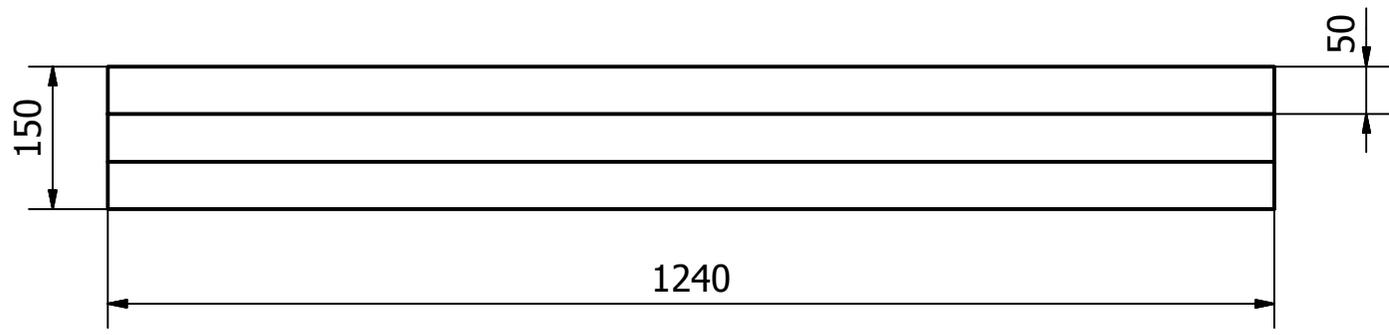
Material: Fundición de hierro
 Concentración de manganeso : 14%



Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Muela de trituración	Edición 1	Hoja 1



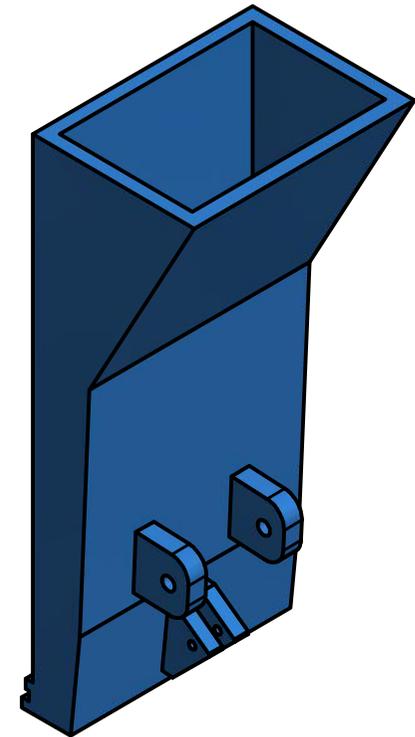
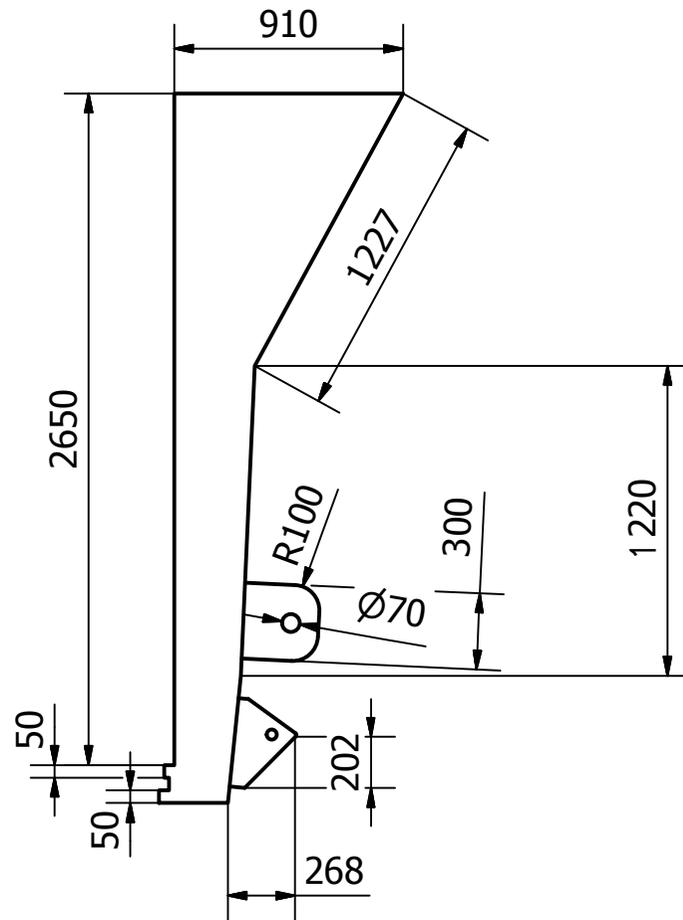
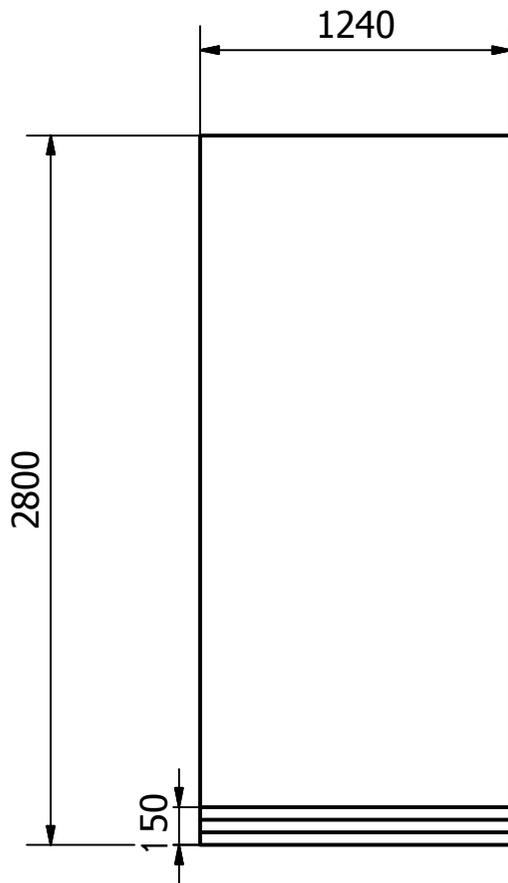
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Soporte del eje excentrico	Edición 1	Hoja 2



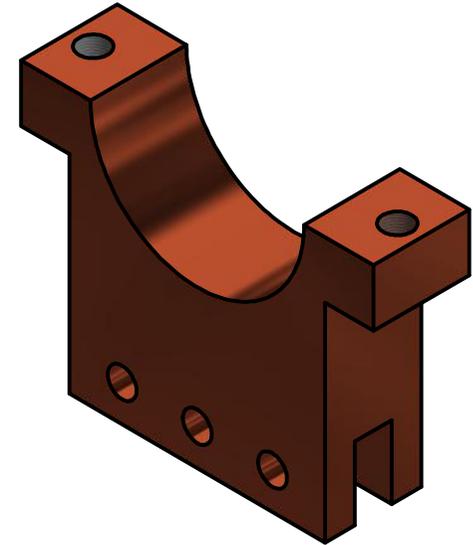
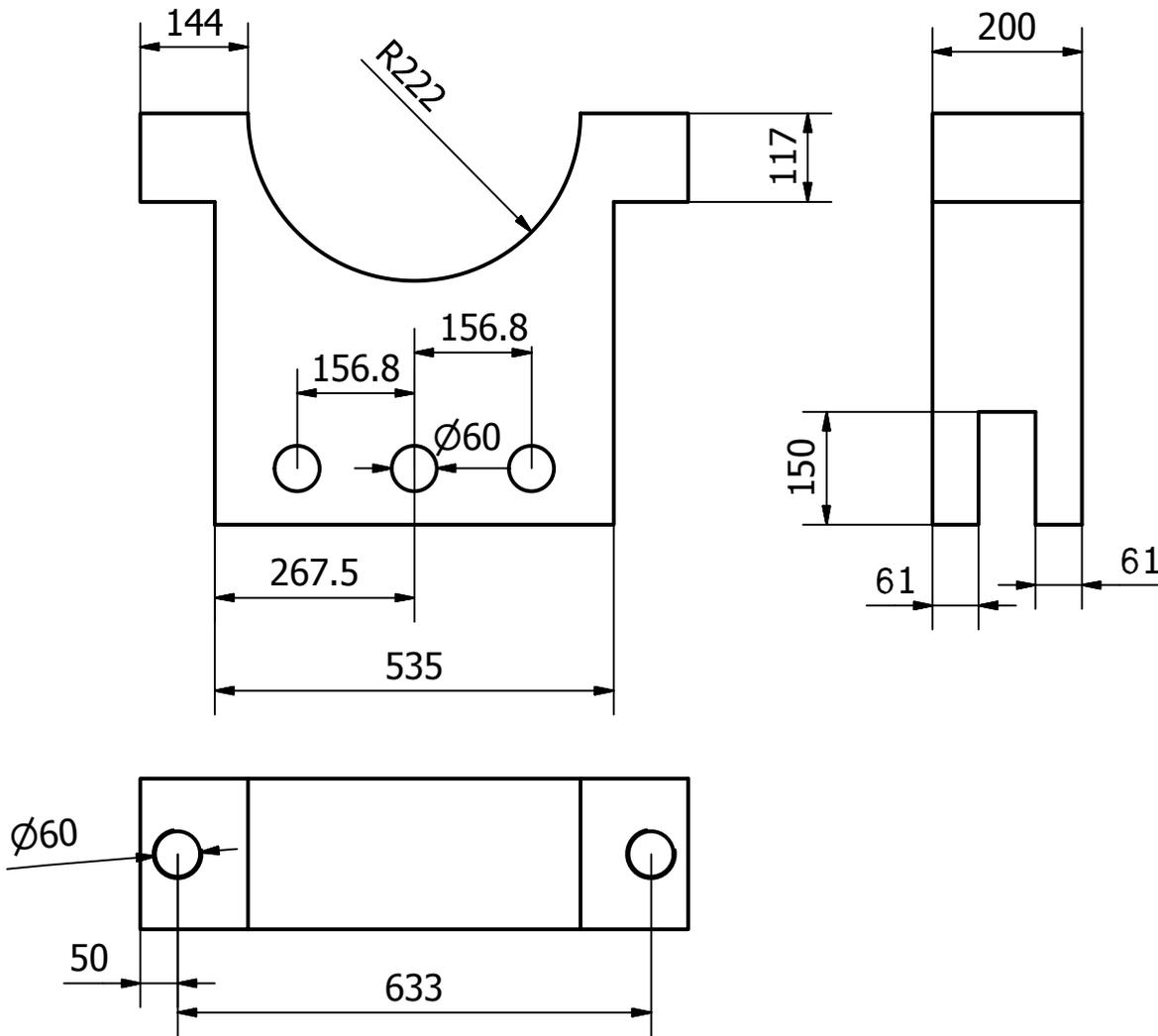
Material: Fundición de hierro.
 Concentración de manganeso: 14%



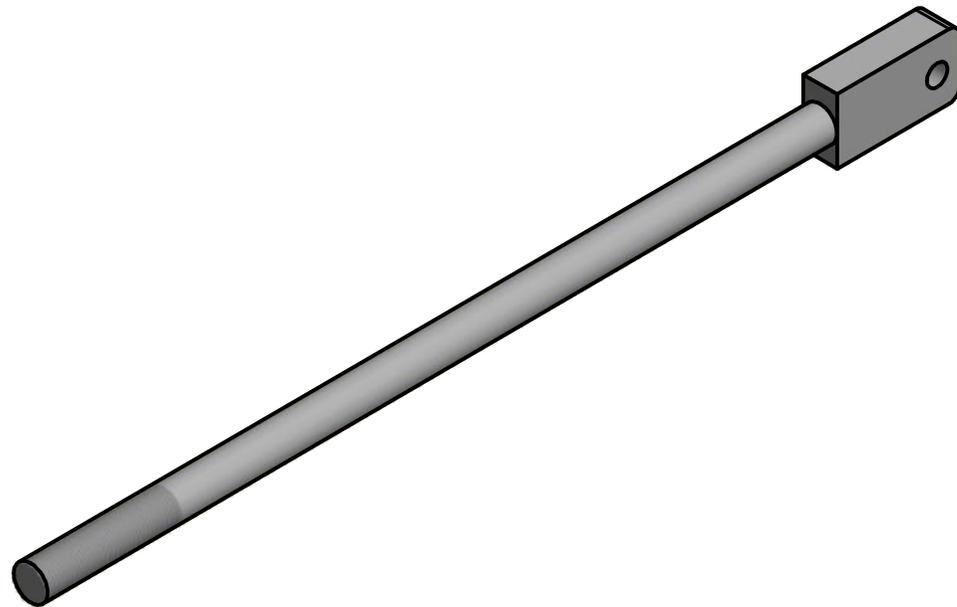
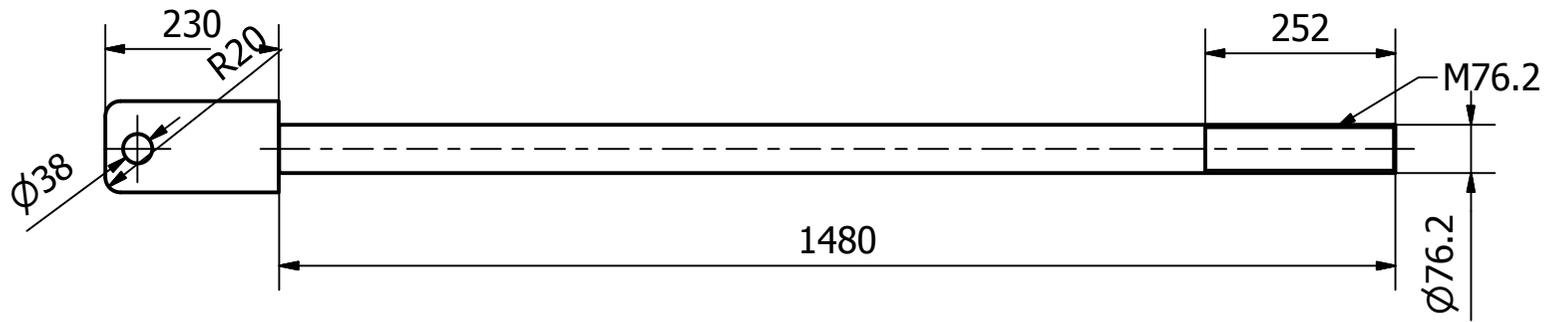
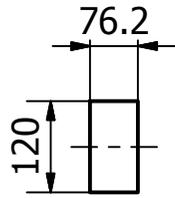
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Soporte para muelas	Edición 1	Hoja 3



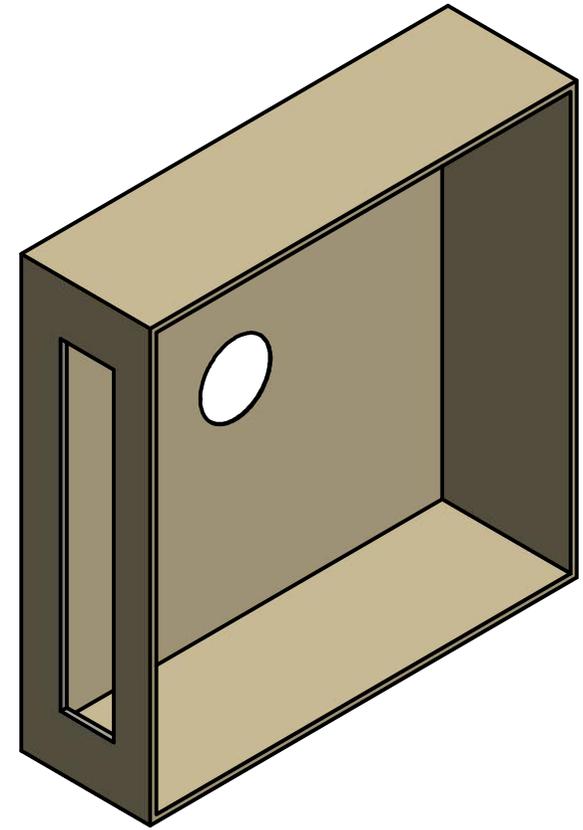
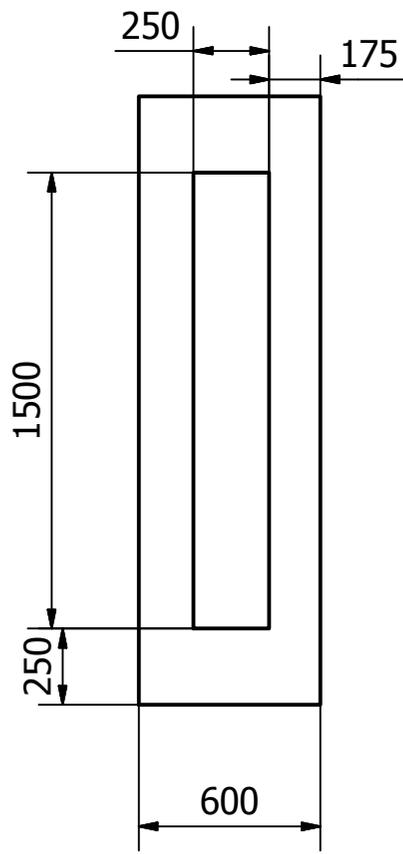
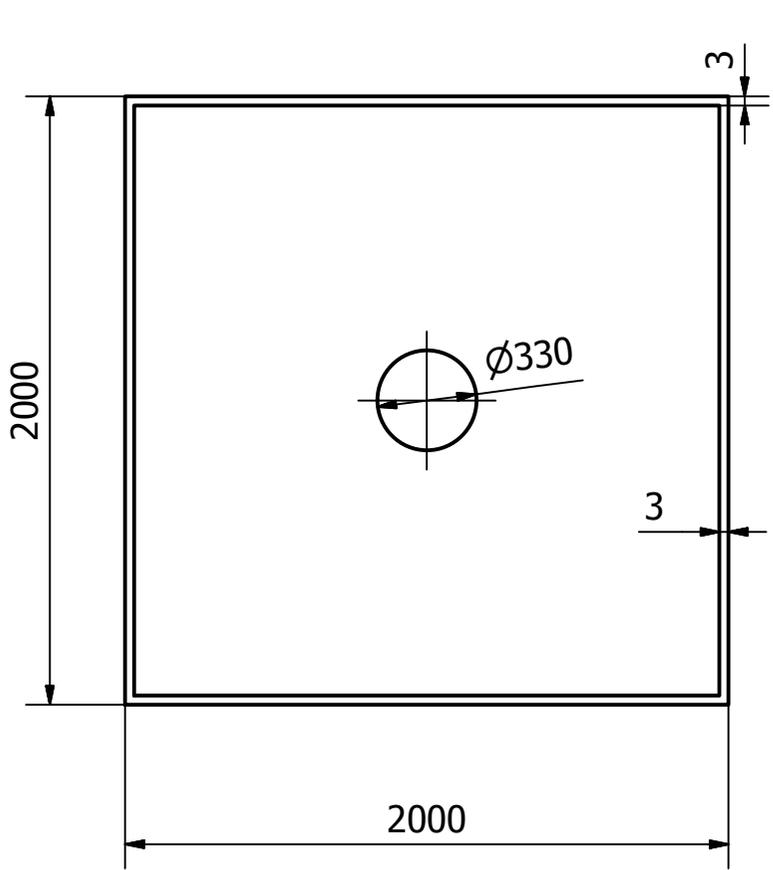
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Pitman	Edición 1	Hoja 4



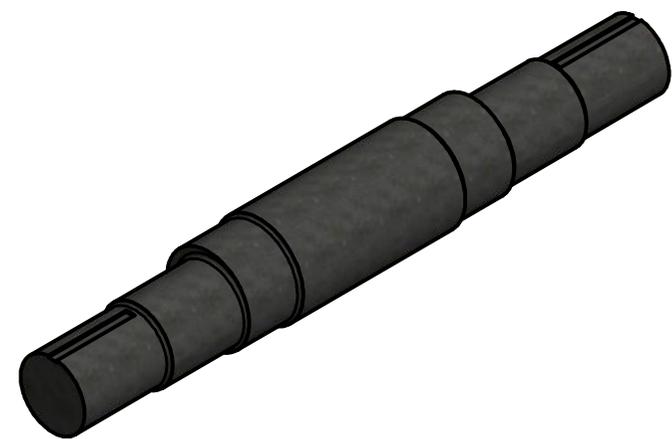
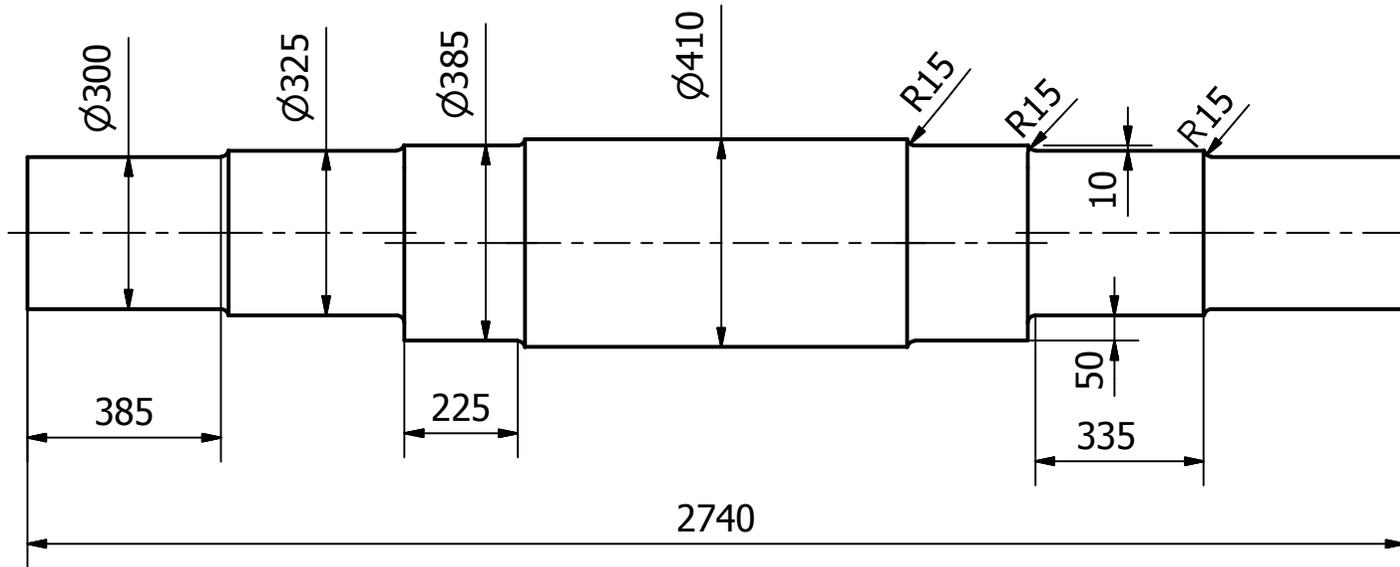
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil
Base para rodamientos		Edición 1
		Hoja 5



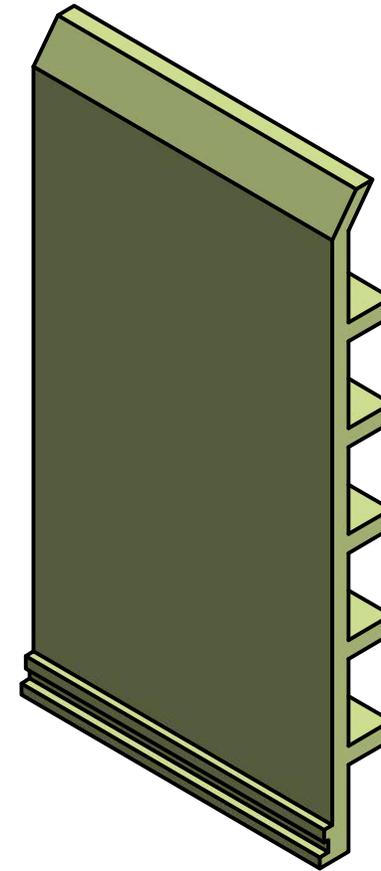
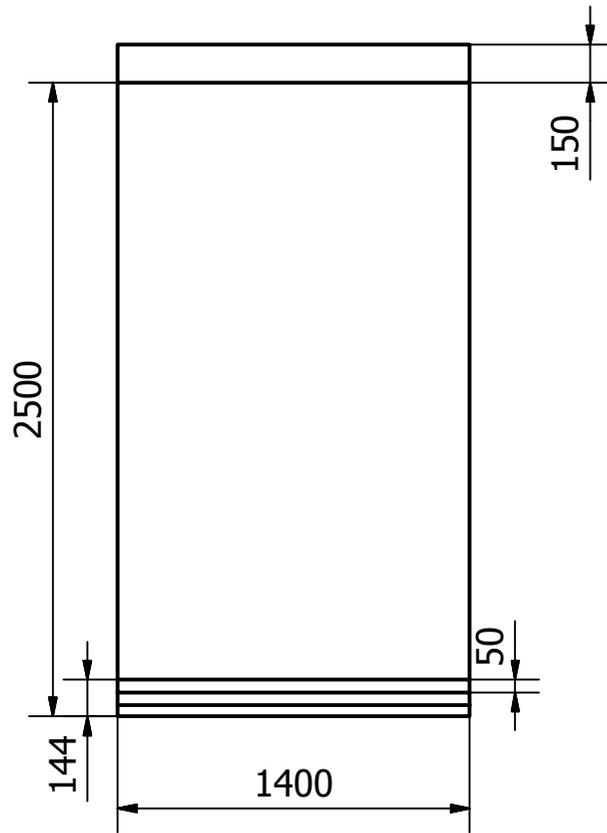
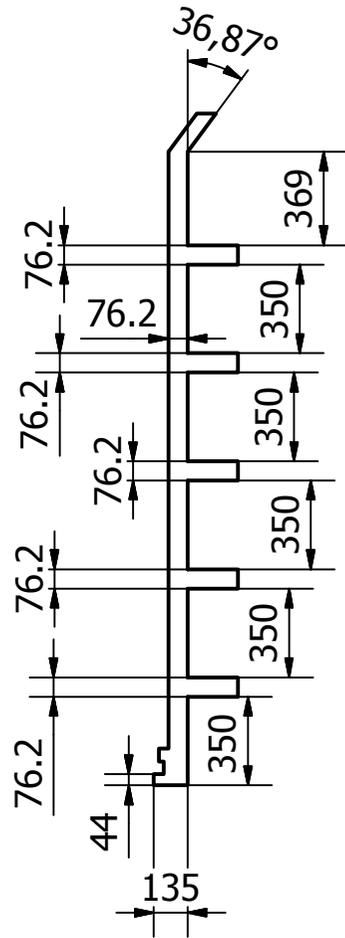
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Varilla de tensión	Edición 1	Hoja 6



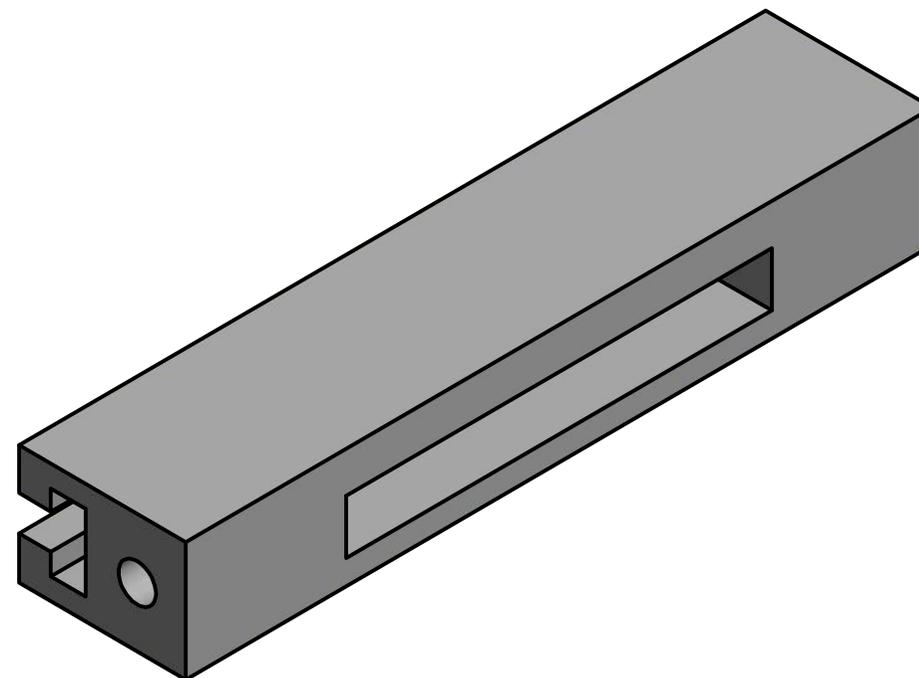
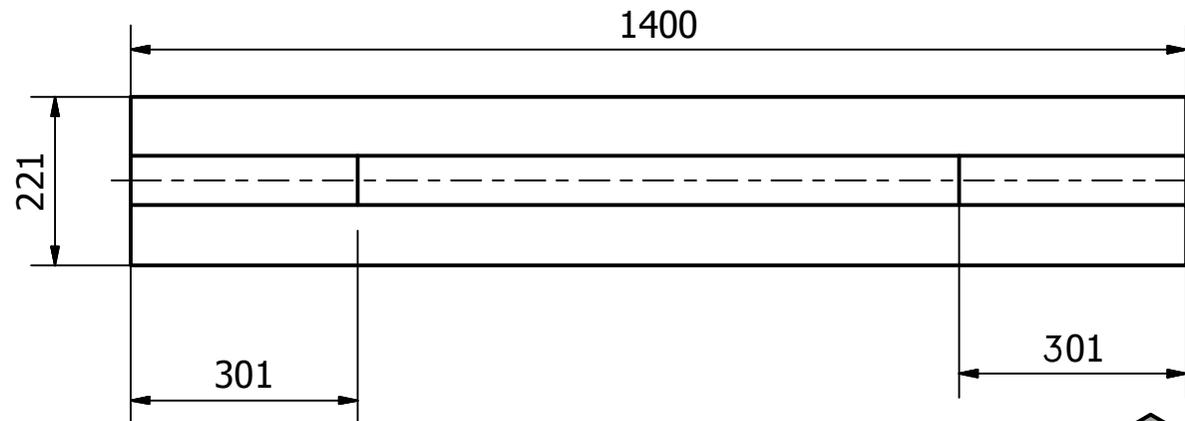
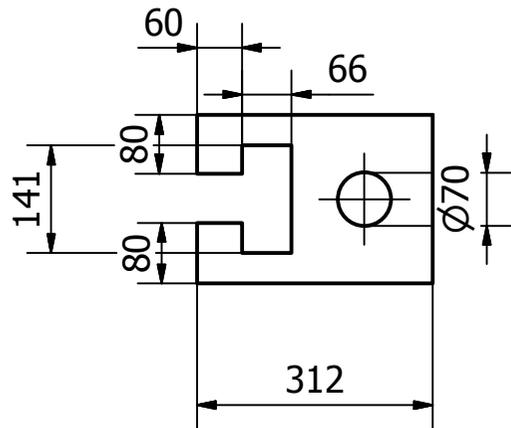
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Protección volante	Edición 1	Hoja 7



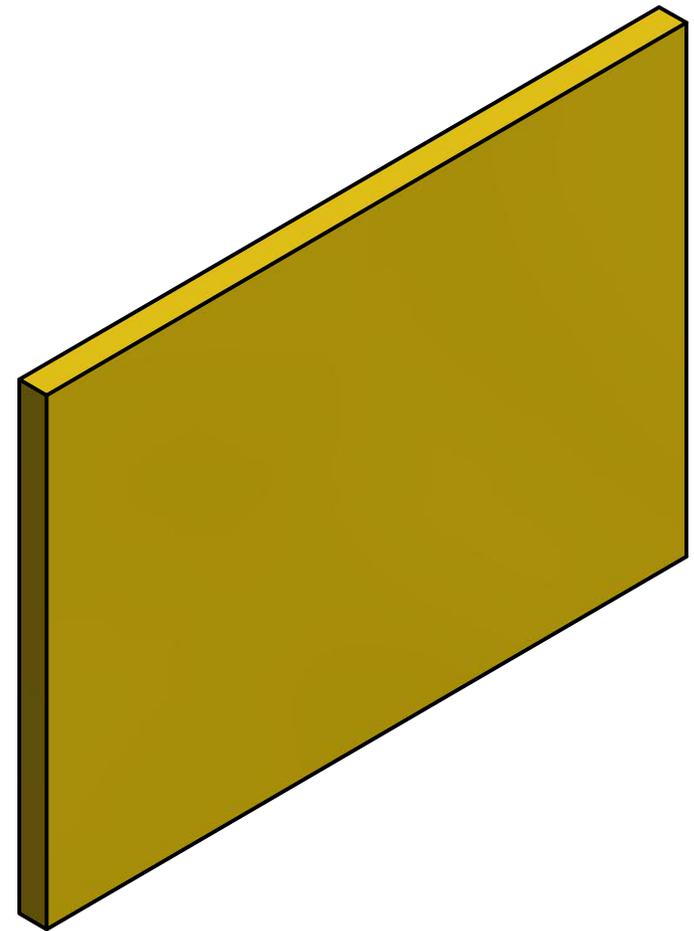
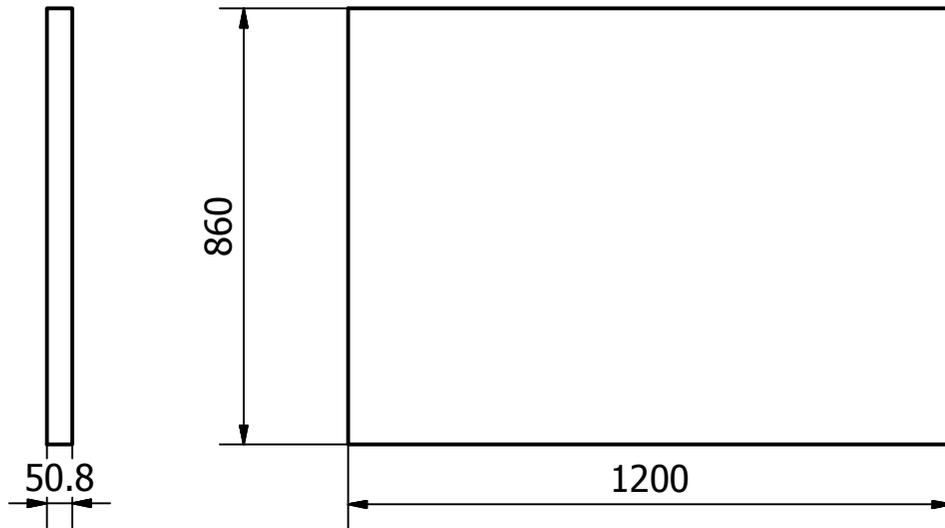
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Eje Excéntrico	Edición 1	Hoja 8



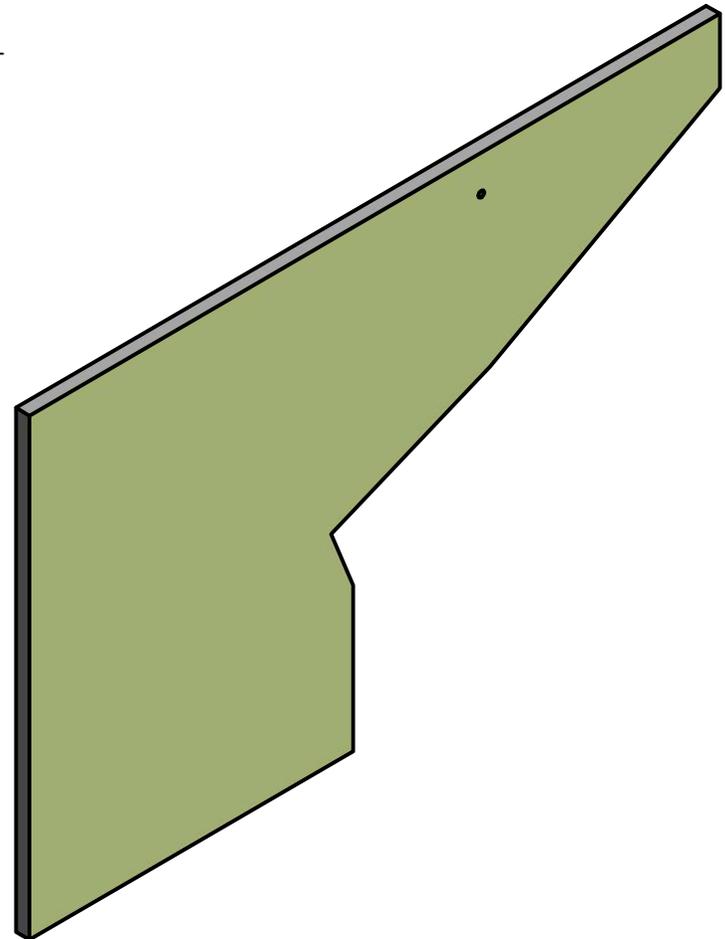
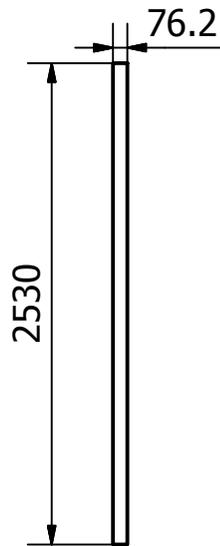
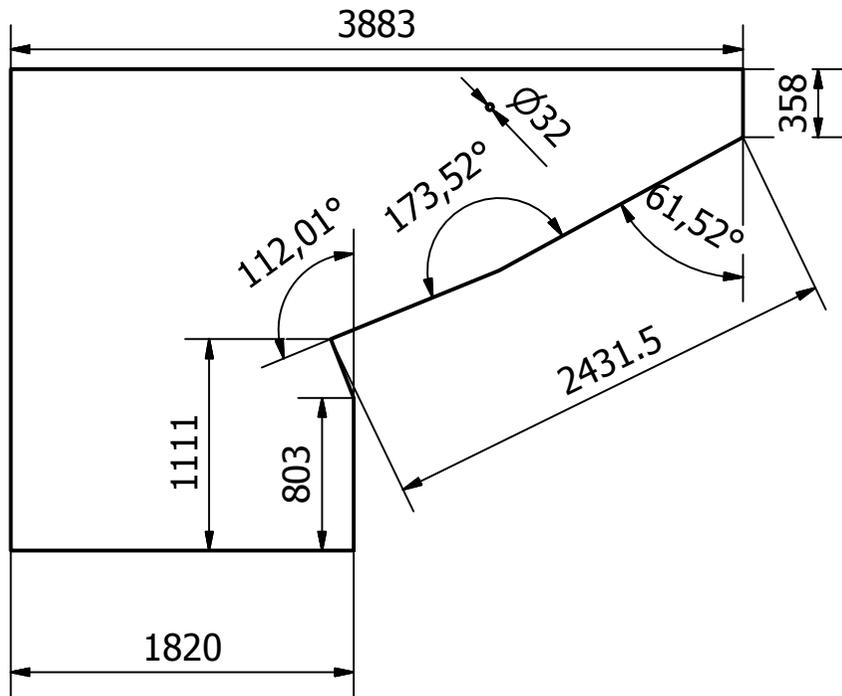
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Soporte para muela de trituración fija	Edición 1	Hoja 9



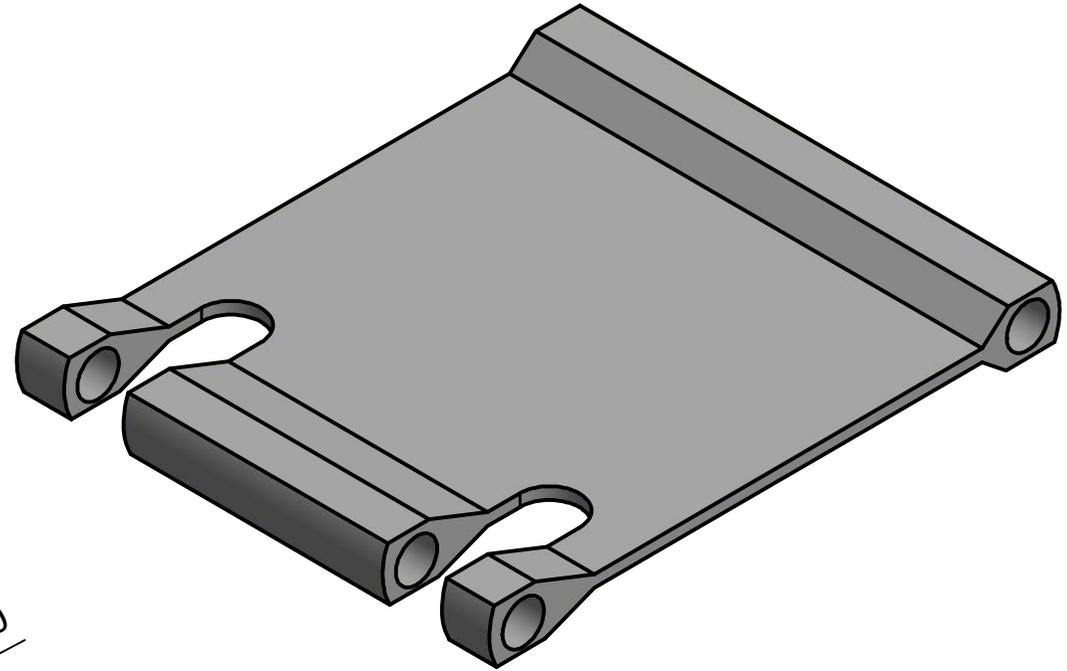
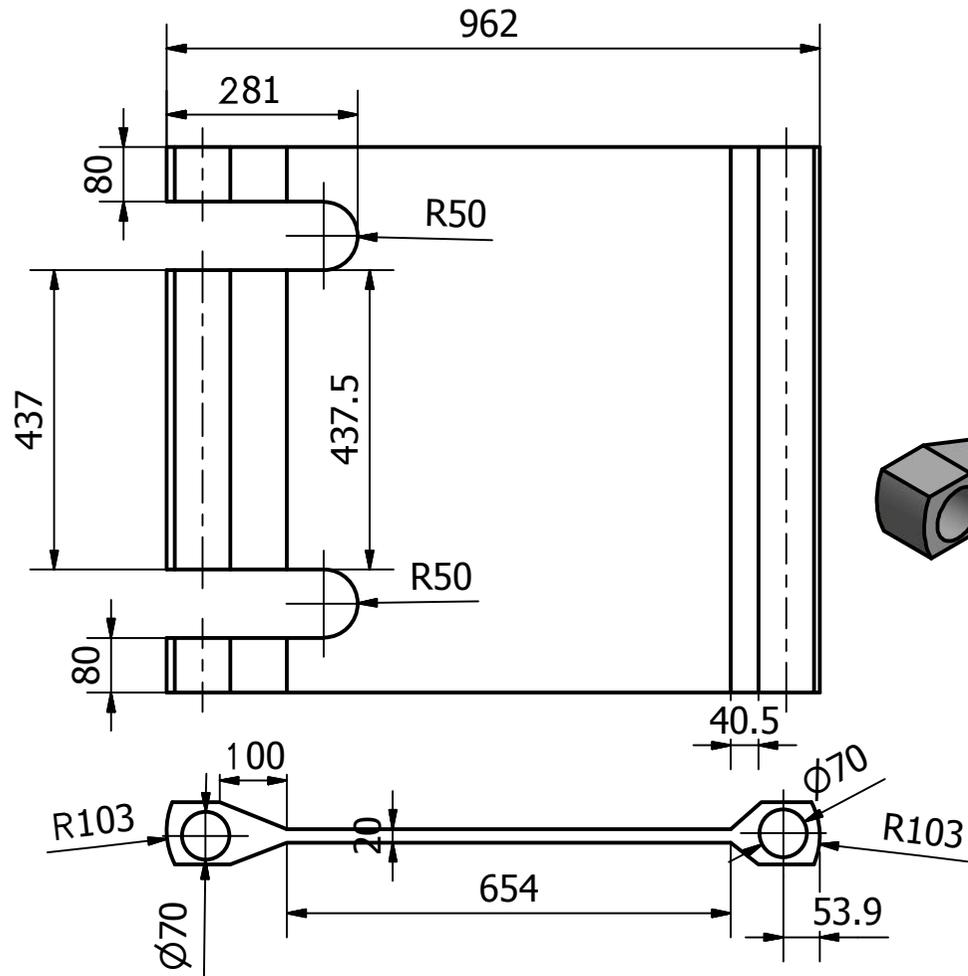
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Apoyo de la placa fusible	Edición 1	Hoja 10



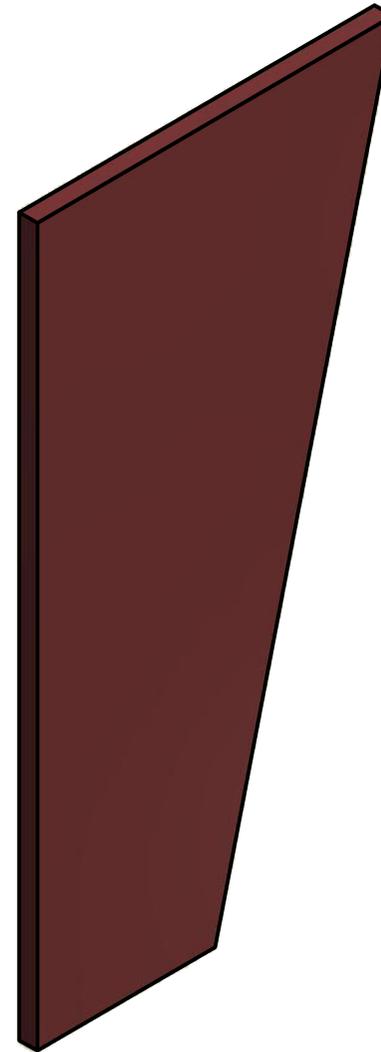
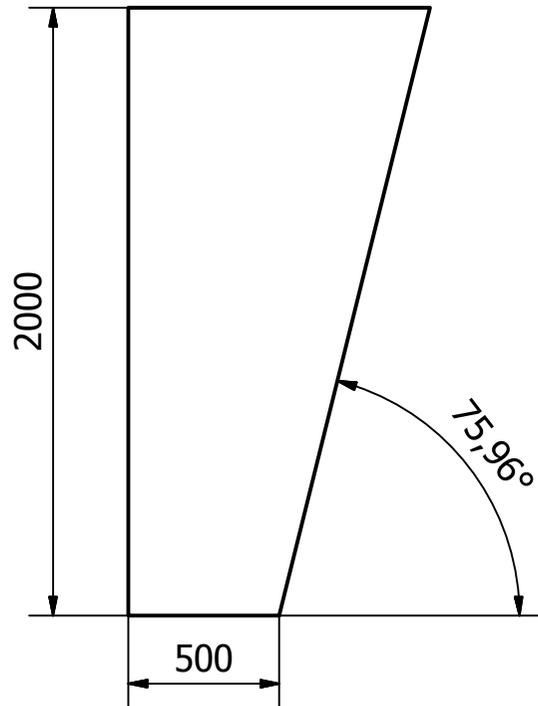
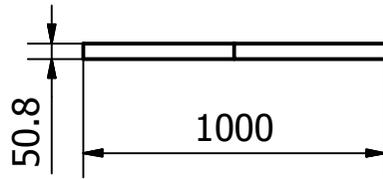
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Placa ajuste de altura tolva	Edición 1	Hoja 11



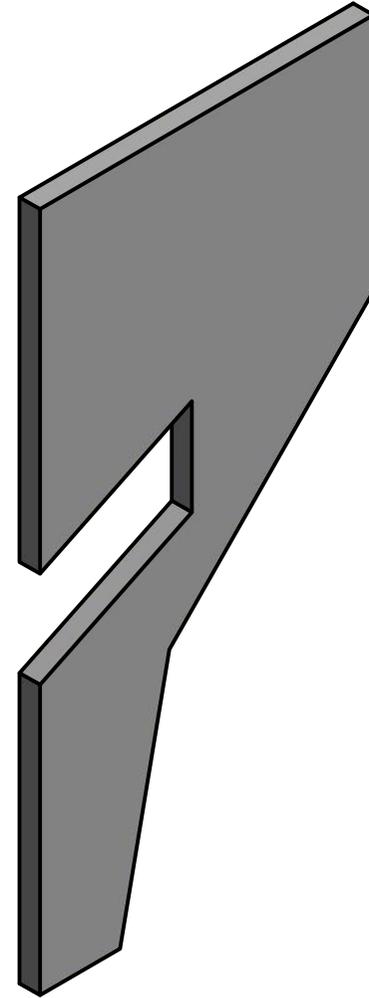
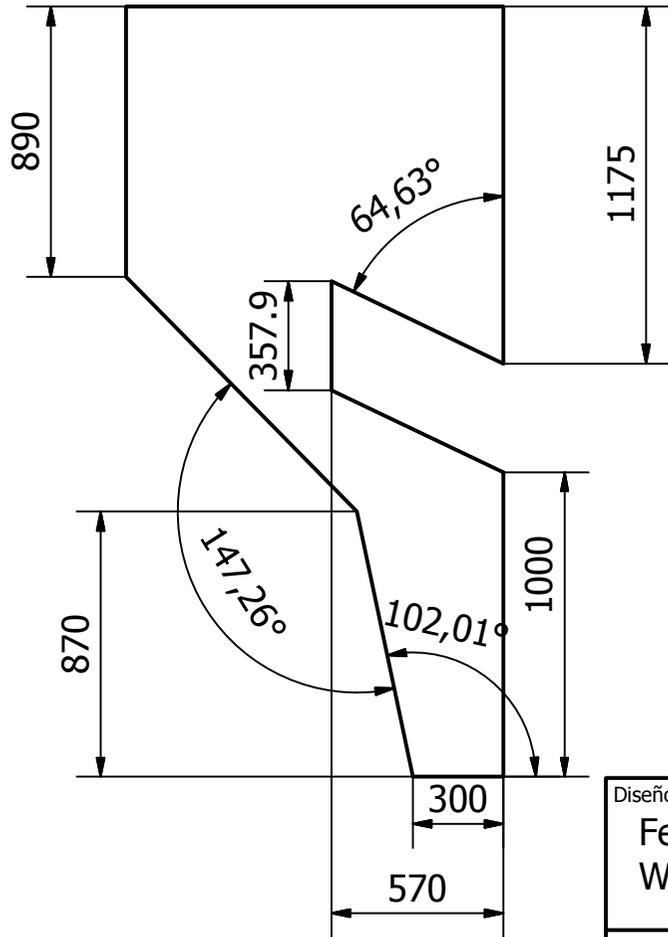
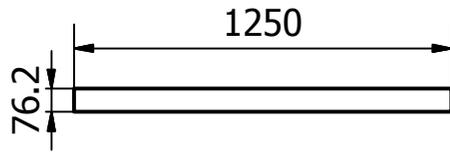
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Placa camara de trituración	Edición 1	Hoja 12



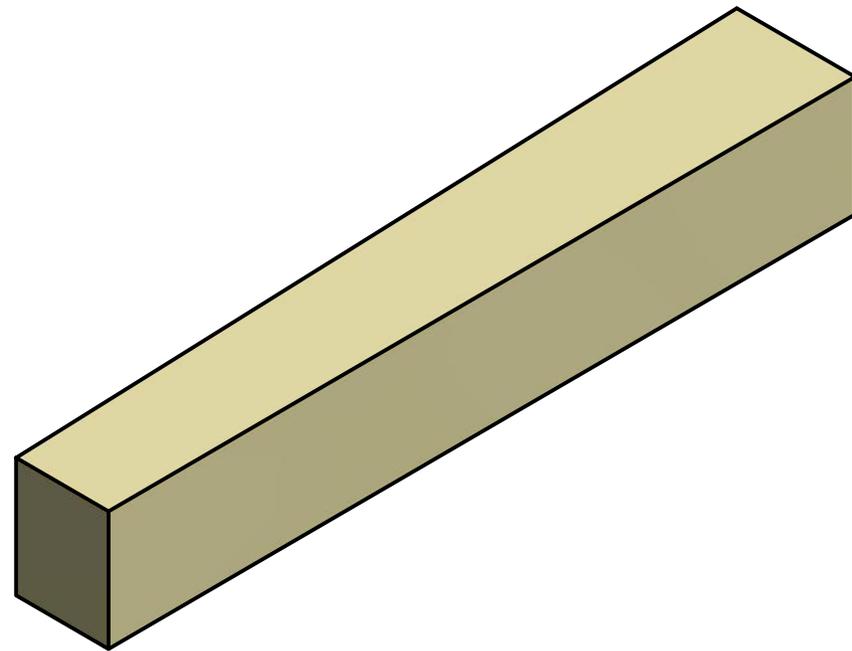
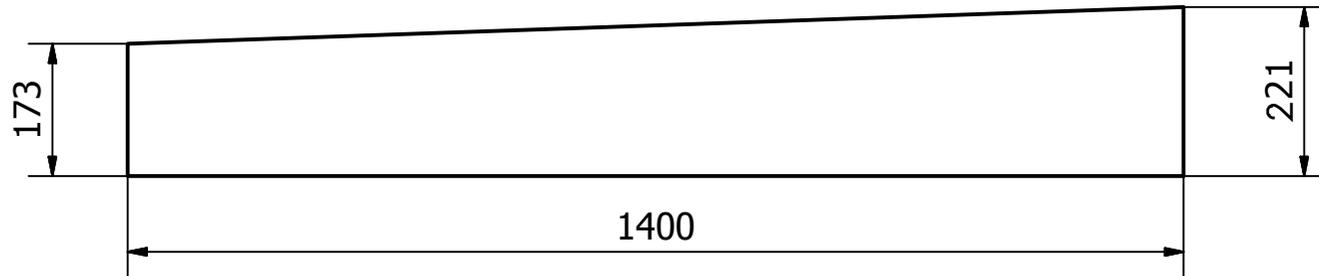
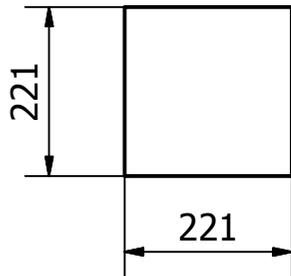
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Placa fusible	Edición 1	Hoja 13



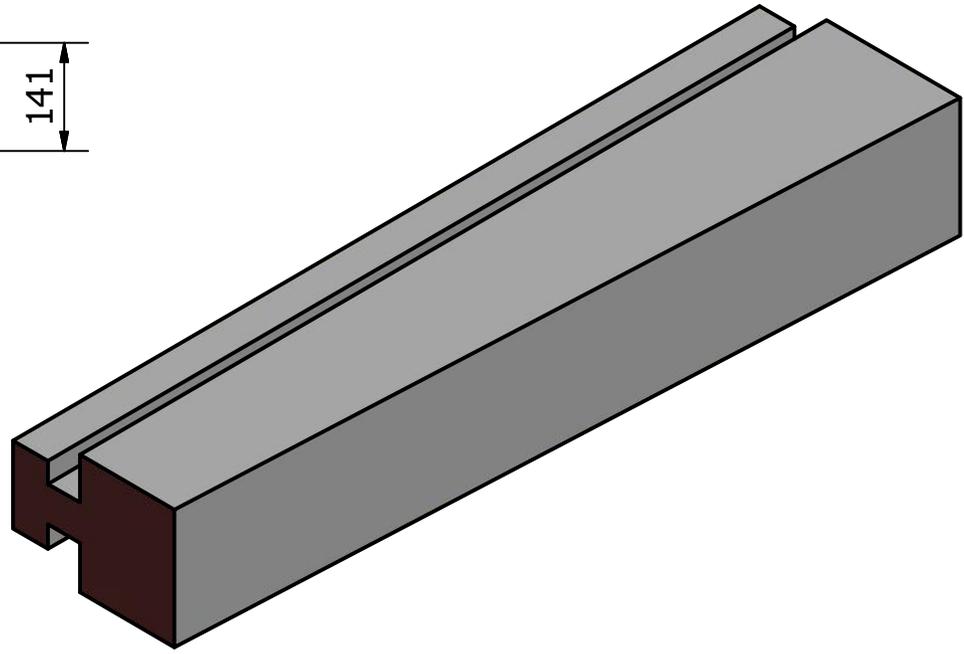
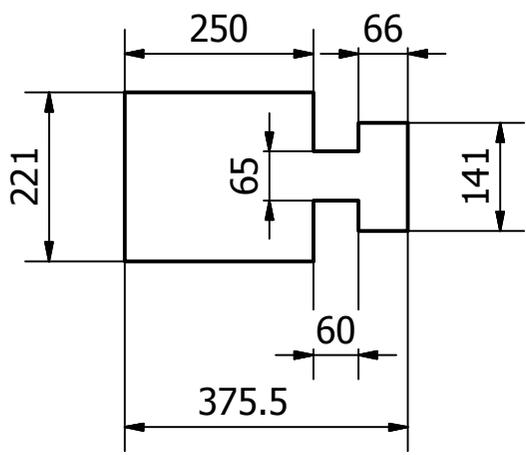
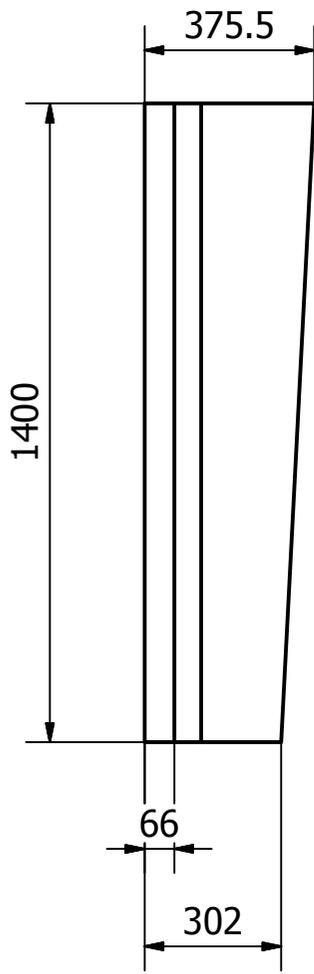
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Placa lateral de camara de trituración	Edición 1	Hoja 14



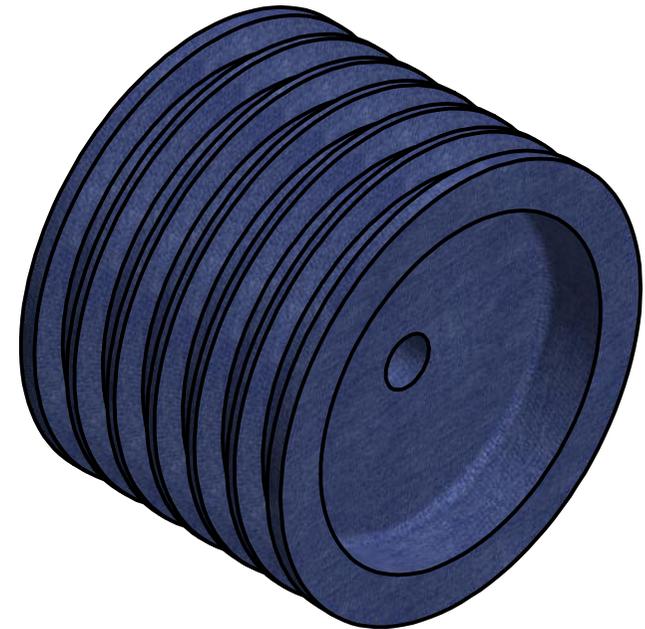
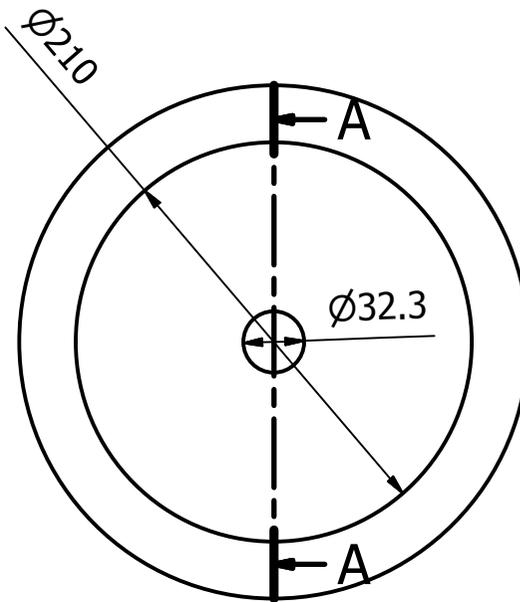
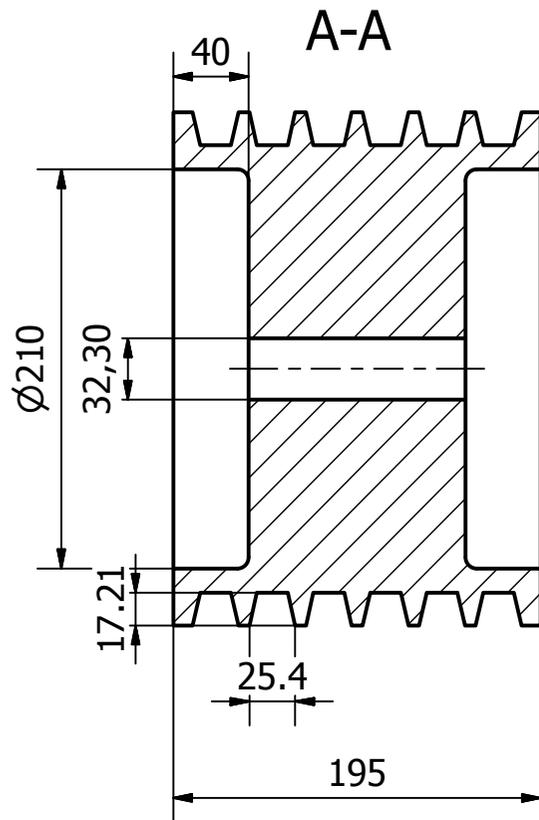
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza		Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016	
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Placa multifuncional	Edición 1	Hoja 15



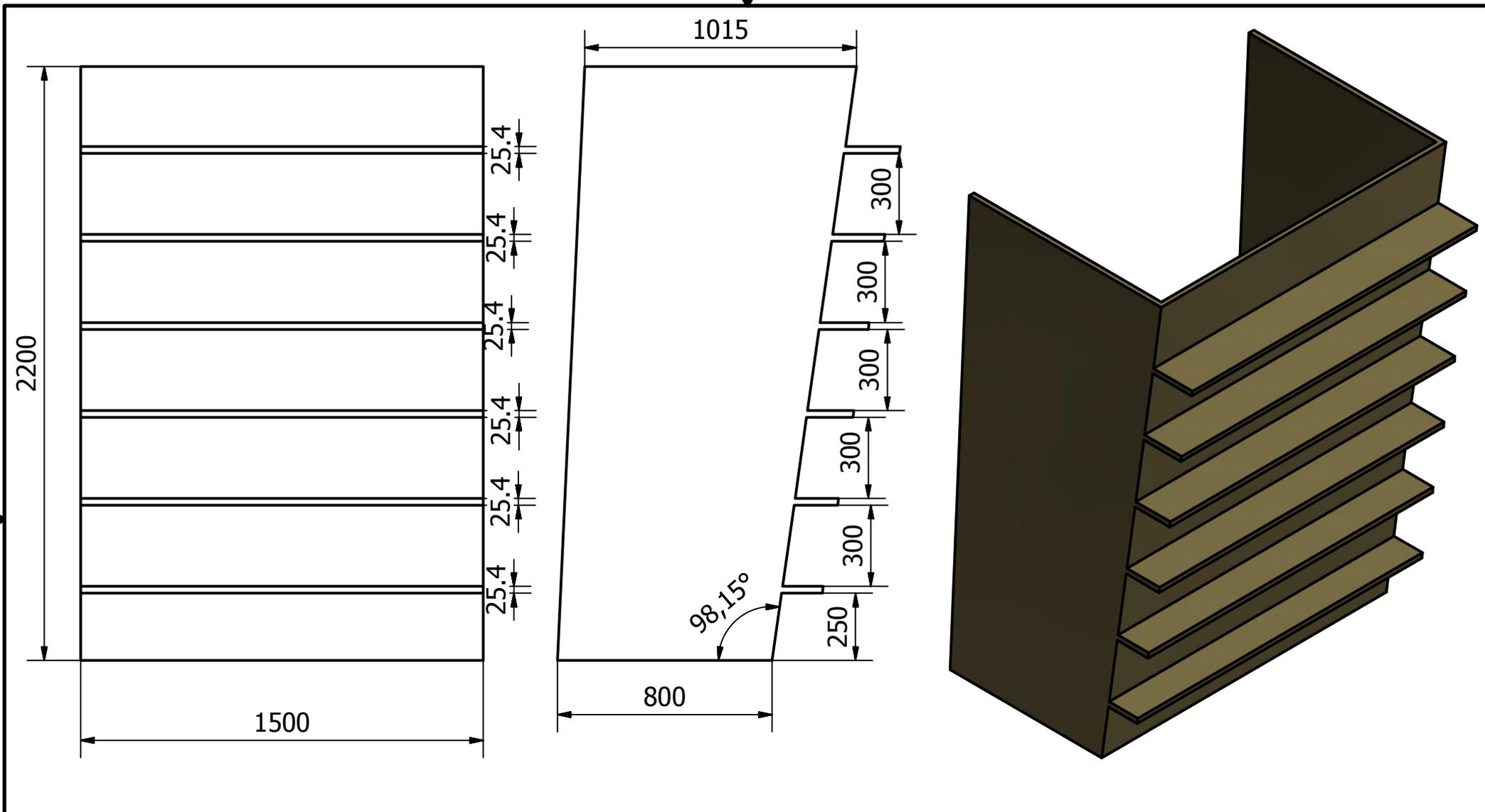
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Placas para ajuste de salida	Edición 1	Hoja 16



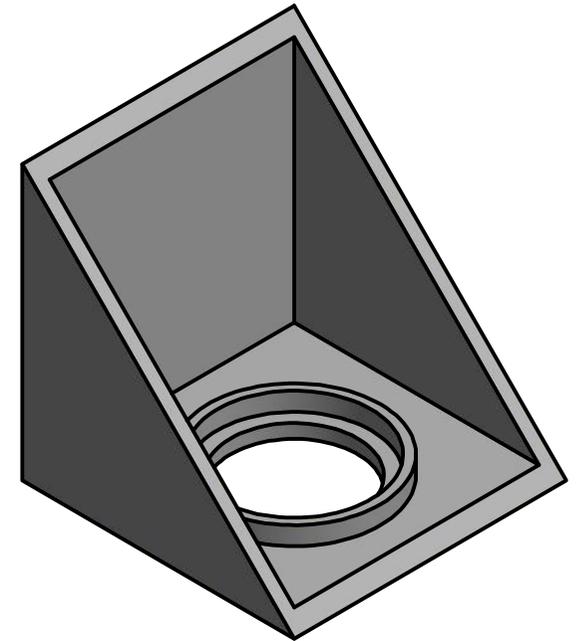
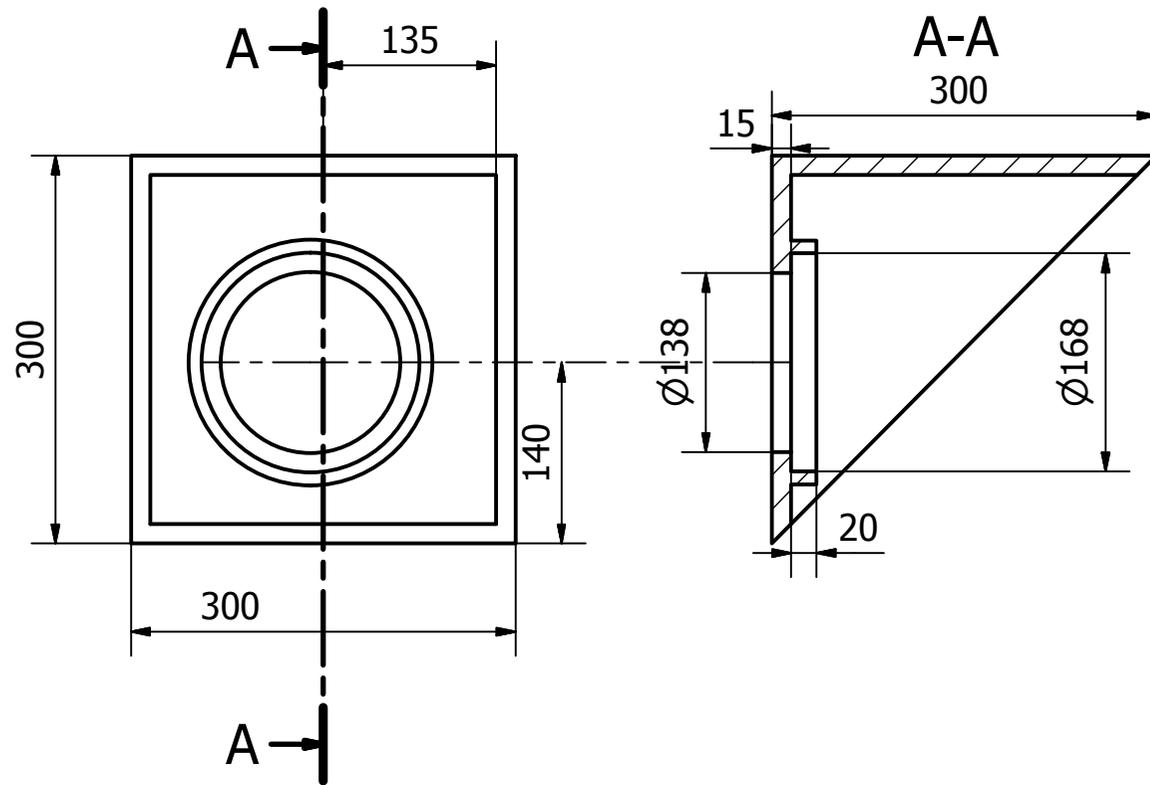
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza		Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016	
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Placas para ajuste de salida secundaria	Edición 1	Hoja 17



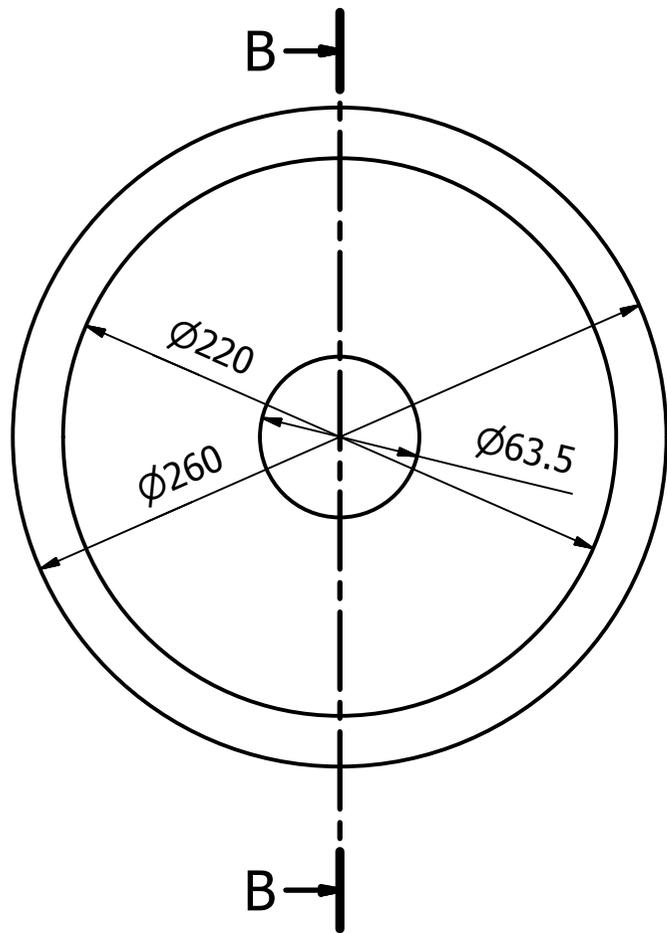
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Polea para motor eléctrico	Edición 1	Hoja 18



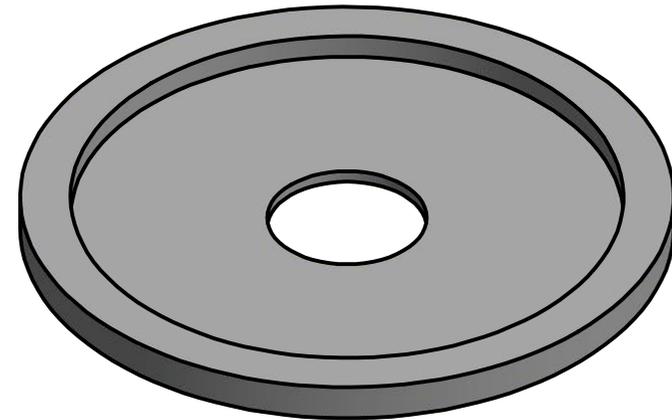
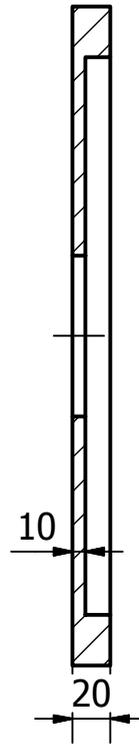
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Carcasa para cernidera	Edición 1	Hoja 19



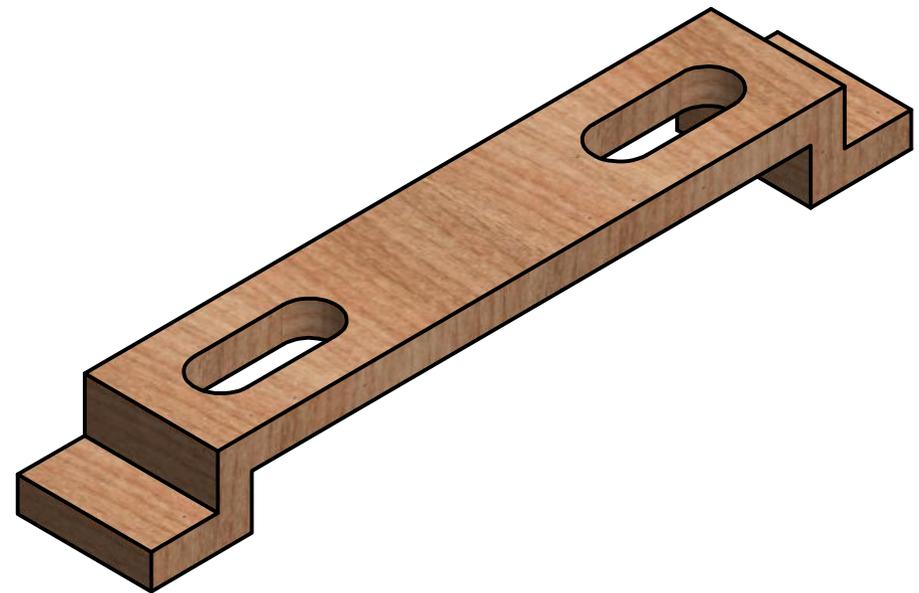
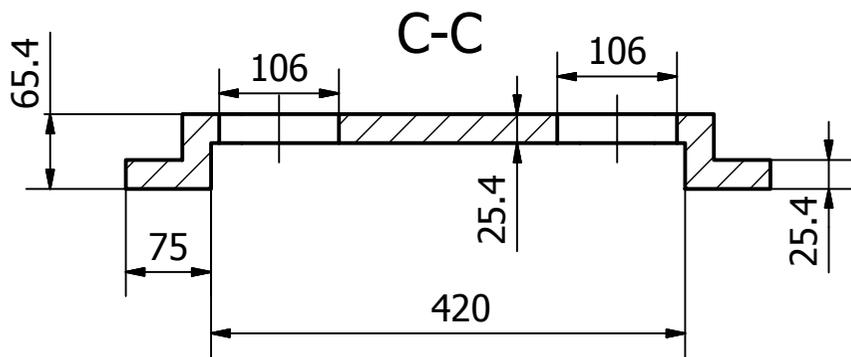
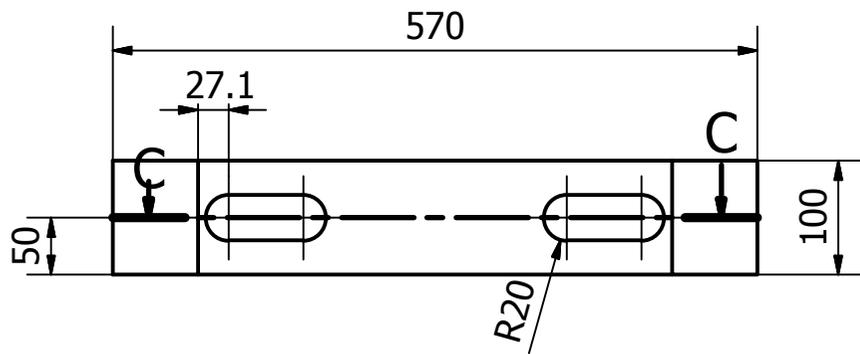
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	Sistema de trituración Movil	
	Base para el resorte	Edición 1 Hoja 20



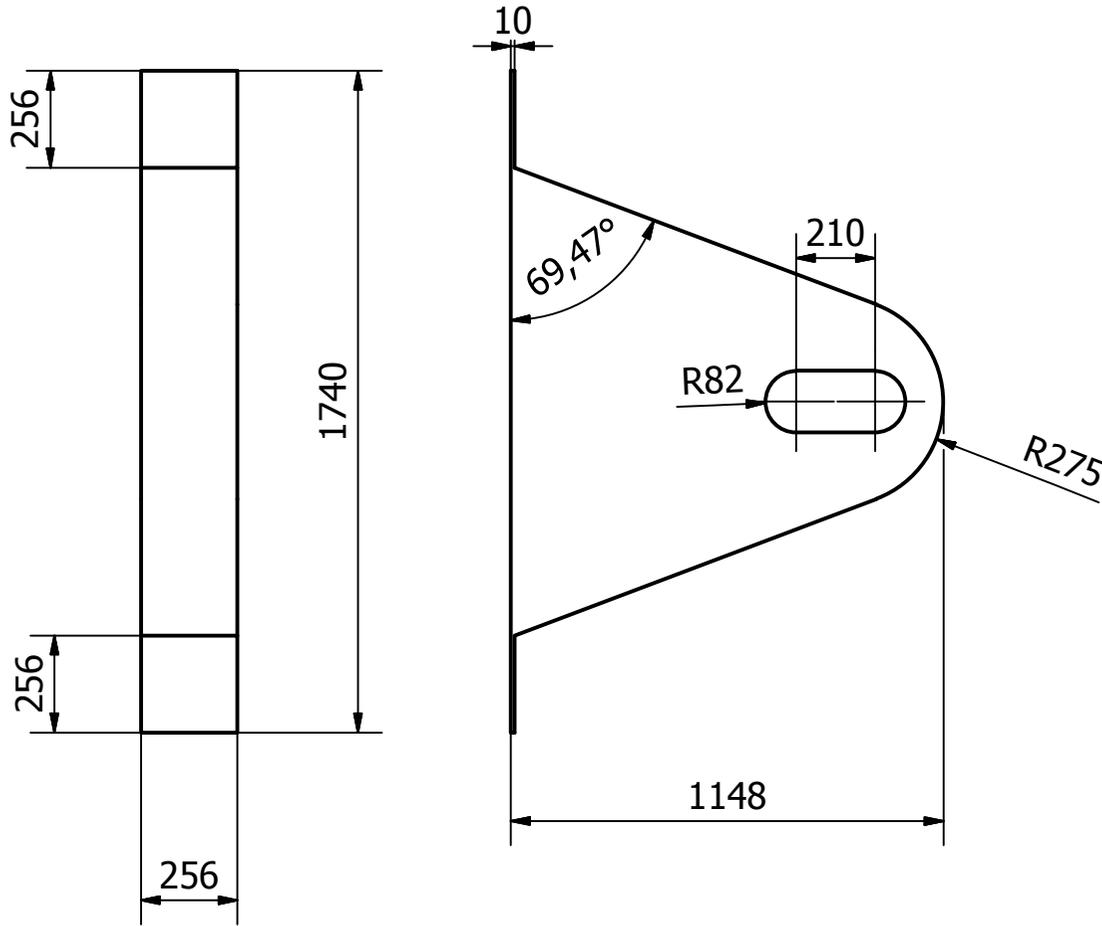
B-B



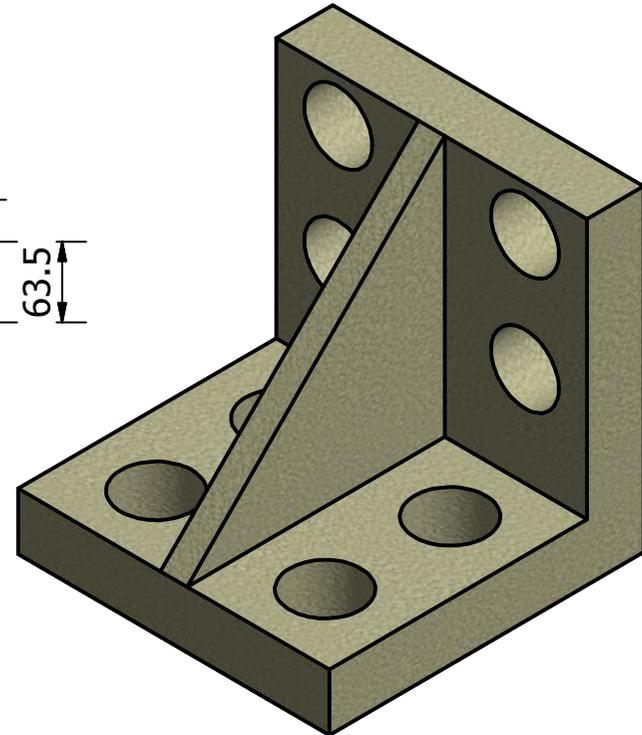
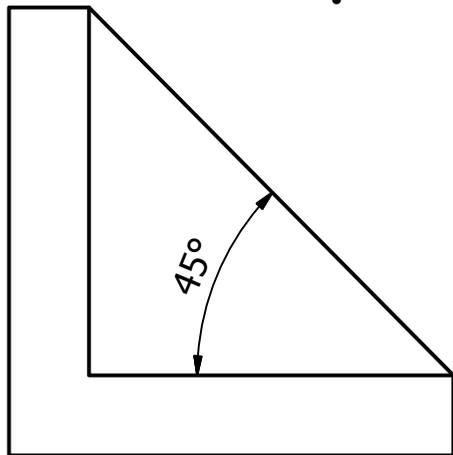
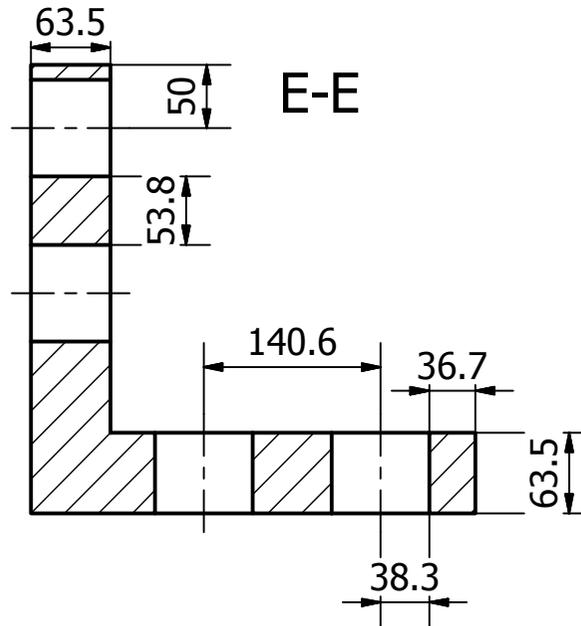
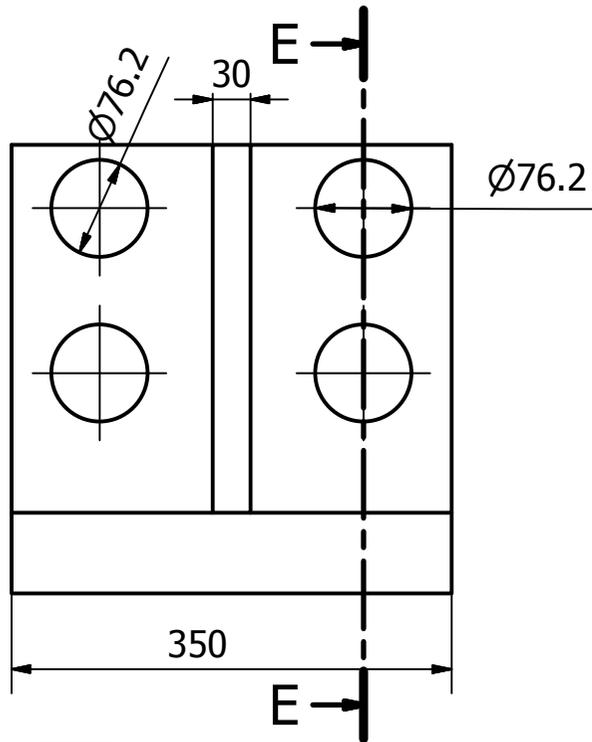
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Placa para el resorte	Edición 1	Hoja 21



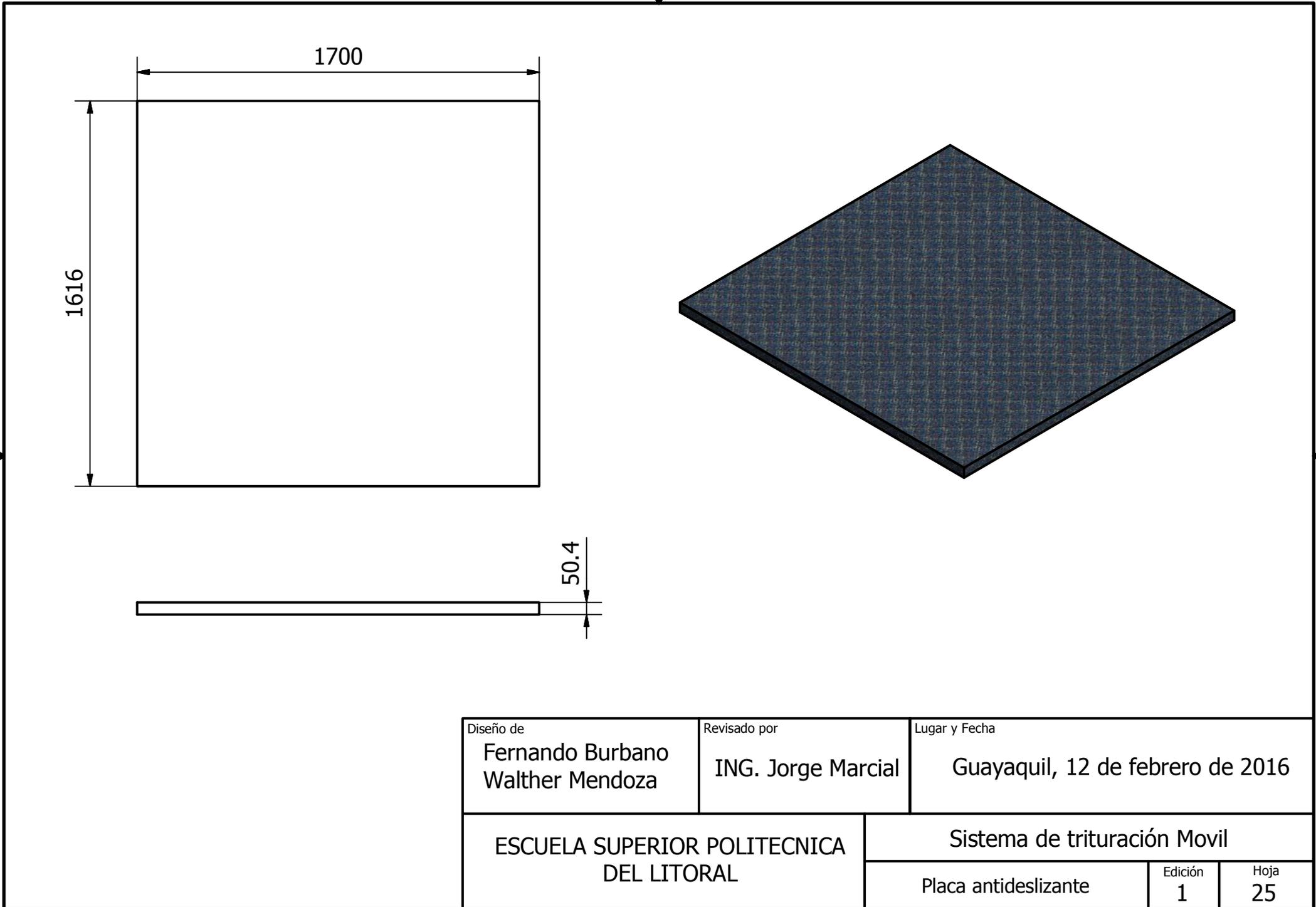
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Base para motor eléctrico	Edición 1	Hoja 22



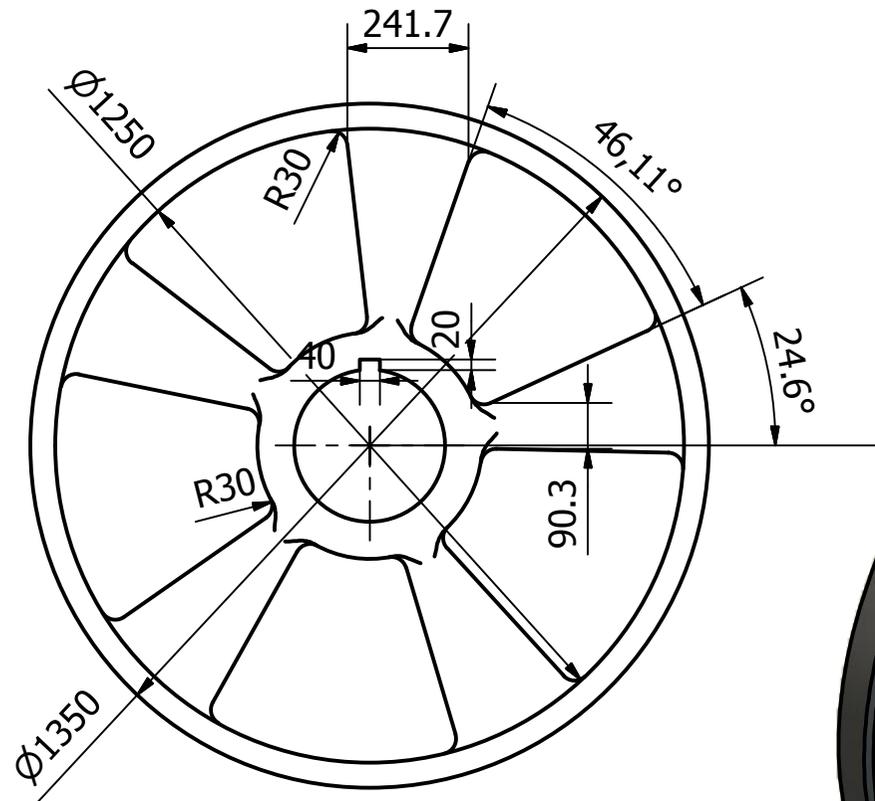
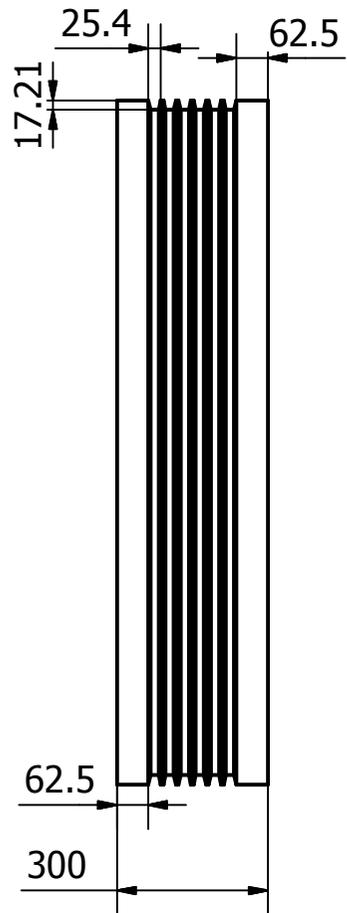
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Protección para bandas	Edición 1	Hoja 23



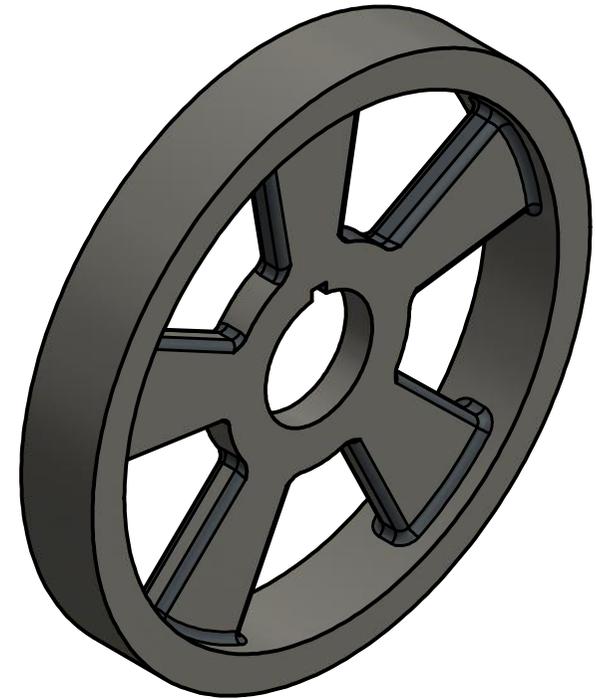
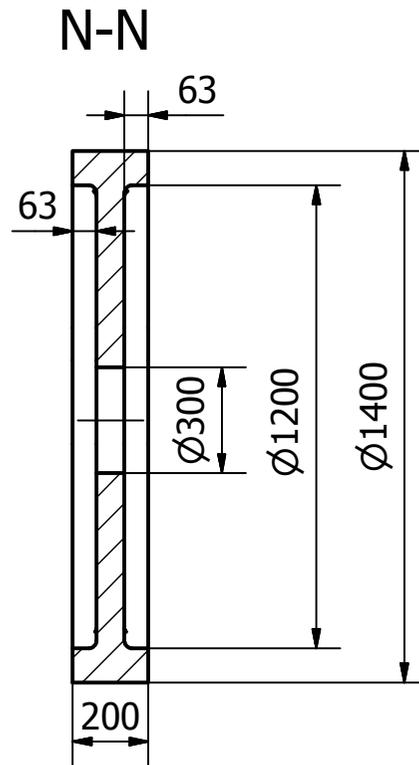
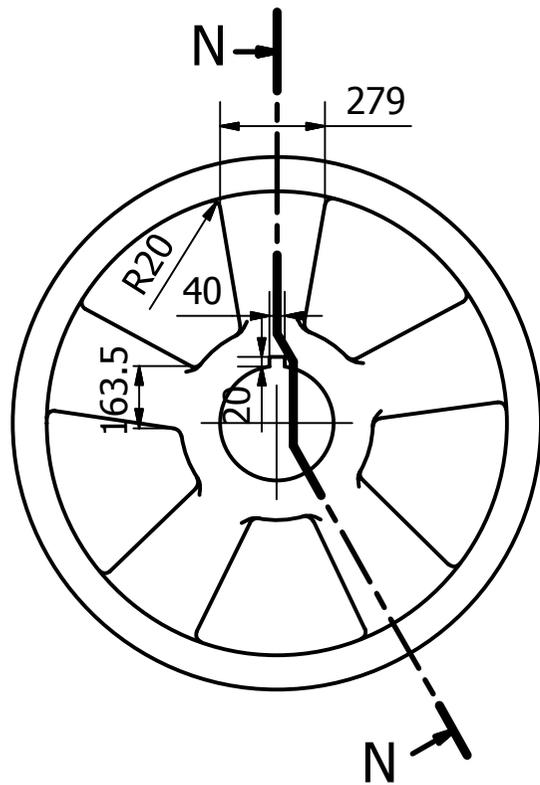
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza		Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016	
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL			Sistema de trituración Movil	
Soporte para estructura trituradora			Edición 1	Hoja 24



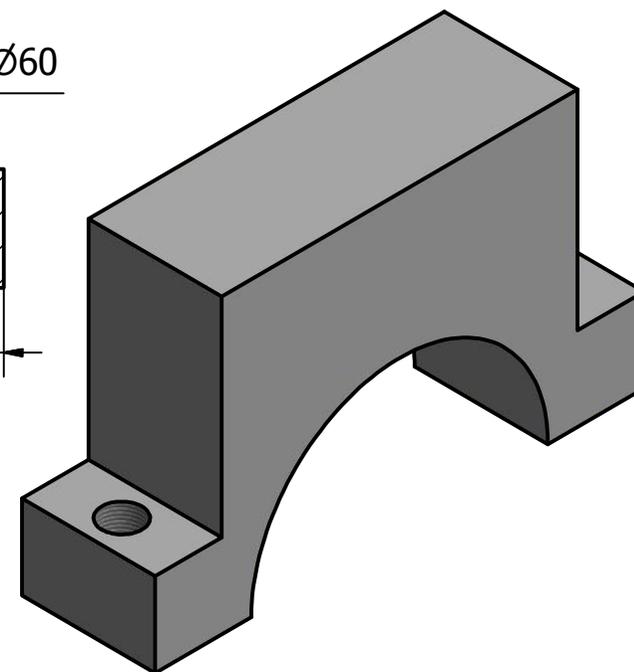
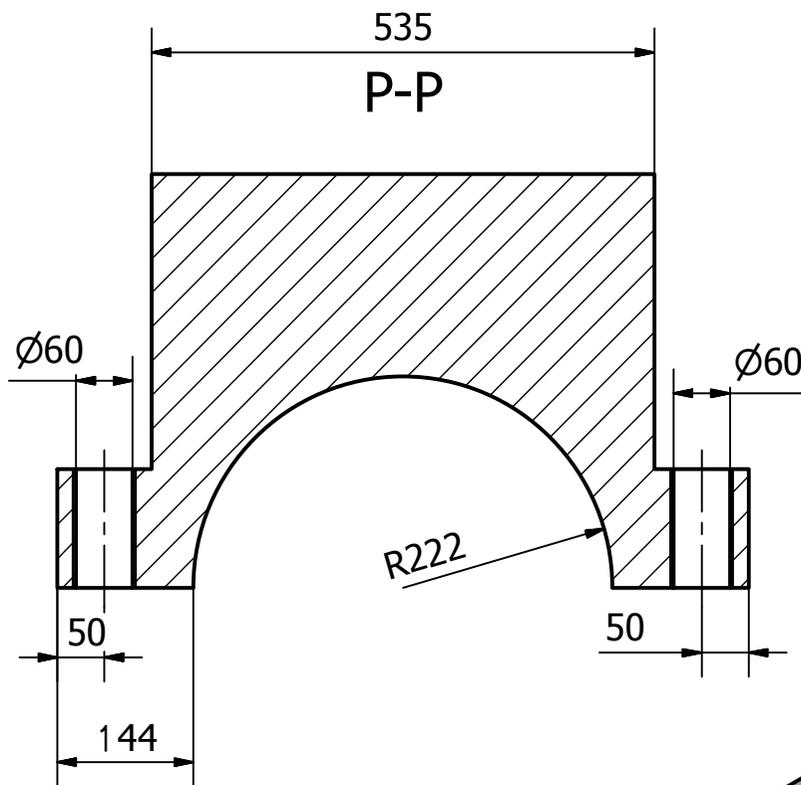
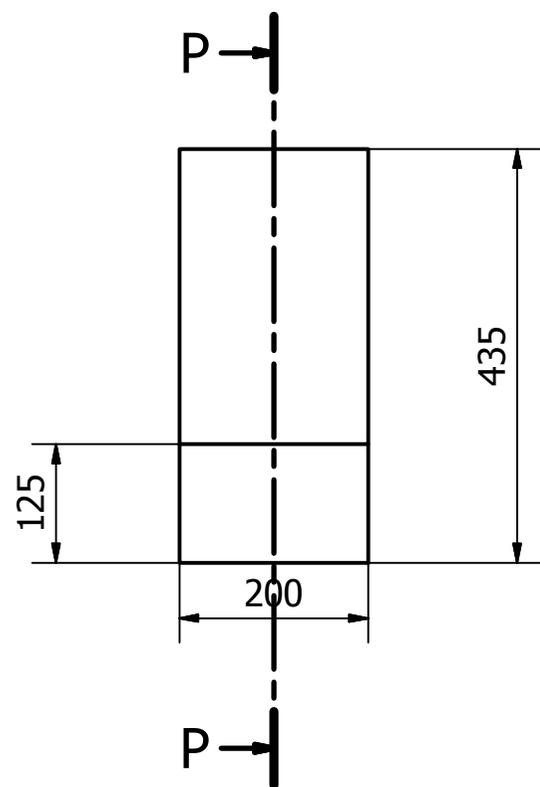
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Placa antideslizante	Edición 1	Hoja 25



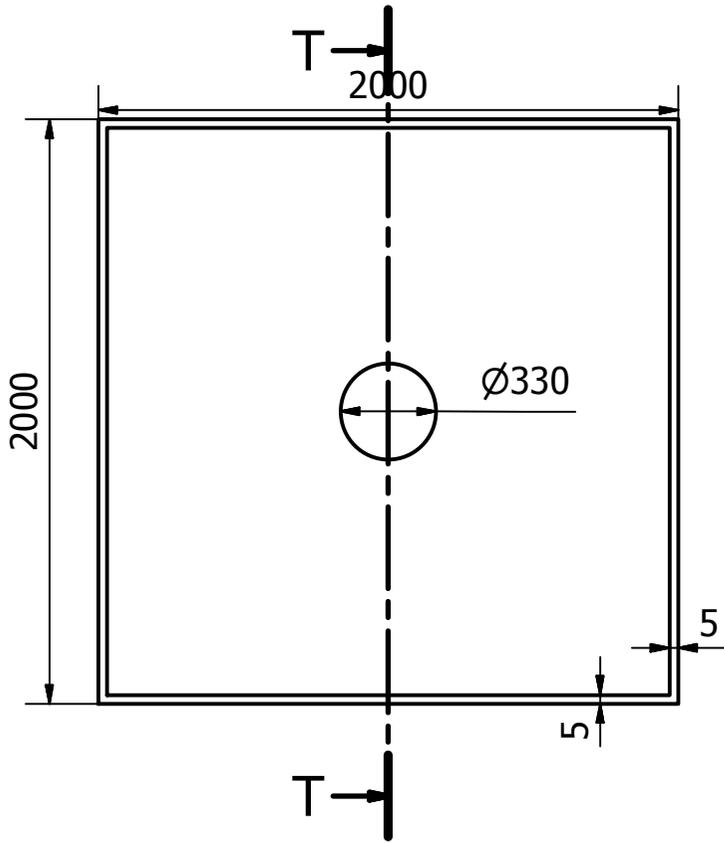
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza		Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016	
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL			Sistema de trituración Movil	
			Volante con canales para bandas	Edición 1
				Hoja 26



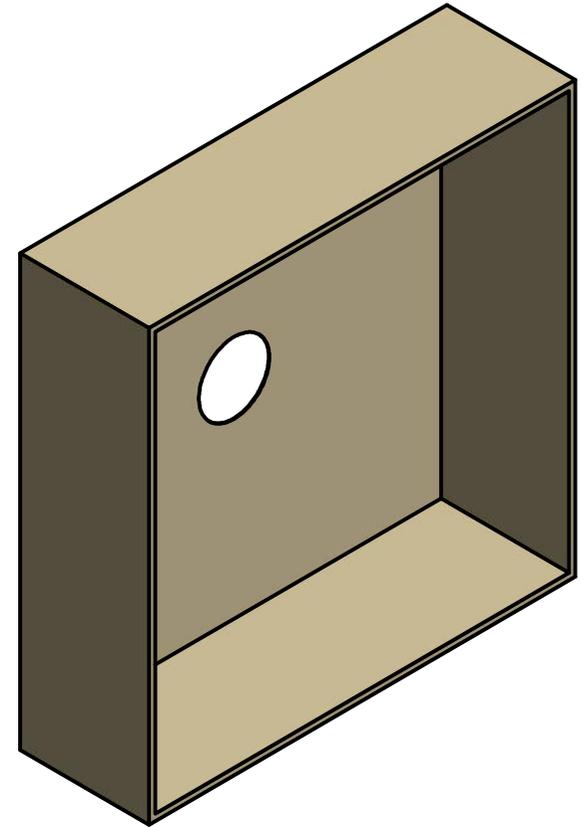
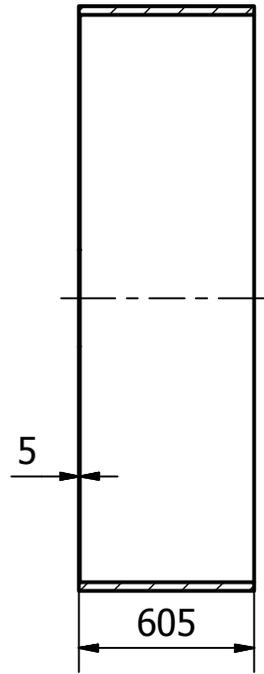
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		VOLANTE CONTRAPESO	Edición 1	Hoja 27



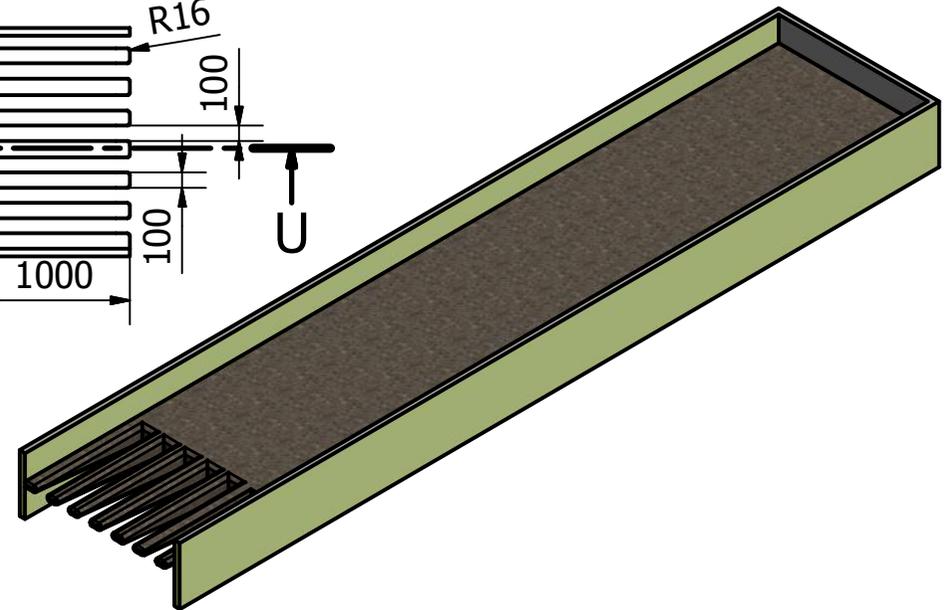
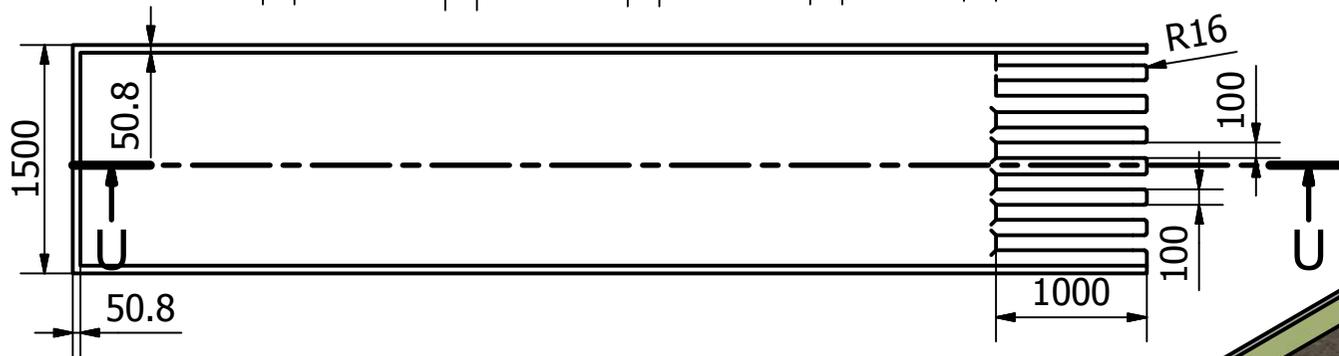
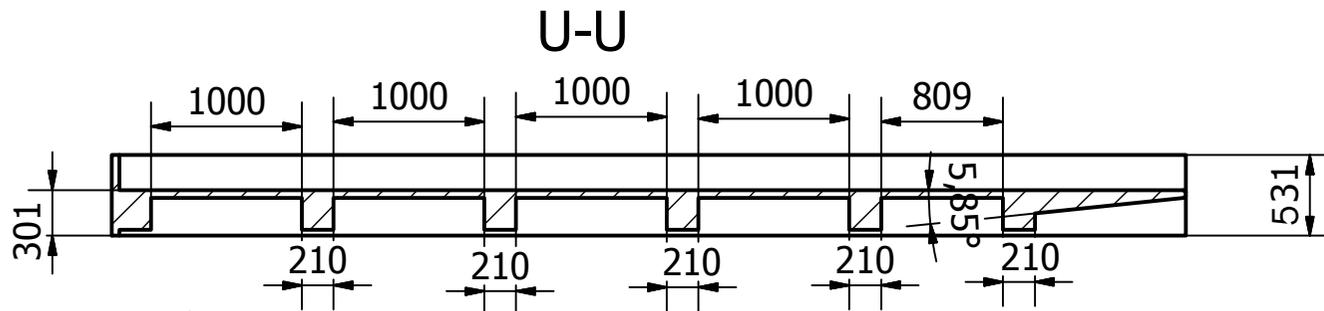
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Visagra de ajuste para rodamientos	Edición 1	Hoja 28



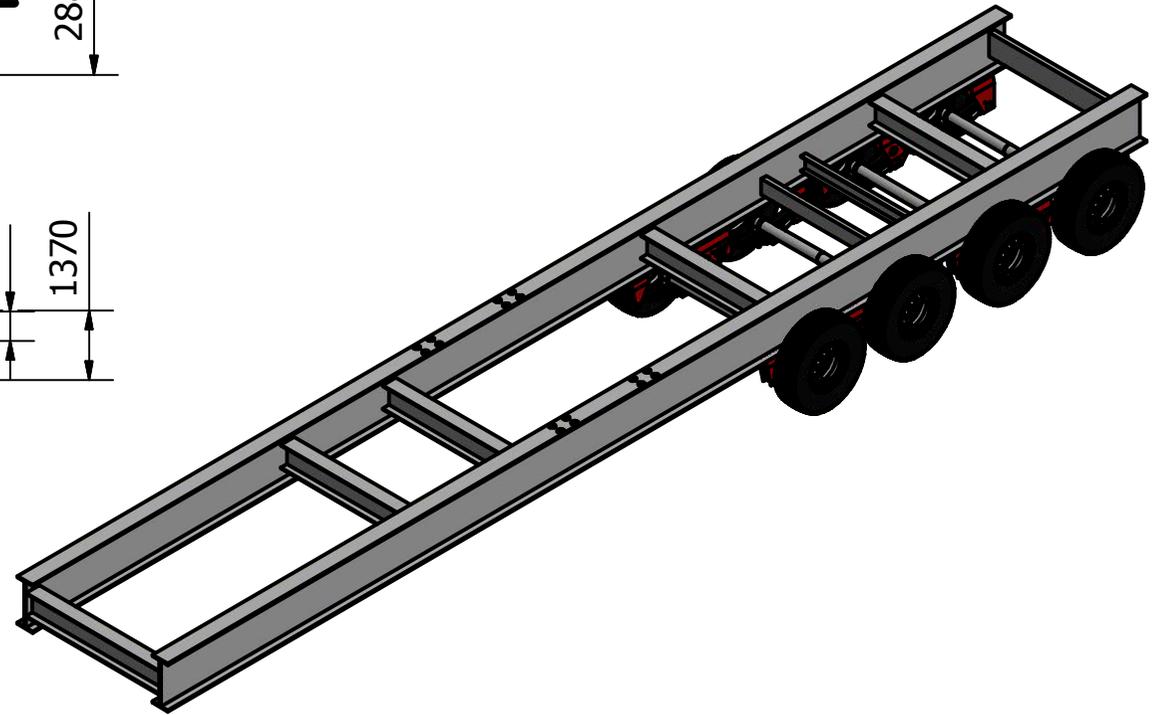
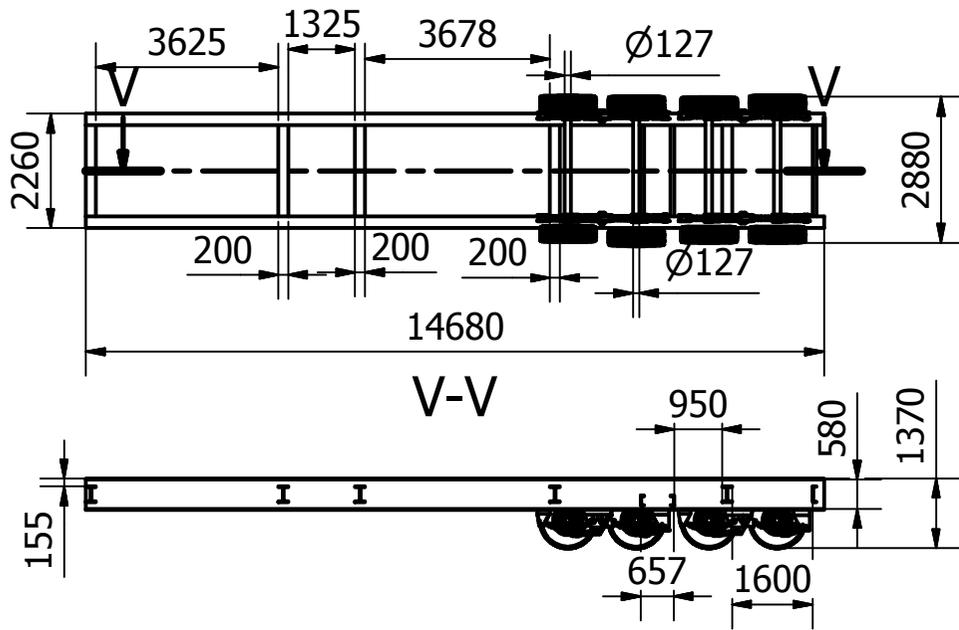
T-T



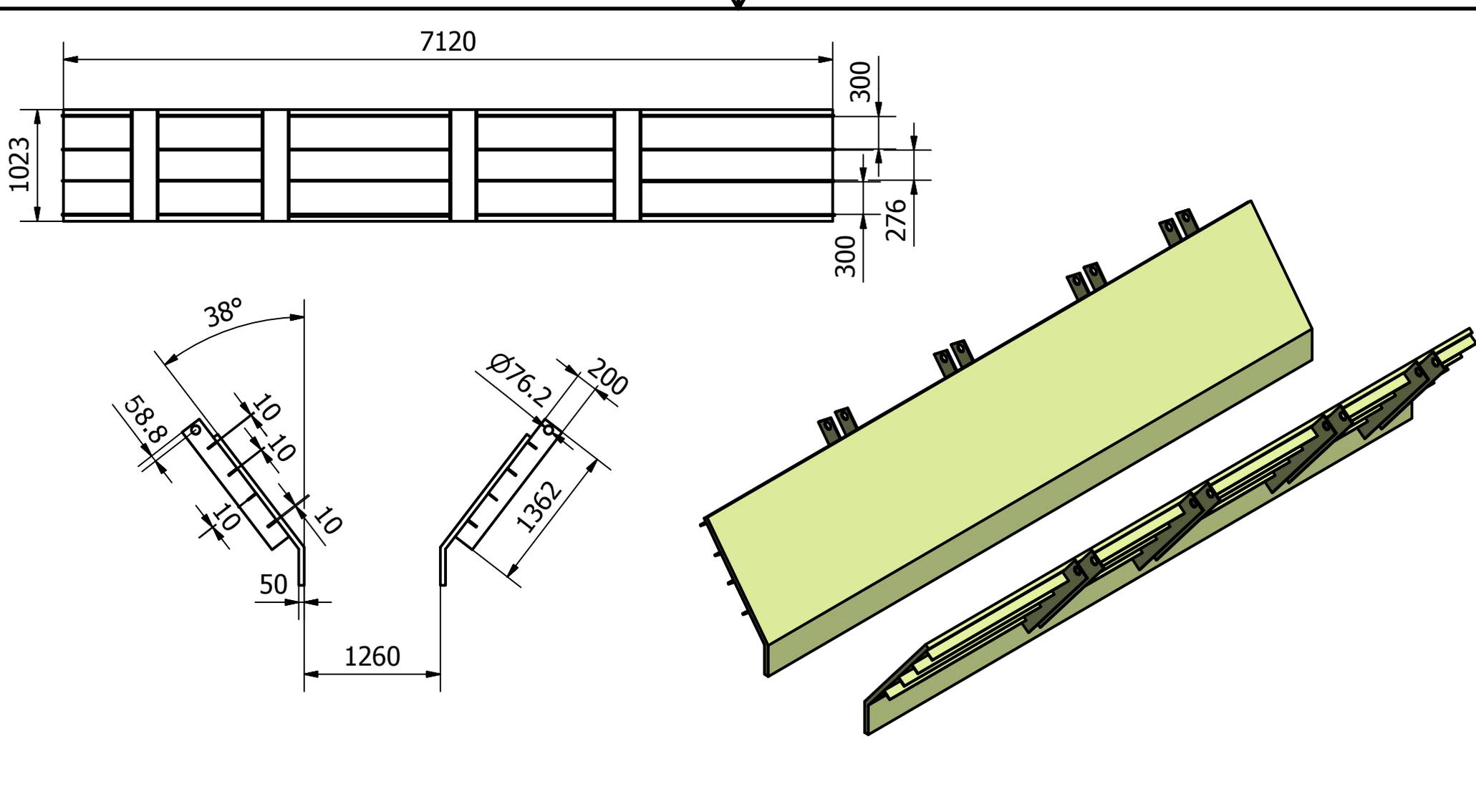
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	Sistema de trituración Movil	
	Tapa para volante contrapeso	Edición 1
		Hoja 29



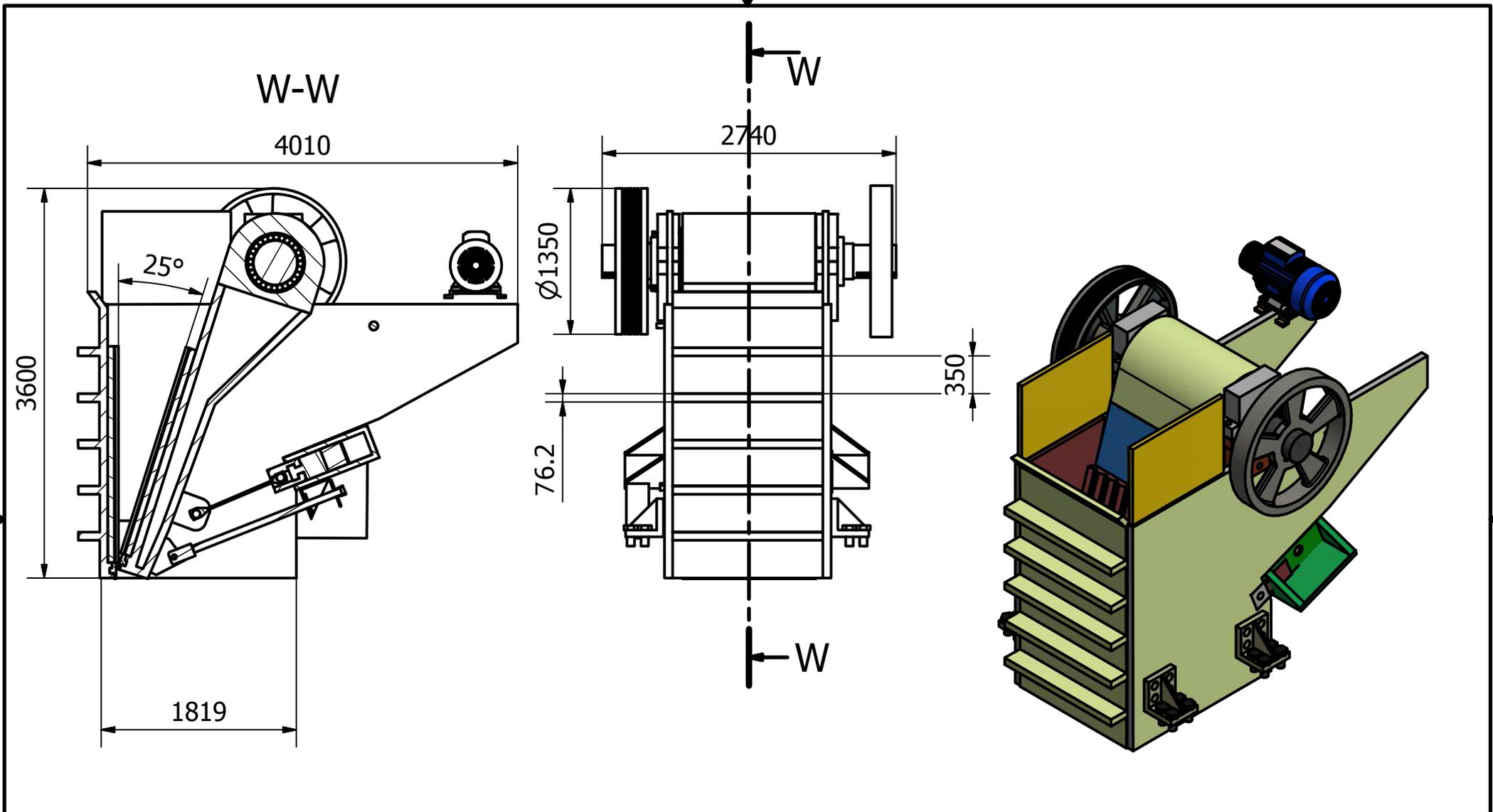
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Bandeja vibratoria	Edición 1	Hoja 30



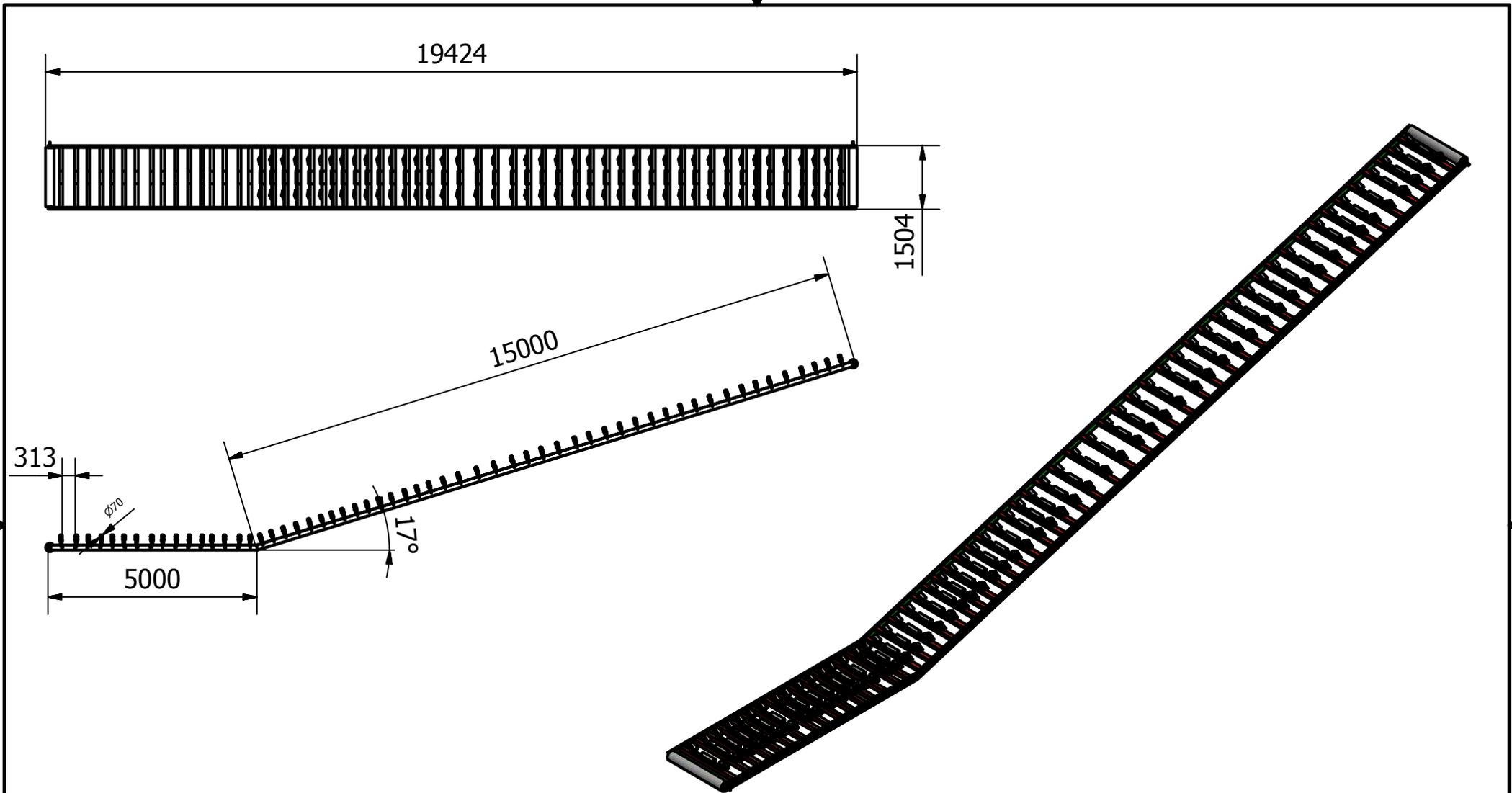
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	Sistema de trituración Movil	
	Chasis de 4 ejes	Edición 1
		Hoja 31



Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Tolva para bandeja vibratoria	Edición 1	Hoja 32

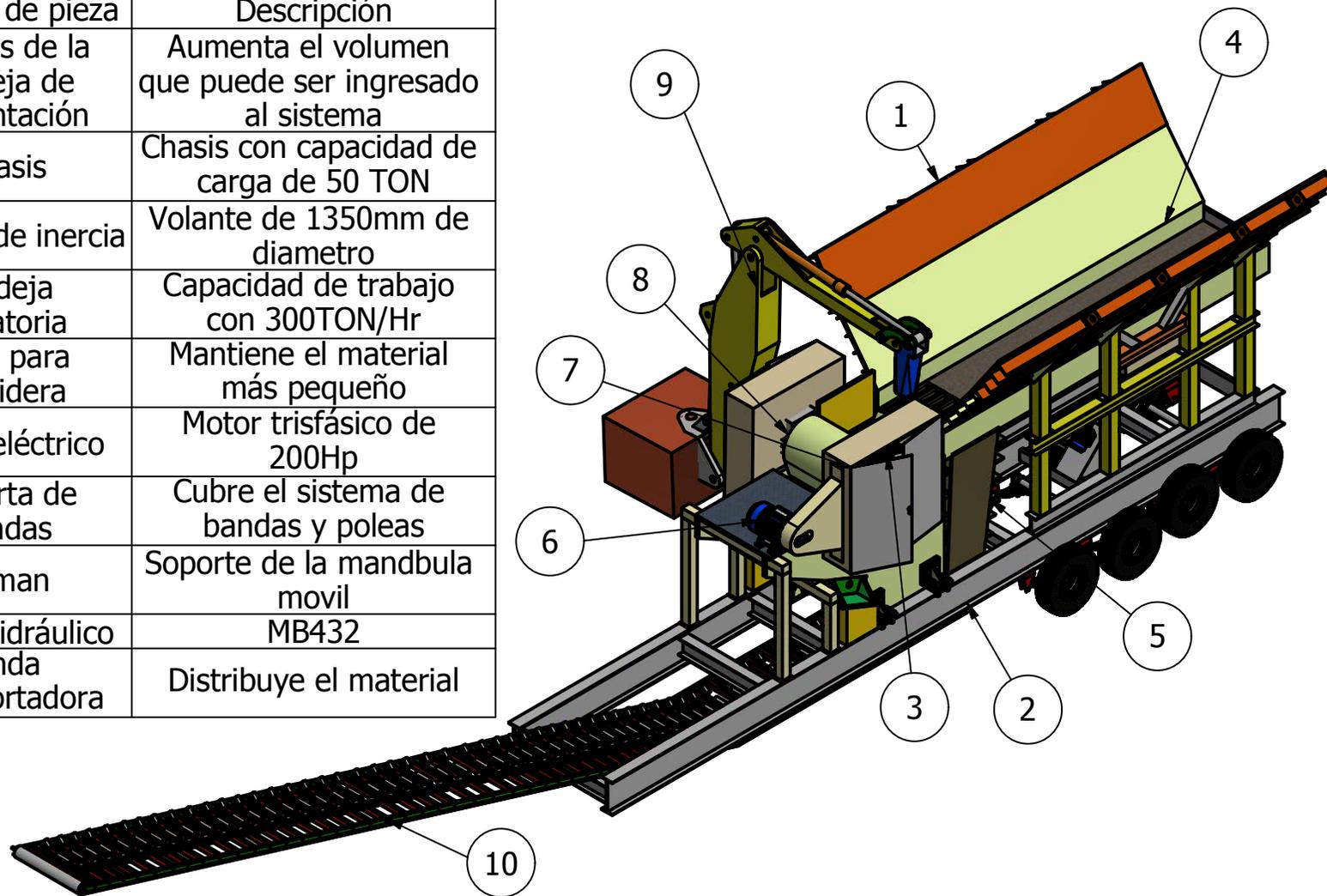


Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Sistema de trituración	Edición 1	Hoja 33

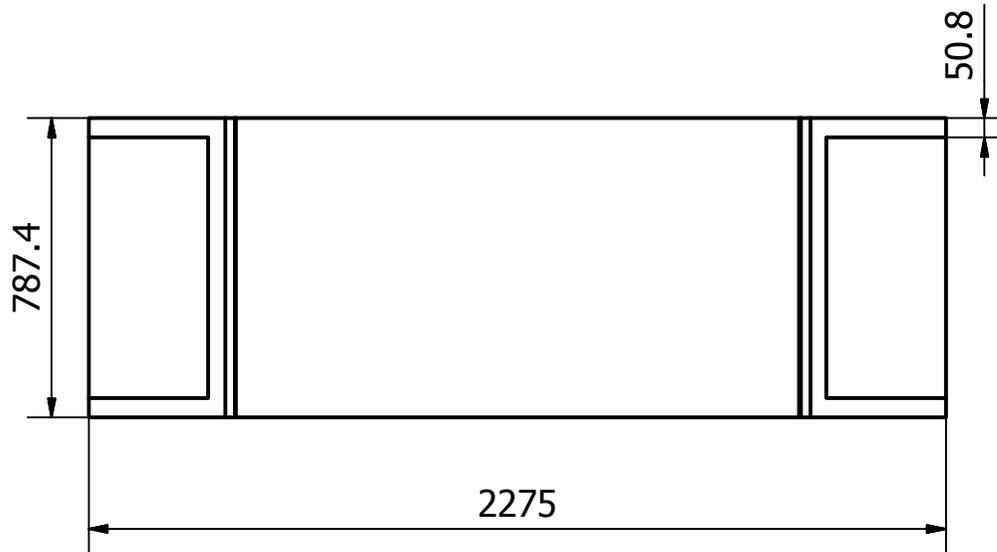
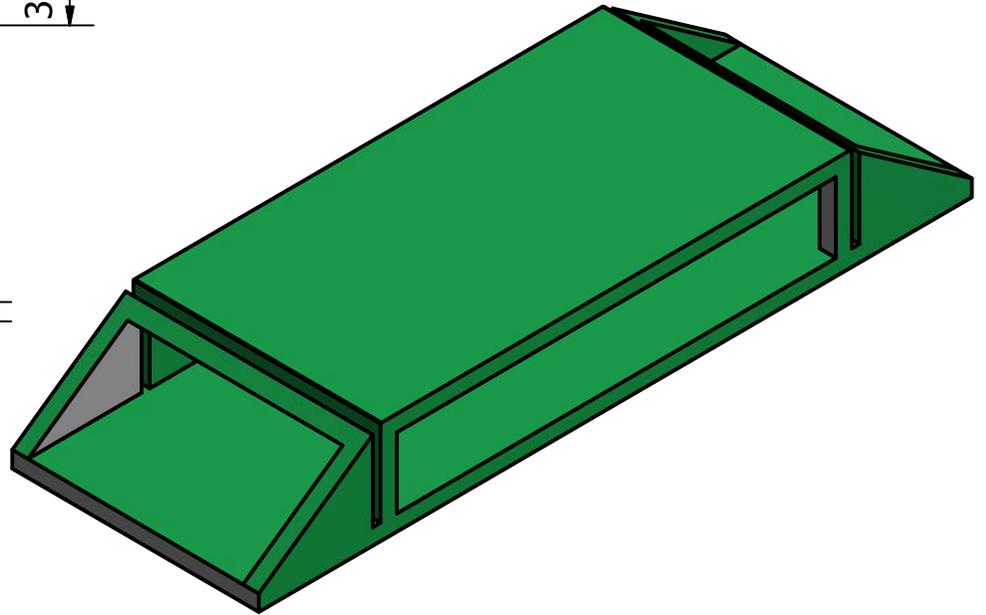
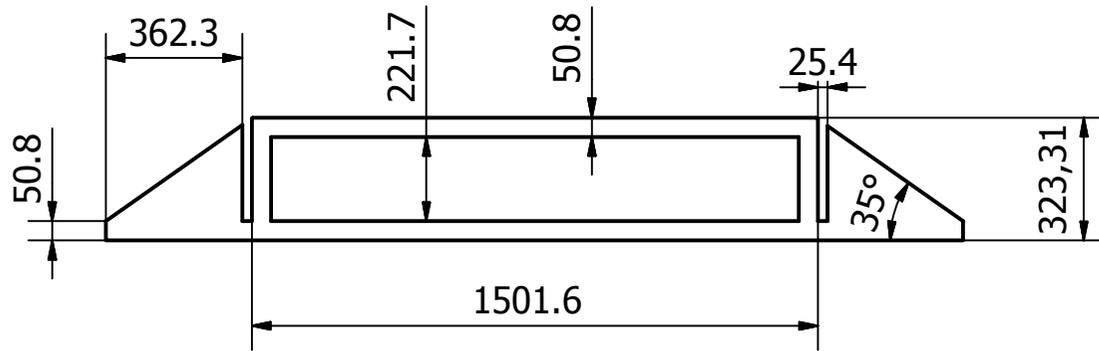


Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Banda de transportación	Edición 1	Hoja 34

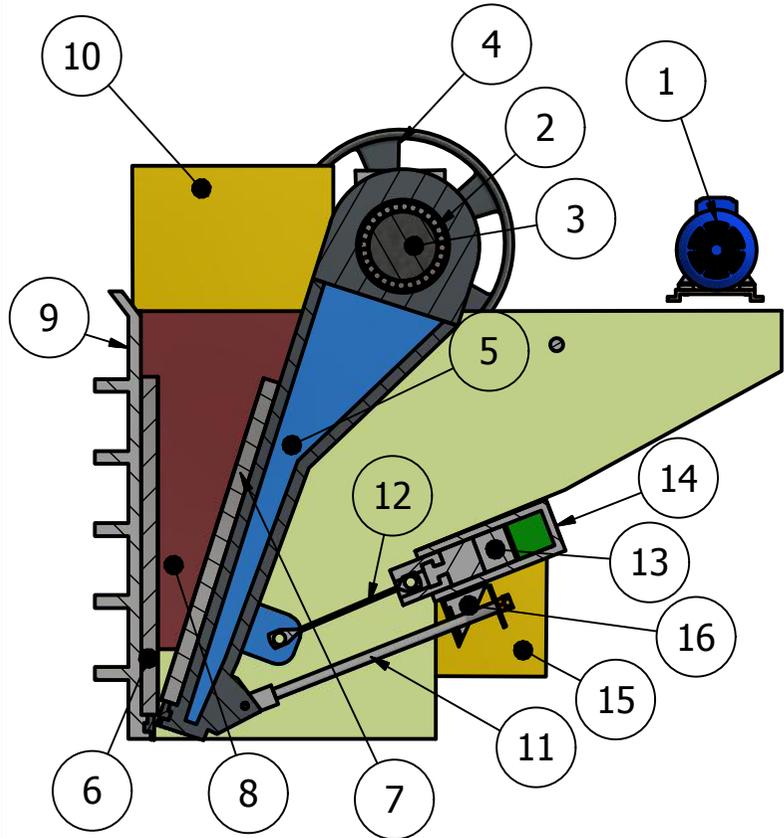
TABLA		
Número de pieza	Nombre de pieza	Descripción
1	Paredes de la bandeja de alimentación	Aumenta el volumen que puede ser ingresado al sistema
2	Chasis	Chasis con capacidad de carga de 50 TON
3	Volante de inercia	Volante de 1350mm de diametro
4	Bandeja vibratoria	Capacidad de trabajo con 300TON/Hr
5	Tolva para cernidera	Mantiene el material más pequeño
6	Motor eléctrico	Motor trifásico de 200Hp
7	Cubierta de bandas	Cubre el sistema de bandas y poleas
8	Pitman	Soporte de la mandbula movil
9	Brazo Hidráulico	MB432
10	Banda transportadora	Distribuye el material



Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	Sistema de trituración Movil	
	Sistema de trituración primaria movil	Edición 1
		Hoja 35



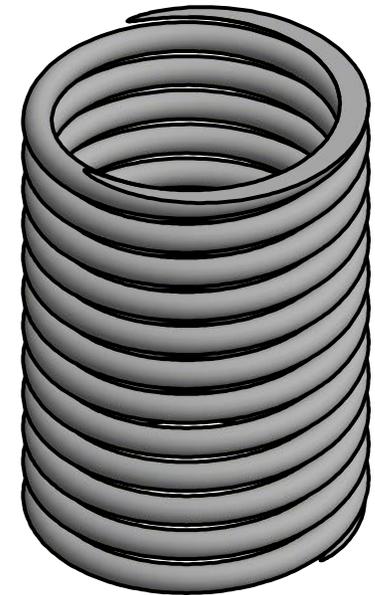
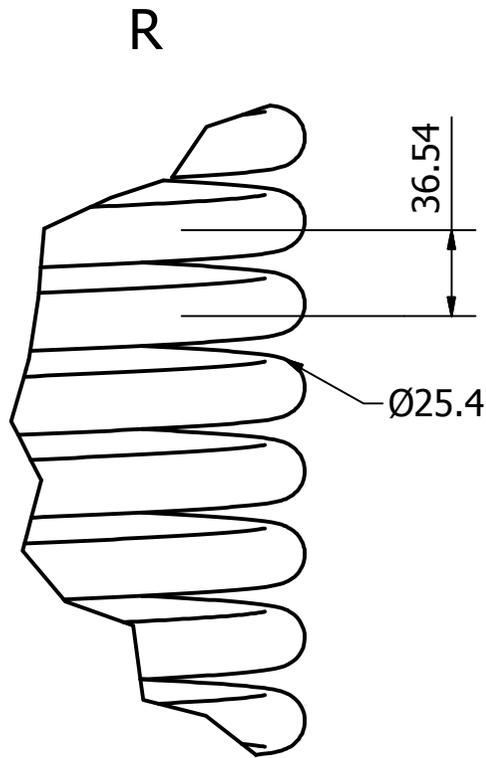
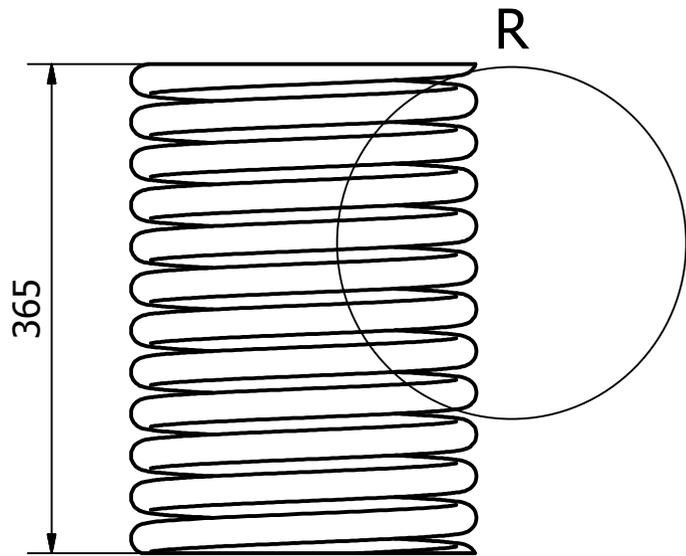
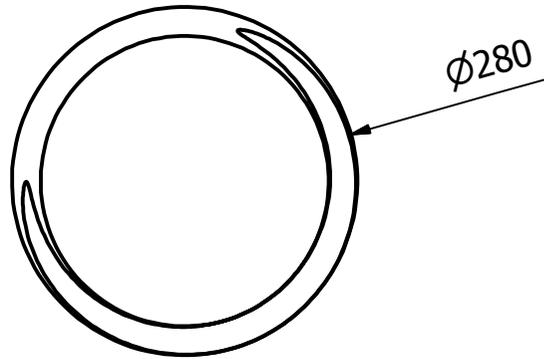
Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
		Elemento para regular salida del material	Edición 1	Hoja 36



TABLA

Número de pieza	Nombre de pieza	Descripción
1	Motor eléctrico	Motor trifásico de 200Hp
2	Rodamientos	Rodamientos tipo cilindros
3	Eje éxcentrico	Acero de transmision AISI-1018
4	Volante de inercia	Volante de 1350mm de diametro
5	Pitman	Fabricado en Acero A-36
6	Muela fija	Elaborado en fundición de hierro con 14% de manganeso
7	Muela movil	Elaborado en fundición de hierro con 14% de manganeso
8	Pared lateral de la tirturadora	Fabricado en Acero A-36
9	Pared trasnversal de la tirturadora	Fabricado en Acero A-36
10	Tolva de trituración	Fabricado en Acero A-36
11	Varilla de tensión	Acero de transmision AISI-1018
12	Placa fusible	Fabricado en Acero A-36
13	Placa de reguladora de salida material	Fabricado en Acero A-36
14	Sistema de regulacion de placas	Fabricado en Acero A-36
15	Base de la trituradora	Fabricado en Acero A-36
16	Resorte	Acero templado en frío

Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil
		Despiece de trituradora
		Edición 1
		Hoja 37



Diseño de Fernando Burbano Walther Mendoza	Revisado por ING. Jorge Marcial	Lugar y Fecha Guayaquil, 12 de febrero de 2016		
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		Sistema de trituración Movil		
Resorte de retorno		Edición 1	Hoja 38	