

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la
extracción de oro

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Gilson Wladimir Triana Ruiz

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar agradezco a Dios quien ha guiado mis pasos, siendo él mi fortaleza para seguir adelante. Agradezco a mis padres y hermana por ser ellos quienes me apoyaron a culminar otra etapa de mi vida.

A cada uno de mis maestros por haberme impartido sus conocimientos y sabiduría en las materias de su cátedra.

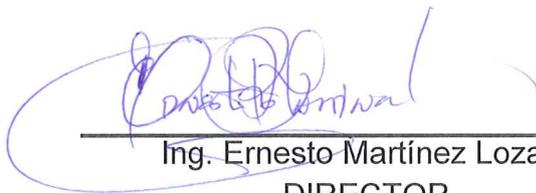
DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

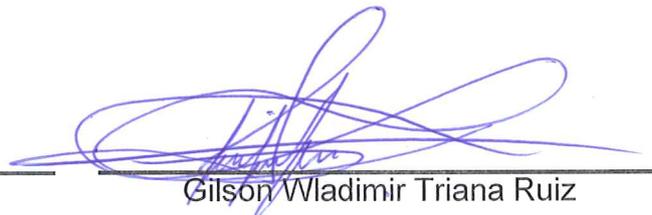
Gilson Wladimir Triana Ruiz

Ing. Ernesto Martínez Lozano.

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”.



Ing. Ernesto Martínez Lozano
DIRECTOR



Gilson Wladimir Triana Ruiz
AUTOR

RESUMEN

Los procesos de trituración y molienda son utilizados tanto en la minería como en la agricultura para reducir el tamaño de un producto con diferentes objetivos. En el caso de minerales, la extracción de oro se la realiza por métodos de separación, ya que se encuentra puro entre el cuarzo. Bajo esta circunstancia, se plantea el desarrollo del diseño de una planta de trituración y molienda para que el sistema sea más eficaz. Además, se analizó que la trituradora de mandíbula era la más adecuada para mineras artesanales, por lo cual se realizó el diseño completo de este equipo para así reducir costos.

Para el diseño de la planta de trituración y molienda se realiza los cálculos necesarios para la selección de los equipos de forma adecuada, su instalación y su dimensionamiento básico. Mientras que, para la trituradora de mandíbula, se realiza todo el diseño y se proveen los planos.

Los cálculos que se presentan son realizados en su mayor parte con la guía del libro de Shigley y los manuales de trituración Metso, para alcanzar la producción requerida. En el diseño de las bandas transportadoras se usan manuales de construcción junto con las normas ISO 3870, DIN 22101. En las tolvas se hace un cálculo análogo para deformación de placa, usando la norma brasileña NBR 8883. Las cribas se las seleccionan con el rendimiento propuesto por Metso. Para determinar las dimensiones del molino y de la trituradora cónica se usa la ecuación de Bond.

También fue necesario el uso de software de dibujo (SolidWorks), y de análisis estructural (SAP 2000, MD Solid), para realizar las correctas selecciones estructurales.

Por último, se presenta el análisis de costo de la trituradora de mandíbula ya que se realiza el diseño para su construcción completa.

Palabras clave: Diseño, trituración, molienda, cribado, dosificadoras, mineral, abrasión.

ABSTRACT

The crushing and grinding processes are used in mining and agriculture to reduce the size of a product with different purposes. In the case of minerals, the gold extraction is carried out by separation methods because of it is find concentrated pure among the quartz. Under this circumstance, the development of the design of a crushing and grinding plant is proposed to make the system more efficient. Furthermore, it was analyzed that the jaw crusher was the most suitable for artisanal mining, so a complete design of this equipment was made to reduce costs.

For the design of the crushing and grinding plant, the calculations are done for a proper selection of the equipments, how they will be installed and their basic dimensioning. While for the jaw crusher, the whole design is carried out and plans are provided.

Most of the calculations shown are done with the Shigley's book as a guide and the Metso crushing handbook to achieve the required production. In the design of the conveyor belts is used the construction manuals and the standard ISO 3870, DIN 22101. For the chute is made a similar calculation for deformation of plate with the use of the Brazilian standard NBR 8883. The sieve is selected with performance proposed by Metso. The Bond equation is used to determine the dimensions of the mill and the cone crusher.

The use of drawing software (SolidWorks) and structural analysis program (SAP 2000, MD Solid), were both necessary to carry out the correct structural choices.

Finally, the analysis of cost of the jaw crusher is presented because the design for it complete construction is needed.

Key words: design, crushing, grinding, sieve, dosing, mineral, abrasion.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS	XIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XV
ÍNDICE DE PLANOS.....	XVI
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción.....	1
1.1 Descripción del problema	1
1.2 Objetivo General.....	2
1.3 Objetivos Específicos	2
1.4 Marco teórico.....	2
1.4.1 Características de materiales a triturar	3
1.4.2 Trituración y molienda de materiales	5
1.4.3 Métodos de trituración	6
1.4.4 Otros equipos a ser considerados en el proceso de trituración	10
CAPÍTULO 2.....	13
2. Metodología del Diseño.....	13
2.1 Enfoque.....	13
2.2 Consideraciones generales del diseño.....	13
2.3 Variables y alternativas del diseño	14
2.3.1 Matriz de ponderación y decisión.....	15
2.3.2 Consideraciones de transportación y cribado.....	17
2.4 Esquema y diseño de forma preliminar	20

2.5	Diseño específico de la planta de trituración.....	24
2.5.1	Diseño de la trituradora de mandíbula.....	24
2.5.2	Cálculos de las bandas transportadoras según las normas ISO 3870, DIN 22101. 49	
2.5.3	Cálculo de tolvas.....	61
2.5.4	Selección de trituradora cónica.....	63
2.5.5	Selección de molino de bolas.	64
2.5.6	Selección de cribas.....	64
CAPÍTULO 3.....		66
3.	Resultados	66
3.1	Resultados finales.	66
3.1.1	Resultados de capacidades permisibles de la planta.	66
3.1.2	Resultados de las dimensiones de la trituradora de mandíbula.....	66
3.1.3	Volantes de inercia.	68
3.1.4	Cálculos de componentes fijos y móviles.	69
3.1.5	Bandas transportadoras.....	73
3.1.6	Tolvas	76
3.1.7	Selección de trituradora cónica.....	78
3.1.8	Selección de molino de bolas.	78
3.1.9	Selección de cribas.....	78
3.1.10	Análisis de costos.....	78
3.1.11	Cronograma de actividades de construcción.....	82
CAPÍTULO 4.....		84
4.	Discusión y Conclusiones.....	84
4.1	Conclusiones.....	85
4.2	Recomendaciones.....	86
5.	Bibliografía	88

APÉNDICE90

ABREVIATURAS

FIMCP	Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción
CEMA	Conveyor Equipment Manufacturers Association
ASTM	American Society for Testing and Material
$\frac{lbf}{ft}$	Libra fuerza sobre pie
$\frac{kg}{h}$	Kilogramo sobre hora
Min.	Minuto
$\frac{ton}{h}$	Tonelada sobre hora
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
AISI	American Iron and Steel Institute
m^2	Metro cuadrado
$\frac{ton}{m^3}$	Tonelada sobre metro cúbico
m	Metro
kW	Kilovatio
$\frac{kg}{m}$	Kilogramo sobre metro
kg	Kilogramo
$rad.$	Radianes
MPa	Mega pascal
$\frac{m}{min}$	Metro sobre minutos
$\frac{kg}{s}$	Kilogramo sobre segundos
W	Vatios
s	Segundo
$\frac{m}{s^2}$	Metro sobre segundo cuadrado
KPa	Kilo pascal
mm	Milímetro
$^{\circ}C$	Grado centígrados
K	Kelvin
$\frac{km}{h}$	Kilómetro sobre hora
m^4	Metros a la cuarta

<i>kg</i>	Kilogramo
<i>Nm</i>	Newton por metro
$\frac{rad}{s}$	Radianes sobre segundo
<i>Hp</i>	Caballos de potencia
<i>Kgf</i>	Kilogramo fuerza
<i>Lbf</i>	Libra fuerza

SIMBOLOGÍA

a	Abertura de mandíbula
s	Recorrido de mandíbula
f	Coeficiente de fricción de materiales movedizos
α	Ángulo de talud natural
n	Número de revoluciones del eje excéntrico
L	Longitud de mandíbula
γ_a	Peso específico aparente del material
μ	Coeficiente de variación de peso específico
G	Tonelada por hora
H	Altura de la muela
P_m	Potencia del motor
W_i	Índice de bond
F_S	Factor de servicio
d_{80}	Diámetro menor de roca
D_{80}	Diámetro mayor de roca
F_{eje}	Fuerza en el eje excéntrico
F_{biela}	Fuerza sobre la biela
Q	Variación de carga sobre la pantalla
x	Variación desde el eje hacia abajo
e	Excentricidad
n	Revoluciones del eje
R_Q	Reacción del bloque
R	Relación de velocidades
RPM_{motor}	Revoluciones del motor
RPM_{eje}	Revoluciones en el eje
P_c	Potencia transmitida
K	Factor de corrección de bandas
D	Diámetro polea motor
d	Diámetro de polea en el eje
E	Distancia entre centros de poleas
L_p	Longitud primitiva

flc	Factor lineal de corrección
fCA	Factor de corrección de ángulo de contacto
Pb	Potencia base
Vt	Velocidad tangencial
Pcd	Potencia corregida
Pe	Potencia estimada
n_b	Número de bandas
A_c	Ángulo de contacto
x_o	Distancia estimada
$P_{promedio}$	Potencia promedio
τ	Torque
T	Periodo
T	Tiempo de retorno
I_v	Inercia del volante
$E_{volante}$	Energía de volantes
E_{motor}	Energía del motor
$\tilde{\omega}$	Velocidad angular promedio
C_f	Coefficiente de fluctuación de velocidad angular
W	Velocidad angular
R_1	Radio mayor del volante
R_2	Radio menor del volante
L_v	Ancho del volante de inercia
ρ_a	Densidad del acero
m_v	Masa del volante
t_0	Tiempo para llegar a la velocidad de operación
F_{comp}	Fuerza de Compresión
σ_{comp}	Esfuerzo de compresión
L_{pl}	Longitud de placa
C	Distancia del eje centralidad al extremo
σ_d	Esfuerzo de diseño
I	Inercia geométrica
e	Espesor

N_s	Factor de seguridad
w	Carga distribuida
R_{eje}	Reacción en el eje excéntrico
$R_{balancin}$	Reacción del balancín
T	Torque
T_A	Torque en el punto a
F_D	Fuerza en el punto d
S_y	Esfuerzo de fluencia del material
F_A	Fuerza en el punto a
d_{eje}	Diámetro del eje
K_f	Factor de concentración de esfuerzo por fatiga dinámica
K_t	Factor de concentración de esfuerzo por irregularidad o defecto
q	Sensibilidad a la mueca
x_1	Distancia de muela fija a eje excéntrico
F_{perno}	Fuerza de apriete del perno
l_e	Longitud equivalente
E	Módulo de Young
A_t	Área de tensión efectiva
S_p	Esfuerzo de prueba
s_{ut}	Esfuerzo último a la atracción
P_{cr}	Carga crítica
K_b	Constante elástica del perno
K_c	Constante elástica de la junta
E_b	Módulo de Young del material
L	Longitud de material.
A_c	Área de contacto entre superficies
N_f	Factor de seguridad de precarga
N_s	Factor de seguridad debido a la carga
A_c	Área de contacto
$l_{a,b,c}$	Longitud de agarre del tipo de material a, c, b
d_r	Radio menor de sección de perno
$E_{a,b,c}$	Módulo de Young del material a, b y c

n_{pernos}	Número de pernos
M_{maximo}	Momento máximo flector
B	Alto de las bases
h	Altura de soldadura
L_c	Longitud del cordón
τ_s	Esfuerzo de soldadura
S_{d-ap}	Resistencia al desgaste
F_{reac}	Fuerza de reacción de los pernos
φ	Coefficiente de corrección de roca
d_{mayor}	Diámetro mayor de perno
d_{medio}	Diámetro medio de perno
d_{menor}	Diámetro menor de perno
U_c	Coefficiente de dureza del núcleo de engranes nitrurados.
α_f	Ángulo de los dientes
$T_{s'}$	Par torsión máximo de los pernos de potencia
T_{total}	Torque total
μ_0	Coefficiente de rozamiento de acuerdo al material acero
d_g	Diámetro de paso corona
d_w	Diámetro de paso sin fin
Z	Relación de velocidad (reducción)
$T_{sin\ fin}$	Torque del tornillo sin fin
H	Altura del diente
d_r	Diámetro raíz
d_k	Diámetro de cabeza
c	Ancho de la cara de la corona
d_p	Diámetro de paso primitivo
r_w	Radio primitivo
.f	Factor de corrección geométrica
f_s	Factor de carga para máquinas de impacto
L_D	Número de horas de vida útil del rodamiento
N_d	Revoluciones de operación
a	Constante del rodamiento cilíndrico

R_D	Confiabilidad
F_B	Reacción en b del eje excéntrico
T_{mph}	Tonelada métrica por hora
P_h	Potencia para cargar carga horizontalmente.
P_{cv}	Potencia para mover carga vacía
P_v	Potencia para elevar la carga.
T_e	Tensión efectiva
T_l	Tensión del lado tenso
T_u	Tensión unitaria
Q_0	Peso de banda por longitud de cargador
l_0	Longitud del tambor matriz
S_s	Momento de rigidez
M_e	Momento equivalente
M_y	Momento flector en y
M_x	Momento flector en x
V_g	Volumen de tolva de grueso
V_f	Volumen de tolva de fino
σ_p	Esfuerzo de flexión
k_1	Razón entre largo y ancho
P	Presión
t_0	Espesor de placa
δ_{max}	Deformación máxima de la placa
G	Módulo de rigidez
S	Superficie de cribado
T_P	Tonelaje teórico que debe pasar la criba.
B_0	Capacidad básica pasante
f_c	Factores de correcciones adimensionales.
f_{op}	Factor de operación adimensional

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Pasos de extracción del oro	3
Figura 1.2 Trituradora de mandíbula	7
Figura 1.3 Trituradoras cónicas	8
Figura 1.4 Trituradoras de rodillos	8
Figura 1.5 Trituradoras de martillo	9
Figura 1.6 Esquema de molino	9
Figura 1.7 Estratificación y separación en la criba	11
Figura 2.1 Diagrama de flujo funcionamiento de la planta	20
Figura 2.2 Esquema del funcionamiento de la planta	21
Figura 2.3 Metodología de diseño	23
Figura 2.4 Diseño de forma de de trituradora de mandíbula	26
Figura 2.5 Dimensiones del área de trituración.	27
Figura 2.6 Tipos de bandas a usar en función a potencia y RPM del motor	30
Figura 2.7 Especificaciones de la nomenclatura de las bandas	32
Figura 2.8 Volantes de inercia ranurado y sin ranuras	33
Figura 2.9 Celosías asumidas y su respectiva inercia y centro de gravedad	36
Figura 2.10 Eje excéntrico	37
Figura 2.11 Diagrama cortante y flector del eje excéntrico	38
Figura 2.12 Curvas de sensibilidad a la mueca	40
Figura 2.13 Factores de concentración de esfuerzo por irregularidad o defecto	40
Figura 2.14 Medidas	41
Figura 2.15 Soporte Balancín	43
Figura 2.16 Diagramas de cortante y momento flector del soporte fijo	44
Figura 2.17 Forma básica de una banda transportadora de tres rodillos.	50
Figura 2.18 Numeraciones de las respectivas bandas transportadoras.	50
Figura 2.19 Diagrama de cuerpo libre de la banda transportadora.	55
Figura 2.20 Diagrama del cortante y momento flector de la base de la banda transportadora	56
Figura 2.21 Análisis de esbeltez de la viga que soporta la banda con el respectivo gráfico de Euler.	57

Figura 2.22 Diagrama de cuerpo libre para el cálculo del eje motriz.	58
Figura 2.23 Diagrama de torsión producida por la potencia del eje.....	59
Figura 2.24 Diagrama del cortante y momento flector del eje.	60
Figura 2.25 Tolva vista en 3D dibujada en SAP 2000	63
Figura 3.1 Tolva de finos resultados de SAP 2000.....	77
Figura 3.2 Diagrama de Gantt para la construcción de trituradora	83

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Características de las rocas extraídas.....	1
Tabla 1.2 Propiedades de los materiales	4
Tabla 1.3 Escala de Mohs dureza de los minerales.	5
Tabla 2.1 Matriz de ponderación de las variables de quipos de trituración y molienda.	16
Tabla 2.2 Matriz de decisión para equipo de trituración y molienda	16
Tabla 2.3 Matriz de ponderación para bandas transportadoras	18
Tabla 2.4 Matriz de decisión para bandas trasportadoras.....	19
Tabla 2.5 Capacidades y especificación de trituradoras de mandíbula	25
Tabla 2.6 Factor de corrección en horas de operación.	30
Tabla 2.7 Inclinación y longitud de bandas.....	51
Tabla 2.8 Coeficientes de corrección (fcsr) para ángulos de bandas asumidos.....	51
Tabla 2.9 Especificaciones de las cribas para su selección.	65
Tabla 3.1 Variación de carga sobre la pantalla.....	67
Tabla 3.2 Diámetros y especificaciones del eje excéntrico.....	70
Tabla 3.3 Datos de operación de bandas transportadoras	74
Tabla 3.4 Tensión unitaria y peso por unidad de longitud.	75
Tabla 3.5 Número de rodillos-Superior-inferior.....	75
Tabla 3.6 Precios de materiales.	79
Tabla 3.7 Precios de accesorios.....	80
Tabla 3.8 Precios de construcción de las partes.	81
Tabla 3.9 Costos indirectos.	82
Tabla 3.10 Costos totales del equipo	82

ÍNDICE DE PLANOS

- Plano 1.00 Vistas de trituradora de mandíbula.
- Plano 1.01 Conjunto de mandíbula.
- Plano 1.02 Celosía fija.
- Plano 1.03 Plancha Celosía fija.
- Plano 1.04 Seguro inferior de muela.
- Plano 1.05 Seguro superior de muela.
- Plano 1.06 Celosía móvil
- Plano 1.07 Plancha Celosía fija
- Plano 1.08 Plancha Celosía móvil.
- Plano 1.09 Muelas dentadas fijas.
- Plano 1.10 Diente de muela dentada fija.
- Plano 1.11 Diente de muela dentada móvil.
- Plano 1.S1 Vistas explosionada del conjunto celosías.
- Plano 1.12 Conjunto Volantes.
- Plano 1.13 Base de bocín.
- Plano 1.14 Eje excéntrico.
- Plano 1.15 Bocín.
- Plano 1.16 Volantes de inercia polea.
- Plano 1.17 Volante de inercia liso.
- Plano 1.S2 Vista explosionada del conjunto volante.
- Plano 1.18 Pared lateral derecha.
- Plano 1.19 Pared lateral izquierda.
- Plano 1.20 Vistas de seguros y amortiguamiento.
- Plano 1.21 Soporte de balancín móvil.
- Plano 1.22 Balancín.
- Plano 1.23 Soporte balancín fijo.
- Plano 1.24 Plancha guía.
- Plano 1.25 Soporte corona.
- Plano 1.26 Base resorte delantera.
- Plano 1.27 Base resorte posterior.
- Plano 1.28 Templador resorte.
- Plano 1.S3 Vista explosionada del seguro y amortiguamiento.

- Plano 1.S4 Vista explosionada de trituradora de mandíbula.
- Plano 1.29 Tolva de gruesos.
- Plano 1.30 Tolva de finos.
- Plano 1.31 Bandas modulares.
- Plano 1.32 Bandas transportadoras.
- Plano 1.33 Trituradora cónica.
- Plano 1.34 Criba de baja frecuencia.
- Plano 1.35 Criba de alta frecuencia.
- Plano 1.36 Molino de bolas.

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

En la provincia del Azuay existen pequeñas minerías que se dedican a la explotación y extracción de minerales, especialmente oro. El método de trituración es poco eficaz.

El presente proyecto surge debido a la necesidad de optimizar el proceso, por lo cual se opta por diseñar un sistema de trituración eficaz. Por otro lado, se requiere también aumentar la capacidad de producción, ya que actualmente no se tritura rocas que contengan poca cantidad del mineral en cuestión, debido a que no compensa los costos de trituración. Por lo cual, este material es vendido, y los compradores se encargan de extraer el mineral con sistemas más eficientes para obtener ganancias.

De la extracción de rocas por las plantas existentes hasta ahora en la empresa SOMILOR S.A., se conoce los siguientes datos presentados en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1 Características de las rocas extraídas

Tipo de material	Duro con densidad promedio de 2.2 ton/m ³
Diámetro	60% < 2" y 40% > 2"
Cantidad explotada	250 T/día, solo 60% triturada
Minerales	Cuarzo, Oro, Cobre, Grafito, Pirita, Magnetita.
Abrasión	Muy abrasivo (contenido mayor a 6% de silicio)

Fuente: Elaboración propia

Se debe diseñar el sistema adecuadamente para triturar todo el material explotado, teniendo en cuenta que el mineral de oro es duro y muy abrasivo, el sistema debería ser automatizado (disminución de personal requerido para la operación).

Para minerías artesanales es importante la trituración de material hasta diámetros de 50 mm, ya que ellos no realizan la extracción en el campo sino que trasladan el material.

Mientras que para minerías que poseen todo el proceso en el campo se tiene: para que el sistema sea más eficiente se debe de reducir el tamaño del material progresivamente hasta obtener material pulverizado (65 micras). Esto implica determinar el dimensionamiento de la planta, el sistema de transporte del material, velocidades de operación y capacidades permisibles para luego escoger el tipo de trituradoras adecuadas que cumplan con estas capacidades.

1.2 Objetivo General

Diseñar una planta de trituración de rocas para extracción de oro, con capacidad de 300 toneladas diarias, obteniendo como resultado partículas de 65 micras de diámetro.

1.3 Objetivos Específicos

- Realizar el diseño de la trituradora de mandíbula.
- Determinar qué tipo de maquinaria es la más adecuada para el proceso.
- Diseñar el sistema de transportación de material “automático y retroalimentado”, con su análisis correspondiente.
- La planta debe operar 24 horas diarias y con almacenamiento de materia prima para funcionamiento hasta 48 horas.
- Seleccionar los tipos de trituradoras y molino para una obtener partículas finales de 65 micras.

1.4 Marco teórico

La minería es la explotación de minerales, excepto los de origen orgánicos, que se encuentran en la corteza terrestre. La minería se ejecuta desde hace aproximadamente 3 millones de años.

Todos los materiales que se usan hoy en día, de alguna forma, han sido extraídos en la minería, y los que no se los extrae de forma minera, son obtenidos por medio de herramientas hechas de materiales explotados en las minas. Es por eso se dice que la minería es elemental para el desarrollo de la civilización humana.

En este proyecto el mineral a extraer es el oro, que se encuentra en estado puro en la naturaleza (no combinado con otros materiales), por lo que no es necesario fundirlo. Dicho proceso de separación se realiza en tres pasos:

- a) Trituración.
- b) Separación del oro del resto de minerales.
- c) Refinación del oro (eliminar impurezas).



Figura 1.1 Pasos de extracción del oro

Fuente: Almería 2005

La trituración consiste en partir la materia sólida en trozos pequeños y solo es transformación de la materia sin alterar su naturaleza lo más homogéneo posible.

Para la separación del oro del resto del mineral es necesario que la roca sea pulverizada, el proceso de pulverizar rocas se lo conoce como molienda, el cual trabaja con choques, aplastamiento y desgaste. La refinación es para la eliminación de impurezas tales como sulfuros.

1.4.1 Características de materiales a triturar

Se pueden encontrar diferentes grupos materiales a ser explotados, tales como metales, minerales industriales, materiales de construcción, gemas, combustibles

entre otros. La probabilidad de encontrarlos puros es casi nula. Por lo general se los encuentran asociados en forma de rocas, ya que son agregados de uno o más minerales.

Guzmán define a los minerales como “un material de la corteza terrestre caracterizado por su composición química y su estructura interna” (Guzmán, 2009).

Es necesario conocer las propiedades de los minerales, ya que permite identificarlos sin necesidad de realizar análisis químicos.

En la Tabla 1.2 se muestra los parámetros de medición para determinar las propiedades de los minerales como sustancias puras.

Tabla 1.2 Propiedades de los materiales

Físicas	Mecánicas
Depende de la composición y estructura: Densidad y conductividad	Depende de la reacción a un esfuerzo. Tenacidad, fractura, dureza y exfoliación
Ópticas	Químicas
Depende de la interacción con la luz	Depende de cómo reacciona con otros compuestos químicos

Fuente: Guzmán, 2009

Las propiedades importantes para la trituración y molienda son:

DENSIDAD.- Es la relación entre la masa de un mineral y el volumen que ocupa.

Es común expresarla en g/cm^3 , Kg/m^3 o Ton/m^3 . Se consideran ligeros si tienen densidades inferiores a $2,5 \text{ g/cm}^3$, normales entre $2,5$ y 4 g/cm^3 y pesados los superiores a 4 g/cm^3 (Guzmán, 2009). Esta propiedad es fiable para determinar el tipo de mineral.

DUREZA.- Es la resistencia que ofrece la superficie de un mineral a ser rallada. Depende de la estructura, cuanto mayores sean las fuerzas de enlace, mayor

será la dureza, (Guzmán, 2009), por lo cual más resistencia tendrá el material a ser triturado. Para determinar la dureza, se realiza un rallado de manera consecutiva con 10 minerales (escala de Mohs), esto se aprecia en la Tabla 1.3 con sus respectivos rangos de dureza.

Tabla 1.3 Escala de Mohs dureza de los minerales.

Dureza	Mineral	Equivalente diario (común)	Rango de dureza
10	Diamante	Diamante sintético	Muy alta
9	Corindón	Rubí	
8	Topacio	Papel abrasivo	
7	Cuarzo	Cuchillo de acero	Alta
6	Ortoclasa / Feldespato	Cortaplumas	Media
5	Apatito	Vidrio	
4	Fluorita	Clavo de hierro	
3	Calcita	Moneda de bronce	Baja
2	Yeso	Uña del dedo	
1	Talco	Polvos de talco	

Fuente: Kirnosov, 1985

1.4.2 Trituración y molienda de materiales

De acuerdo con las características de las rocas, se conoce de forma general su comportamiento en las operaciones de trituración y molienda.

La trituración es necesaria y fundamental para los siguientes subprocesos de extracción de oro y solo se puede llegar a obtener reglajes (diámetros nominales de roca) de hasta 5 mm.

En trituración se debe tener en cuenta la tasa de reducción de material, que se define como el reglaje de entrada dividido para reglaje de salida de todo proceso de trituración como se ve en la ecuación 1.1.

$$\text{tasa de reducción} = \frac{\text{Diámetro de roca de entrada}}{\text{Diámetro de roca final}} \quad (\text{Ecuación 1,1})$$

El sistema tiene mayor eficiencia para tasas de reducción entre 2 y 15, para tasas mayores se realiza la descomposición del número en sus factores hasta que se encuentre dentro del rango mencionado, esto nos da como resultado las etapas de trituración que se mencionan a continuación.

Etapa primaria.- en esta etapa llega el material directamente explotado con gran tamaño (mayor a 250 mm diámetro.) Como producto final se obtiene trozos de 150 mm a 200mm.

Etapa Secundaria.- la salida de materia es de 50 mm a 75 mm

Etapa Terciaria.- es la etapa de trituración final cuya salida es de 12mm a 9 mm.

1.4.3 Métodos de trituración

Los métodos de trituración dependen del reglaje, tanto en la entrada como en la salida del material que se desea obtener, ya que no se puede realizar disminuciones bruscas (250mm a 9mm). Las maquinarias comúnmente utilizan dos tipos de acciones:

Acción periódica.- Actúa en forma de aplastamiento y flexión, donde una superficie permanece fija y otra superficie móvil, la superficie móvil es la que presiona la roca contra la superficie fija, esta acción tritura materiales gruesos dando como resultado materiales irregulares con aristas. Se utiliza comúnmente en etapas primarias y secundarias.

Acción continua.- actúa de forma de aplastamiento y flexión, esta última de forma dominante, la trituración se realiza por medio de dos superficies que se mueven una con respecto a la otra, sobre porciones de superficies de las mismas, dando lugar a que el material se aloje sobre la superficie libre y pueda ser triturado en el retorno (Ramírez, 2013).

Tipos de trituradoras (Industria, 2015)

Trituradoras de mandíbulas (uso común en primera etapa) de acción periódica como se puede apreciar en la Figura 1.2:

- Tipo Blade (doble efecto)
- Tipo Dalton (simple efecto)
- Tipo Lyon (excéntrica y leva)
- Tipo Dodge (abertura constante)

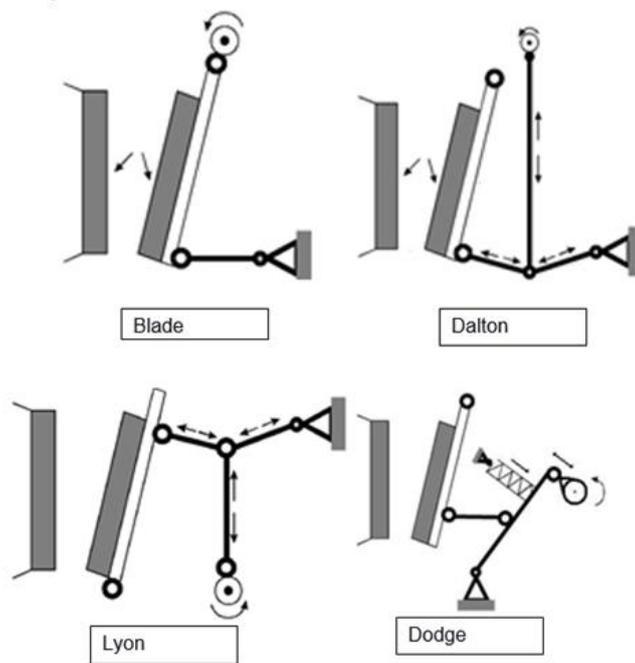


Figura 1.2 Trituradora de mandíbula

Fuente: Industria, 2015

Trituradoras cónicas (uso común en etapa primera y segunda etapa) de acción continua como se puede apreciar en la figura 1.3.

- Eje vertical y apoyo superior
- Eje vertical y apoyo inferior

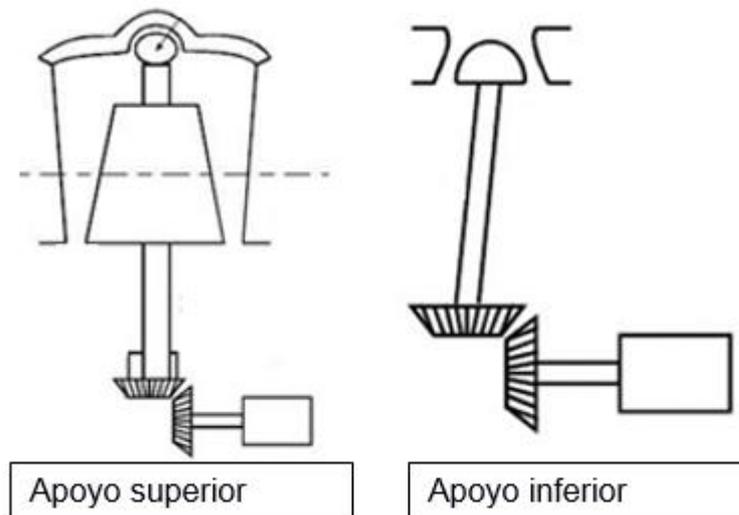


Figura 1.3 Trituradoras cónicas

Fuente: Industria, 2015

Trituradoras de cilindros (para materiales muy blandos) de acción continua como se puede apreciar en la figura 1.4.

- Apoyos fijos
- Apoyo fijo y móvil

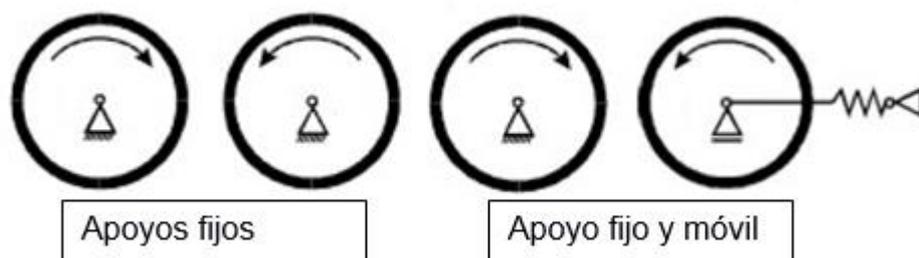


Figura 1.4 Trituradoras de rodillos

Fuente: Industria, 2015

Trituradoras de martillos percusión o impactos (mayormente usada para materiales con menos de 6% de silicio y poco abrasivos, trituración primaria y secundaria) de acción periódica como se puede apreciar en la figura 1.5.

- Trituradora de martillo de eje horizontal
- Trituradora de martillo de eje vertical

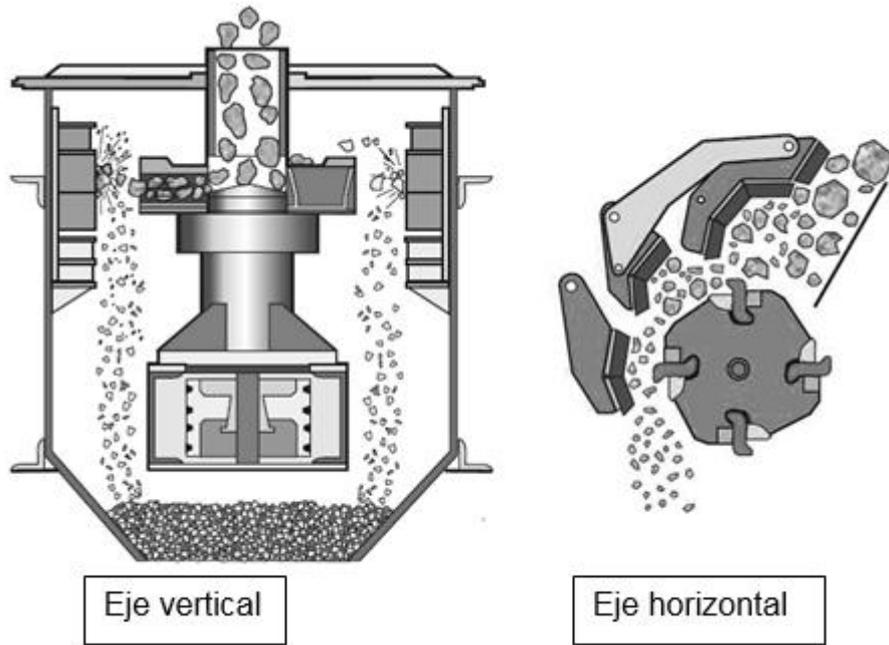


Figura 1.5 Trituradoras de martillo

Fuente: Industria, 2015

Molienda (pulverización a micras) los tipos de maquinaria a utilizar son los molinos. Estos funcionan con desgarre y aplastamiento como se puede apreciar en el la figura 1.6.

- Molino de barras
- Molinos de bola

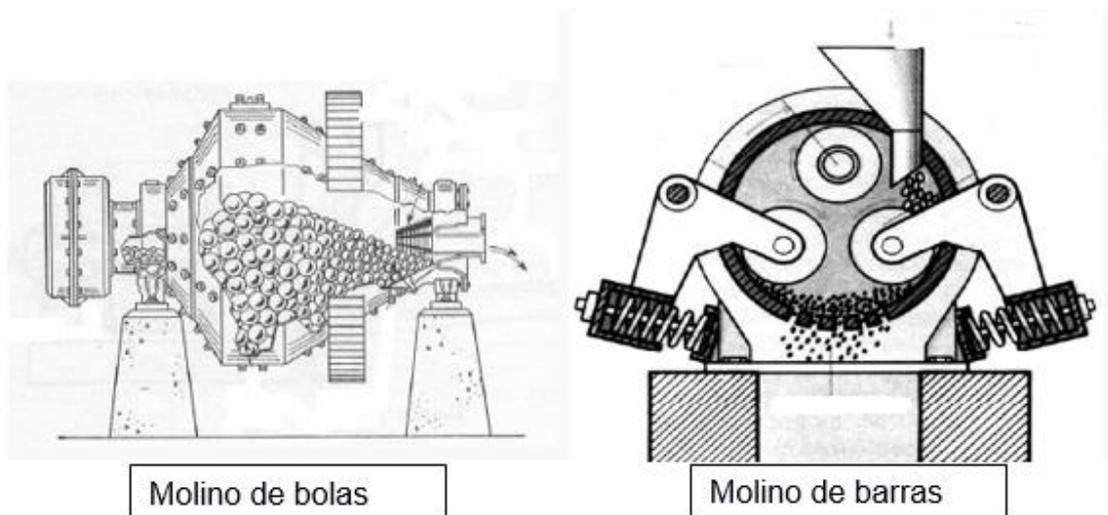


Figura 1.6 Esquema de molino

Fuente: Industria, 2015

1.4.4 Otros equipos a ser considerados en el proceso de trituración

1.4.4.1 *Dosificadores*

Para todo proceso donde se requiera la generación continua de un producto es necesario tener dosificadores de materia prima. Para la cual se diseñan tolvas de acuerdo al tipo de material que se vaya almacenar, como se puede ver en la tabla 2.1 se extraen los datos de ángulos críticos para materiales en estado estático y dinámico. Se calculan las dimensiones de las tolvas de acuerdo al volumen de control que se realiza sobre esta, y la cantidad estimada que es dosificada en un determinado tiempo.

1.4.4.2 *Transportación del material.*

Es necesario saber qué tipo de transportadores se va a utilizar con sus respectivas características, estas se definen de acuerdo al material “abrasión y densidad” (METSO, 2008)

En general en la industria agro industrial y minera se utilizan los tipos de transportadores continuos debido a que:

- Recorren largas distancias y realizan descargas en cualquier punto de su trazado
- Generan poco ruido (marcha suave y silenciosa)
- Se adaptan al terreno
- Gran capacidad de transporte

1.4.4.3 *Cribado.*

Consiste en separar por medios físicos los sólidos de diferentes tamaños. Se realiza comúnmente por cribas, estas tienen varias funciones a lo largo del proceso de trituración, la relevancia de estas dependen fundamentalmente de su ubicación:

- Separación preliminar.- Se usa antes de empezar el circuito de trituración.
- Cribado en circuito cerrado.- Usado después de la trituración primaria, suelen ser de varios pisos para extracción de algunos reglajes y los no seleccionados regresan al circuito de trituración.
- Cribado del producto.- Tiene requisitos de eficiencia bastante severos por ser el producto final.

Parámetros fundamentales que deben de tener las cribas para su correcto funcionamiento son: Longitud de carrera, amplitud de material, velocidad de rotación, aceleración, ángulo de carrera, inclinación de la superficie, velocidad de avance, longitud y anchura de la criba, factor de piso y área efectiva de cribado (METSO, 2008).

En la figura 1,7 se observa la estratificación y separación en la criba, relación de flujo a través de la criba versus la velocidad de la misma. Aquí se aprecia las secciones de la criba en tres tramos: a-b es el lado de alimentación, b-c es donde se da el mayor porcentaje de cribado y c-d separación por repetición del cribado.

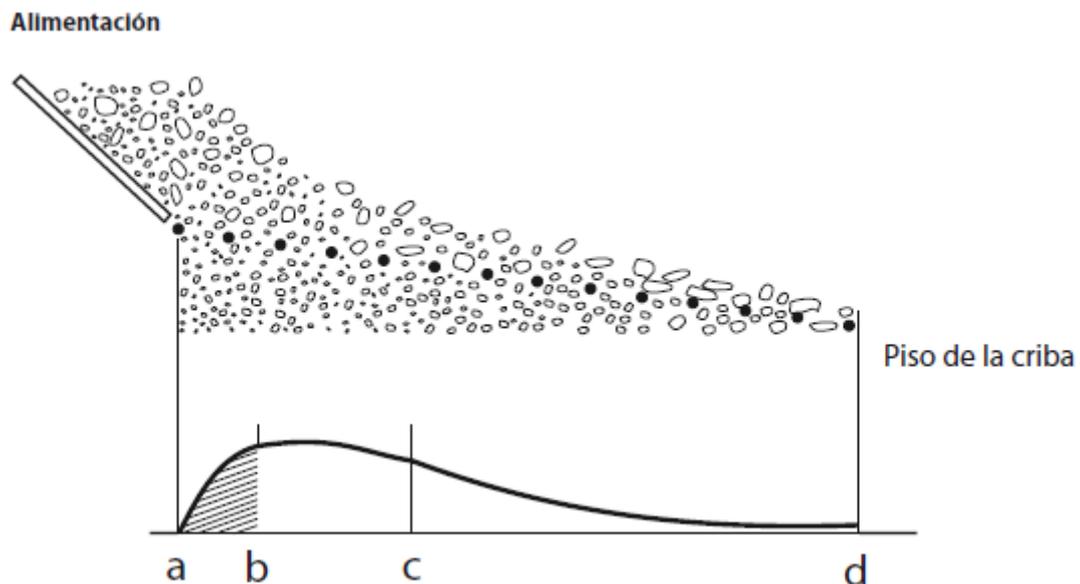


Figura 1.7 Estratificación y separación en la criba

Fuente: (METSO, 2008).

Si se tiene una buena relación entre amplitud (desplazamiento en dirección vertical) y frecuencia (rpm de la criba) entonces se obtendrá un cribado eficaz, para ello cuando el material pase a través de la criba dos partículas no deben caer al mismo tiempo sobre el mismo agujero o saltarse varias aberturas, para estas dos consideraciones se establece que entre mayor sea la granulometría mayor será la amplitud y menor la frecuencia (METSU, 2008). Según la frecuencia las cribas se clasifican en:

- Cribas de baja frecuencia (menores a 700 rpm).
- Cribas de media frecuencia (entre 700 y 1300 rpm)
- Cribas de alta frecuencia (mayores a 1300 rpm)

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

2.1 Enfoque

Con los conceptos establecidos en el capítulo anterior, el diseño de la planta debe responder a la demanda de producción establecida en función de la materia prima (dureza y abrasión), para obtener un buen rendimiento.

De acuerdo a la capacidad y etapa de trituración, existe una variedad de máquinas trituradoras, las cuales se deben seleccionar adecuadamente para llegar al proceso óptimo basándose en los objetivos planteados, teniendo en cuenta el modo de adquisición de la maquinaria, costos, duración del proyecto y eficiencia, entre otros.

Se plantean los siguientes requerimientos para un correcto diseño para el proceso de trituración y molienda:

- Tipo de trituradora de mandíbula a diseñar
- Etapas de trituración y su correspondiente trituradora.
- El espacio que ocupa la planta.
- Tipos de transportadores para el material (rocas).
- El almacenamiento de materia prima para que la planta opere 48 horas en caso de que haya averías en los sistemas de extracción de rocas.

2.2 Consideraciones generales del diseño

Del proceso de trituración, se asume un reglaje de salida de 9 mm ya que esa medida se encuentra en el rango de entrada para el proceso de molienda (Industria, 2015). Dado que se tiene un reglaje de entrada de 250 mm, se procede a aplicar la ecuación 1, que indica que la tasa de reducción es de aproximadamente 28. Este número se descompone en sus factores 4 y 7. Ya que la tasa de reducción de

material no debe ser mayor a 15, estos dos factores indican que el proceso de trituración tiene dos etapas.

Entonces, el diseño de la planta debe contar con los siguientes elementos:

1. Trituración.
 - 1.1. Etapa Primaria
 - 1.2. Etapa secundaria.
2. Molienda
 - 2.1. Fina
3. Transportación de material continuo
4. Cribas
5. Dosificadores.

2.3 Variables y alternativas del diseño

Se debe considerar las alternativas y escoger la mejor opción de maquinaria para cada una de las etapas de trituración y molienda. Para esto, se compara un equipo con otro; por lo tanto, se debe realizar una matriz de decisión teniendo en cuenta los conceptos y descripciones de los equipos explicados en el marco teórico.

Las variables generales que se deciden tomar en cuenta para todos los equipos son:

1. Costos de adquisición y mantenimiento.
2. Resistencia para trabajar con materiales abrasivos.
3. Dimensionamiento y capacidad.

Para cada equipo a seleccionar aparecerán otras variables específicas a considerar, tales como tasa de reducción, homogeneidad y ángulos de operación, entre otros.

2.3.1 Matriz de ponderación y decisión

Se ha definido que la planta trabaja con etapa de trituración (primaria y secundaria), molienda, sistema de transportación continuo, cribado, y dosificadores.

En la tabla 2.1 se realiza la matriz de ponderación de las variables consideradas para el diseño de trituración y molienda. Este método consiste en ver que tanto peso (calificación) se le da a una alternativa de acuerdo a las otras.

Los criterios que se tomaron en cuenta fueron los siguientes

Trituración de materiales abrasivos: este es el parámetro de mayor relevancia debido a que las rocas son muy abrasivas por ende el desgaste de las piezas mecánicas será mayor.

Costos de adquisición y mantenimiento: es necesario que los costos de mantenimiento no sean elevados para obtener mayores ganancias.

Homogeneidad del material de salida: para que el sistema sea eficiente es necesario que el reglaje de salida no tenga una desviación estándar elevada.

Tasa de reducción: es importante que la tasa de reducción en estas maquinarias sea elevada para obtener menores etapas de trituración y reducir costos.

Tabla 2.1 Matriz de ponderación de las variables de quipos de trituración y molienda.

	Trituración de materiales abrasivos	Costo de adquisición y mantenimiento	Homogeneidad del material de salida	Tasa de reducción	Total	Ponderación (%)
Trituración de materiales abrasivos		5	0,5	3	8,5	40
Costo de adquisición y mantenimiento	0,2		3	2	5,2	25
Homogeneidad del material de salida	0,5	0,33		4	4,83	21
Tasa de reducción	0,33	2	0,25		2,58	14
Total					21,12	100

Fuente: Elaboración propia

De la tabla anterior se obtienen los porcentajes con los que se va a calificar cada una de las alternativas de la tabla 2.2 (matriz de decisión), para finalmente seleccionar la opción de mayor porcentaje.

Tabla 2.2 Matriz de decisión para equipo de trituración y molienda

	Trituradoras				Molienda	
	Mandíbulas	Cónicas	Cilindros	Martillos y percusión	Bolas	Barras
Trituración de materiales abrasivos (45)	35	35	5	10	38	38
Costo de adquisición y mantenimiento (25)	20	15	20	20	15	10
Homogeneidad del material de salida (21)	14	16	17	18	20	17
Tasa de reducción (14)	10	12	14	14	10	10
Total	79	78	56	62	83	75

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a la matriz de decisión, los equipos con mayor ponderación son:

1. Trituradoras de mandíbulas y cónicas.

2. Molinos de bolas.

Las trituradoras de mandíbulas y cónicas tienen una alta puntuación para trabajar con materiales abrasivos y en su ponderación total presentan valores similares. Sabiendo que se tienen dos etapas de trituración se analizó y decidió escoger las dos debido a que la trituradora de mandíbula es más eficiente para materiales mayores a 200 mm y su costo de adquisición es tres veces menor que la cónica por lo tanto se la coloca en la etapa primaria. La trituradora cónica se instala en la segunda etapa debido a que es más eficiente y tiene mejor homogeneidad.

El molino que tuvo mayor porcentaje fue el de bolas, por su alta eficiencia y menor costo de mantenimiento (Ramírez, 2013).

Entre las tres maquinarias seleccionadas se encuentra la trituradora de mandíbulas que es la que se va a diseñar como objetivo de este proyecto para reducir más su costo de adquisición.

2.3.2 Consideraciones de transportación y cribado.

2.3.2.1 Selección de transportadores.

En los sistemas de trituración, se usa un sistema de alimentación continua de bandas transportadoras. En la tabla 2.3 (matriz de ponderación) se muestran las variables a considerar para bandas transportadoras,

Los criterios que se tomaron en cuenta son:

Transportación de materiales abrasivos: se ponderó con el mismo criterio de trituración de materiales abrasivos (tablas 2.2).

Costos de instalación y mantenimiento: la instalación de una banda transportadora es de suma importancia por lo flexible que esta debe ser sin que los costos de mantenimientos sean elevados.

Ángulos críticos de trabajo: para cada tipo de material con el que se fabrica la cinta y material a transportar hay ángulos de operación, si este ángulo es elevado menor longitud de banda transportadora necesitará para transportar un material a una altura determinada.

Dimensionamiento y capacidad: de acuerdo al tipo de banda transportadora se puede necesitar que sea más ancha o más accesorios para transportar la misma cantidad de material que otra banda transportadora.

Tabla 2.3 Matriz de ponderación para bandas transportadoras

	Transportación de materiales abrasivos	Costo de Instalación y mantenimiento	Ángulos críticos de trabajo	Dimensionamiento y capacidad	Total	Ponderación %
Transportación de materiales abrasivos		5	0,5	3	8,5	40
Costo de instalación y mantenimiento	0,2		3	2	5,2	25
Ángulos críticos de trabajo	0,5	0,33		4	4,83	23
Dimensionamiento y capacidad	0,33	2	0,25		2,58	12
Total					21,12	100

Fuente: Elaboración propia.

De la tabla anterior salen los porcentajes que se usan para calificar en la tabla 2.4 (matriz de decisión) y luego escoger la alternativa con mayor porcentaje.

Tabla 2.4 Matriz de decisión para bandas transportadoras

	Caucho	Modulare	Con Malla Reforzada	Plástica con refuerzos de mallas	Termoplástica	Teflón
transportación de materiales abrasivos	38	40	30	20	5	10
Costo de Instalación y mantenimiento	22	15	18	20	20	12
Ángulos críticos de trabajo	17	16	16	18	17	15
Dimensionamiento y capacidad	15	13	14	15	15	10
Total Ponderado	92	87	78	73	57	47

Fuente: Elaboración propia.

Las bandas transportadoras con mayor puntuación fueron las de caucho y las modulares debido a su óptima capacidad de trabajo con materiales muy abrasivos. Por lo cual se escogen las dos, las modulares debido a que son usadas en dosificaciones primarias debido a que el mineral es muy grueso (mayor a 200mm) esto conlleva a soportar fricciones elevadas entre la banda y la tolva. Por otro lado las bandas de caucho son eficaces en dosificación con material fino (menor a 15 mm) y transporte de material, por lo cual se las escoge para dosificar la molienda y trasportar el material entre etapas.

2.3.2.2 **Selección de criba**

Se escogió las de tipo vibratoria de baja frecuencia con ángulo de inclinación de 8° para la etapa primaria, porque son las apropiadas para el manejo de material grueso. Para la etapa secundaria, se escogió una criba de alta frecuencia porque ocupaba menos espacio, y es más eficiente trabajando con material con granulometría menor a 10 mm.

2.4 Esquema y diseño de forma preliminar

Una vez establecidas las condiciones de la planta y todas las alternativas propuestas en la matriz de decisión, con su respectiva ponderación y selección, se presenta en la figura 2.1 el diagrama de flujo a seguir para cumplir con los objetivos de la planta de trituración y molienda.

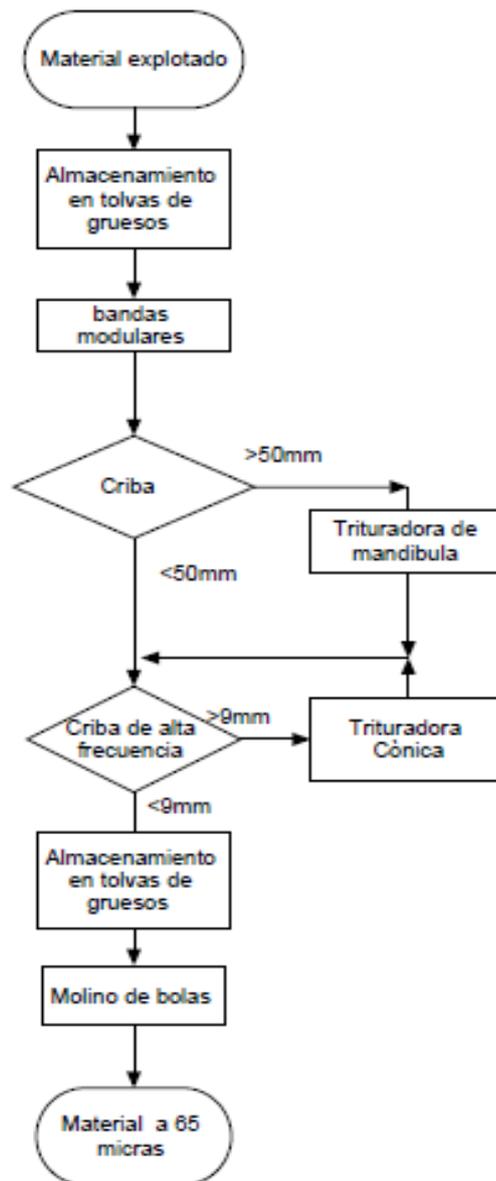


Figura 2.1 Diagrama de flujo funcionamiento de la planta

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a lo planteado en el capítulo 1, para la granulometría y cantidad de material triturado, se escogieron los siguientes elementos que debe tener la planta de trituración:

- Trituradora de mandíbula.
- Trituradora cónica.
- Criba de baja frecuencia.
- Criba de alta frecuencia.
- Tolvas de dosificación para la trituración.
- Tolvas de dosificación para la molienda.
- Bandas transportadoras.
- Bandas modulares.

En la figura 2.2 se presenta el esquema del funcionamiento de la planta de trituración con cada uno de los elementos.

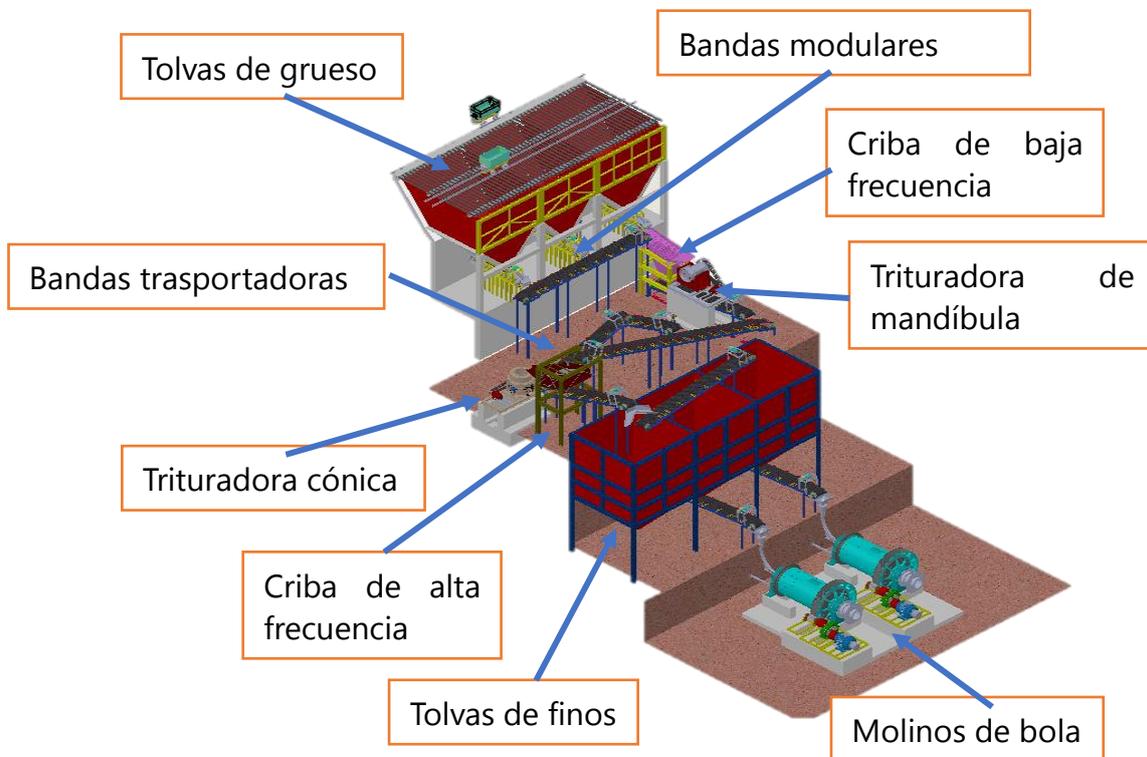


Figura 2.2 Esquema del funcionamiento de la planta

Fuente: Elaboración propia.

Por consiguiente, se presenta la metodología de diseño de la planta de trituración y molienda (Figura 2.3). La parte que se señalada de azul es el diseño específico de la trituradora de mandíbulas.

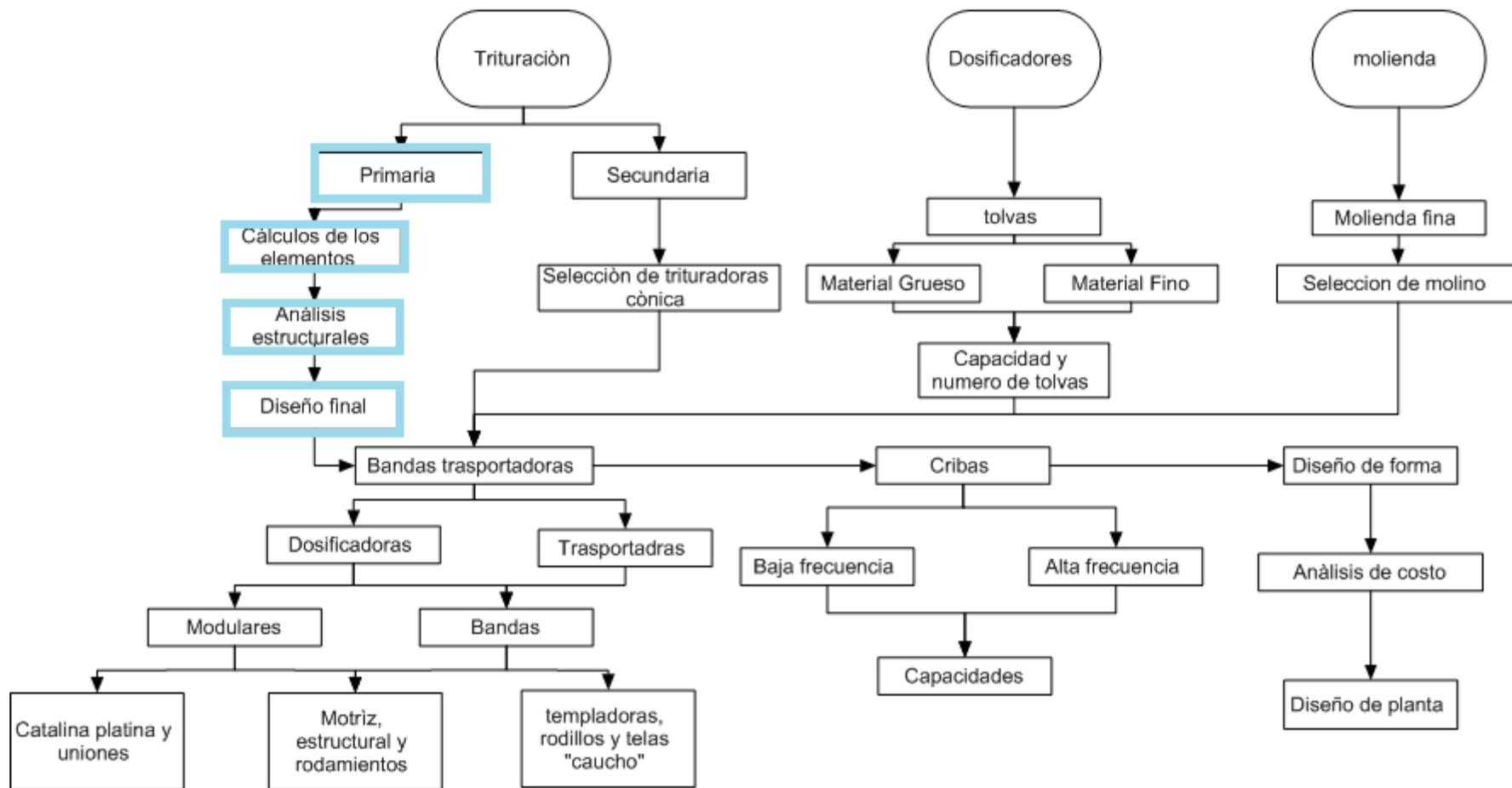


Figura 2.3 Metodología de diseño

Fuente Elaboración propia

2.5 Diseño específico de la planta de trituración.

Se deben tener en cuenta las capacidades que se asumieron en el esquema uno (figura 2.2), esas capacidades se asumieron debido a que se va a triturar 300 toneladas en 8 horas por cuestiones de energía eléctrica. Se consideran las dimensiones disponibles del terreno donde se va a instalar la planta para luego decidir qué altura debe tener cada elemento.

Capacidad a explotar de la mina

Todos los cálculos que se van a mostrar es para una capacidad de 40 T/h en el sistema de transportación por lo ya mencionado en el capítulo 1.

Los mineros trabajan explotando la mina dos jornadas de 6 horas diarias.

$$\text{Cantidad explotada para cubrir la demanda} = \frac{600 \frac{T}{d}}{12h} = \frac{50Ton}{h}$$

Es la cantidad aproximada que deben de explotar diariamente.

El tonelaje posible a llenar: 300 T por tolva de fino, entonces para dos tolvas 600 Toneladas

$$\text{Capacidad del sistema de bandas} = \frac{600 T}{24 h} = 25 \frac{Ton}{h}$$

2.5.1 Diseño de la trituradora de mandíbula

En la tabla 2.4 se presentan las dimensiones con las que se debe diseñar la trituradora de mandíbula según el tonelaje y reglaje de roca.

Tabla 2.5 Capacidades y especificación de trituradoras de mandíbula

Tamaño de trituradora	10x16		11x21		10x30		12x36		15x24		15x38		20x36		25x40		30x42		42x48	
Capacidad de descarga (Tn/h)	Duro	Blando																		
Abertura de cierre																				
1/2"	4	6	5	7																
3/4"	6	8	7	10	13	20	18	27												
1"	8	11	9	13	17	25	22	33	17	25										
1 1/2"	10	15	15	20	23	24	29	43	25	35	38	57								
2"	14	20	19	26	29	43	36	54	30	45	48	72	45	85						
2 1/2"	17	25	22	33	35	52	43	65	37	55	57	86	58	105						
3"							50	75	43	65	67	100	70	125	110	180				
3 1/2"											76	114	80	145	125	210	140	220		
4"													90	165	140	225	160	240		
5"													115	200	170	270	190	285	300	450
6"													140	240	200	320	220	330	333	500
7"													165	280	225	375	260	380	366	550
8"															260	430	300	480	406	610
9"																			467	670
10"																			480	720
11"																			520	780
12"																			560	840

Fuente: Nicolini, 1998

La trituradora de mandíbula que se ajusta a los requerimientos del esquema Figura 2.3 es la de 10"X21", estos dos valores nos indican la longitud y el ancho de la entrada de material a triturar. En la primera columna nos indica la abertura de cierre que es el valor máximo de abertura entre las dos mandíbulas y con estos valores se diseña. Se presenta en la Figura 2.4 las partes principales de la trituradora

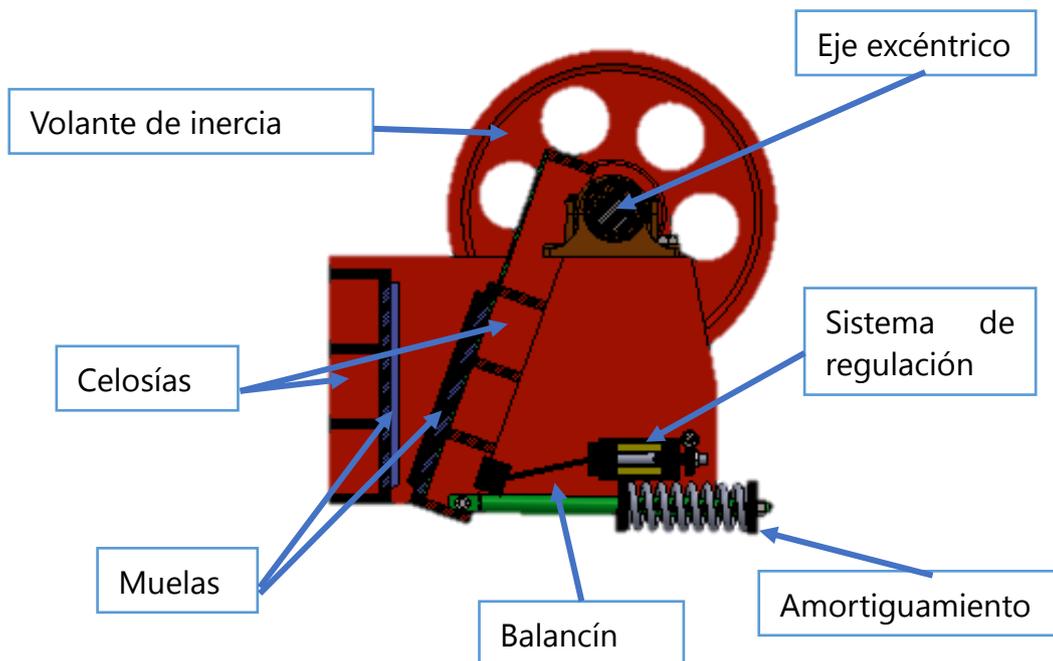


Figura 2.4 Diseño de forma de de trituradora de mandíbula

Fuente Elaboración propia

Dimensiones de la trituradora de mandíbula.

Se procede a calcular las dimensiones de la trituradora de mandíbula, como se puede apreciar en la Figura 2,5.

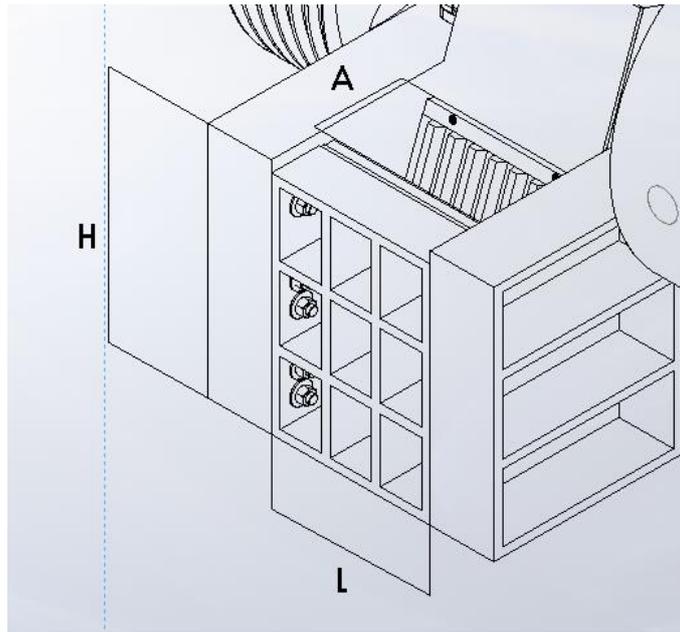


Figura 2.5 Dimensiones del área de trituración.

Fuente Elaboración propia

El ancho de la entrada se la toma de un 10% a 20% del reglaje de entrada.

$$A = (1,15 \text{ a } 1,2) d_{\max} \quad (\text{Ecuación 2,1})$$

El recorrido de mandíbula móvil se asume un valor de $s=20$ mm.

El ángulo de sujeción debe seguir la siguiente inecuación.

$$\alpha \leq 2 \arctan f \quad (\text{Ecuación 2,2})$$

Donde f es el coeficiente de fricción del material se lo obtienes del APÉNDICE B

Se calcula el número de revoluciones del eje excéntrico mediante la ecuación.

$$n = 66,5 \sqrt{\frac{tg \alpha}{s}} \text{ rev/min} \quad (\text{Ecuación 2,3})$$

La longitud de la mandíbula se la obtiene por la ecuación.

$$L = \frac{G \operatorname{tg} \alpha}{60 \mu \gamma_a n s d_f} \quad (\text{Ecuación 2,4})$$

Cada parámetro se define por

γ_a = Peso específico aparente del material 1,8 T/m³

μ = Coeficiente de variación de peso específico 0,6

$G = T/h = 20$

El parámetro que falta para definir las dimensiones de titulación es la altura que está definida por.

$$H = \frac{A-e}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (\text{Ecuación 2,5})$$

Las dimensiones redondeadas son:

$N=284$ rpm

$L=460$ mm

$H=690$ mm

$A=300$ mm

Potencia del motor

Con la ecuación de bond se procede a calcular la potencia del motor a utilizar en la trituradora

$$P_m = 10 * W_i \left(\frac{1}{\sqrt{d_{80}}} - \frac{1}{\sqrt{D_{80}}} \right) * G * F_S \quad (\text{Ecuación 2,6})$$

El factor de servicio para trituradoras de mandíbulas es de 2.

Se procede ir a la tabla APENDICE C y escoger el motor

Para obtener cuál es la transmisión de carga al eje excéntrico se usa la siguiente ecuación.

$$F_{eje} = \frac{9,55P_{motor}}{e*n} \quad (\text{Ecuación 2,7})$$

Con la cual se puede sacar la fuerza máxima sobre la biela

$$F_{biela} = \frac{F_{eje}}{2\text{sen}\alpha} \quad (\text{Ecuación 2,8})$$

Con este parámetro se define la siguiente ecuación que es la variación de carga sobre la pantalla.

$$Q = F_{biela} \frac{H}{x} \quad (\text{Ecuación 2,9})$$

Selección de bandas y poleas

Del motor de 30 hp se calcula los requerimientos para las bandas y poleas a usarse para la transmisión de potencia.

Se define la potencia transmitida con la ecuación

$$P_c = P_{motor} * K \quad (\text{Ecuación 2,10})$$

K Es el factor de corrección de la potencia de acuerdo a la Tabla 2,6 en las horas de operación.

Tabla 2.6 Factor de corrección en horas de operación.

Máquinas motrices	Motores eléctricos cd = 2 cn Motores térmicos multicilindros > 600 rpm			Motores eléctricos c maxi > 2 cn Monocilindro < 600 rpm		
	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d
<i>Cargas uniformes ligeras:</i> Agitadores para líquidos, bombas y compresores centrifugos-ventiladores hasta 7,5 Kw Pequeños transportadores	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
<i>Cargas uniformes medias:</i> Transportadores de cinta (arena, grano) Ventiladores superiores 7,5 Kw Generadores-alternadores, máquinas herramientas Maquinaria artes gráficas, prensas, cizallas, lavadoras, bombas rotativas.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
<i>Cargas irregulares con sobrecargas:</i> Maquinaria para ladrillos y cerámica Elevadores con canchilones. Compresores y bombas de pistones. Maquinaria papel. Pulverizadores, Maquinaria textil.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<i>Cargas irregulares y sobrecargas importantes:</i> Molinos, machacadoras, laminadoras, calandras mezcladoras. Gruas, dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8
Cargas muy irregulares y grandes sobrecargas.	2	2	2	2	2	2

Fuente: (Ingemecánica, 2016)

$$P_c = 30Hp \times 1,2 = 36Hp$$

Con la potencia transmitida y las revoluciones del motor se escoge el tipo de banda en la Figura 2,6

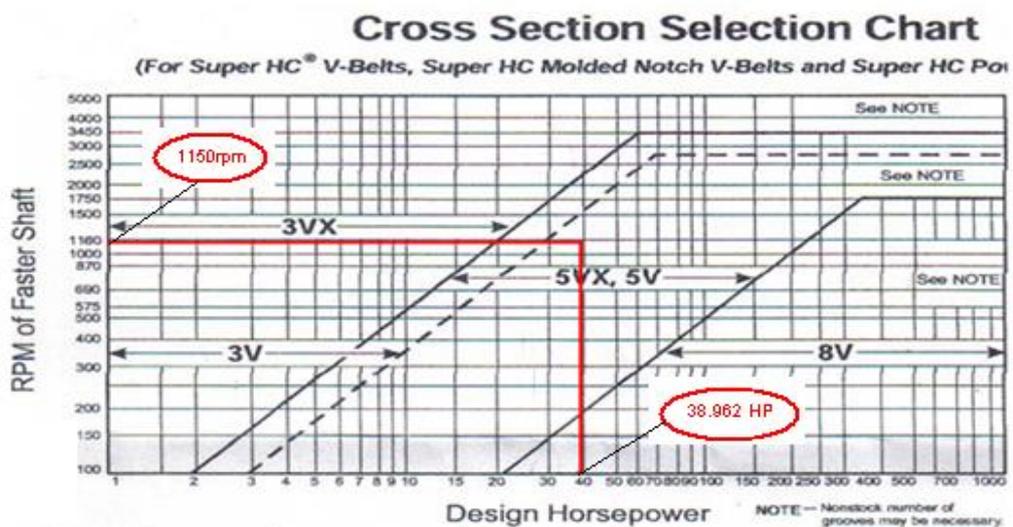


Figura 2.6 Tipos de bandas a usar en función a potencia y RPM del motor

Fuente: (Ingemecánica, 2016)

La banda a escoger son las de tipo 5V

Se debe saber la relación de velocidad para escoger las poleas.

$$R = \frac{RPM_{motor}}{RPM_{eje}} \quad (\text{Ecuación 2,11})$$

Se asume el diámetro de la polea motor de 284mm para obtener un diámetro de polea del eje de 1200mm.

Se estima la distancia entre centros de las poleas para su correcto funcionamiento mediante la ecuación.

$$E \geq \frac{(z+1).d}{2} + d \quad (\text{Ecuación 2,12})$$

Se debe cumplir que la velocidad de la banda debe tener una velocidad tangencial menor a 30 m/seg por lo cual se la calcula con la siguiente ecuación

$$Vt = \frac{\pi d N}{60 \cdot 1000} \quad (\text{Ecuación 2,13})$$

La longitud primitiva de las bandas está dada por la ecuación

$$Lp = 2E + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D-d)^2}{4E} \quad (\text{Ecuación 2,14})$$

Con la longitud primitiva se extrae de la tabla APÉNDICE D el factor lineal de corrección

Se requiere el ángulo de contacto dado por la ecuación:

$$A_c = 180^\circ - 57 \frac{(D-d)}{E} \quad (\text{Ecuación 2,15})$$

Con el ángulo de contacto se extrae el factor de corrección de ángulo de contacto de la tabla APÉNDICE E

Angulo de contacto 127° $f_{CA} = 0,85$

Se debe tener el valor de la potencia base para cada polea el cual se lo obtiene de la tabla APÉNDICE F

$$P_b(1200rpm), (180in) = 5,30hp + 0,53hp = 5,83 hp$$

Se calcula la potencia efectiva que cada banda puede soportar para luego sacar el número de bandas con las ecuaciones.

$$P_e = P_b * F_{cl} * F_{CA} \quad (\text{Ecuación 2,16})$$

$$n_b = P_{motor} / P_c \quad (\text{Ecuación 2,17})$$

Selección de poleas de transmisión

Con los datos de relación de velocidad se escoge en la tabla APÉNDICE G las poleas para que la variación de velocidad sea mínima.

Polea motor 6.5v.11, 80E, peso 19,55 kg

Polea eje 6.5v.50.00M, peso 176,36kg

En la Figura 2.7 se explica cada uno de los símbolos de las poleas.

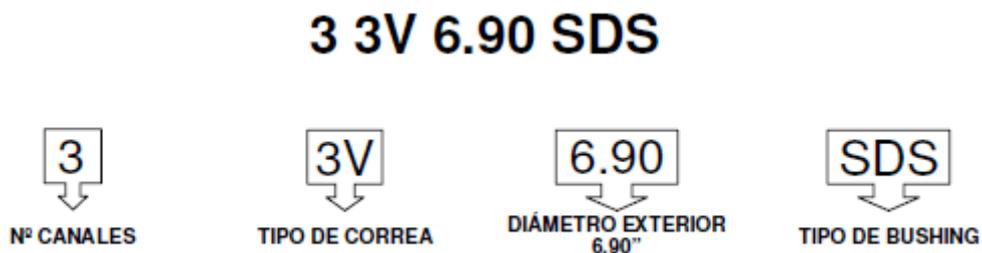


Figura 2.7 Especificaciones de la nomenclatura de las bandas

Fuente: DUCASSE Catálogo general de poleas

Cálculo del volante de inercia

El volante de inercia es necesario en las máquinas periódicas ya que existen tiempos donde no se ejecuta trabajo y ese tiempo puede ser usado para almacenar energía en dichos volantes, para que la variación de la velocidad angular no supere el 10% y se produzcan reacciones bruscas que puedan torcer el eje (León, 2002).

Se asume dos volantes de inercia de cada lado del eje, con la carga calculada de reacción de la roca a una distancia de 200 mm nos va a producir el torque sobre el eje, el cual tiene que ser vencido por el torque del volante y el motor. Como se puede apreciar en la Figura 2,8.

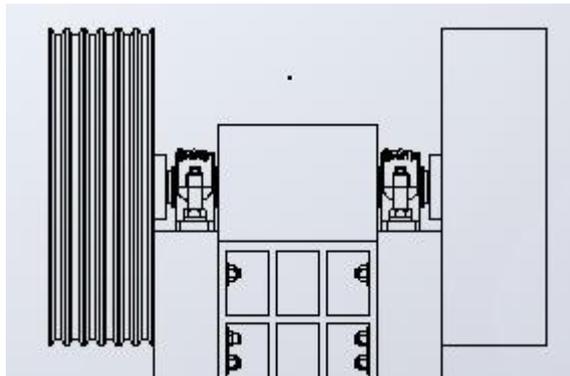


Figura 2.8 Volantes de inercia ranurado y sin ranuras

Fuente: Elaboración propia.

Se sabe que el torque a vencer esta dado por:

$$\tau = Qx \quad (\text{Ecuación 2,18})$$

El eje gira a 284 rpm y su periodo es de 0,212seg. La mitad de este tiempo realiza trabajo y la otra mitad retorna en ese tiempo se debe almacenar energía en el volante de inercia.

Se procede a calcular la potencia promedio necesaria mediante la ecuación:

$$P_{promedio} = \frac{\tau}{T} \quad (\text{Ecuación 2,19})$$

Se calcula la energía que almacenarán los volantes durante los tiempos de retorno.

$$E_{volante} = \tau - P_{promedio} * t \quad (\text{Ecuación 2,20})$$

Se calcula la inercia del volante con la siguiente ecuación.

$$I_v = \frac{E_{volante}}{C_f \tilde{\omega}^2} \quad (\text{Ecuación 2,21})$$

La inercia obtenida se la divide para dos debido a que se va colocar un volante en cada lado del eje.

La ecuación de velocidad media está en función del coeficiente de fluctuación de velocidad angular que para el caso de maquinaria periódica es de 0,2 (león, 2002).

$$\tilde{\omega} = \frac{\left(1 + \frac{C_f}{2}\right)}{2} \omega + \frac{\left(1 - \frac{C_f}{2}\right)}{2} \omega \quad (\text{Ecuación 2,22})$$

Se realizan los cálculos y dimensionamiento de los volantes de inercia, con la ecuación 2,23 se obtiene el valor de R_2 , donde se estima que la mayor cantidad de masa se encuentra en las paredes. Entonces se calcula como cilindro hueco.

$$R_2 = \sqrt[4]{R_1^4 - \frac{2I_v}{\rho\pi L_v}} \quad (\text{Ecuación 2,23})$$

De la ecuación 2,24 se estima la masa del volante de inercia mínima, y se compara con la masa que tiene la polea.

$$m_v = \frac{2I_v}{R_1^2 + R_2^2} \quad (\text{Ecuación 2,24})$$

La masa de la polea seleccionada no genera suficiente inercia por lo cual se realiza el volante de inercia con las ranura para alojar la bandas.

Se realiza la estimación del tiempo en que la maquina llega a la velocidad de operación.

$$t = \frac{I_v W^2}{P_{motor}} \quad (\text{Ecuación 2,25})$$

Cálculo de componentes fijos y móviles

El esfuerzo de compresión para rocas de minerales de oro oscila entre 40 y 50 $\frac{kgf}{m^2}$ (METSO, 2008), se va asumir un valor de 47 $\frac{kgf}{m^2}$ para calcular la fuerza de compresión sobre un 60 % de la pantalla.

$$F_{comp} = \sigma_{comp}(L * H) * 0,6 \quad (\text{Ecuación 2,26})$$

Esta fuerza se la distribuye sobre toda la pantalla.

$$w = \frac{F_{comp}}{L_{pantalla}} \quad (\text{Ecuación 2,27})$$

Debido a que el espesor de placa sale muy elevado se realiza un arreglo de placa base con celosías, la inercia y la distancia al centro de gravedad se la obtiene mediante el programa SolidWorks esto se puede observar en la Figura 2,9

$$\sigma_d = \frac{wL_p^2 c}{8I} \quad (\text{Ecuación 2,28})$$

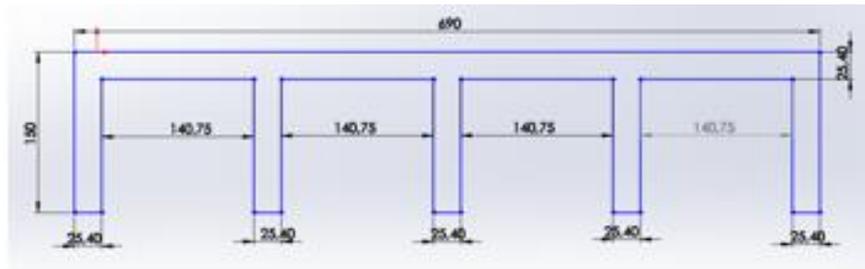


Figura 2.9 Celosías asumidas y su respectiva inercia y centro de gravedad

Fuente: Elaboración propia.

La muela fija soporta la misma carga que la muela móvil por lo cual se construirá igual.

Espesor de la placa lateral

Se asume que la carga se divide entre las dos placas laterales que es el caso más conservador y se calcula el espesor necesario.

$$e = \frac{w}{2L_{pl}\sigma_{de}} \quad (\text{Ecuación 2,29})$$

Diseño del eje excéntrico

Se realiza el cálculo de fuerza sobre la biela y la fuerza que se transmite al eje mediante dos ecuaciones.

$$\sum F_y = 0 = R_{eje} + R_{balancin} - W \quad (\text{Ecuación 2,30})$$

$$\sum M_{R_{2y}} = 0 = -WX_1 + R_1X_2 \quad (\text{Ecuación 2,31})$$

R_{eje} = Reacción en el eje excéntrico.

$R_{balancin}$ = Reacción del balancín.

Con la reacción en el eje R_{eje} se procede a calcular el torque necesario con la ecuación 2,32 este torque es el necesario en el eje y se chequea el calculado anteriormente.

$$T = R_{eje}\varepsilon \quad (\text{Ecuación 2,32})$$

Se asumen las medidas en la siguiente Figura 2,10 para que no haya problemas en el eje.

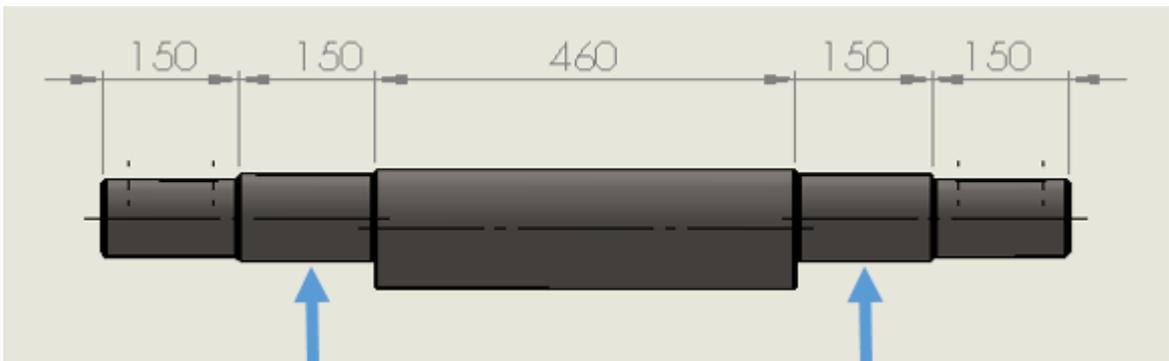


Figura 2.10 Eje excéntrico

Fuente: Elaboración propia.

De las ecuaciones 2,33 y 2,34 se saca los valores de las fuerzas para calcular las reacciones de los cojinetes y cómo varía el momento flector a lo largo del eje según la Figura 2,11

$$F_A = \frac{T_A}{D_{medio}} = \frac{T_{volante} + T_{motor}}{D_{medio}} \quad (\text{Ecuación 2,33})$$

$$F_D = \frac{T_{volante}}{D_{medio}} \quad (\text{Ecuación 2,34})$$

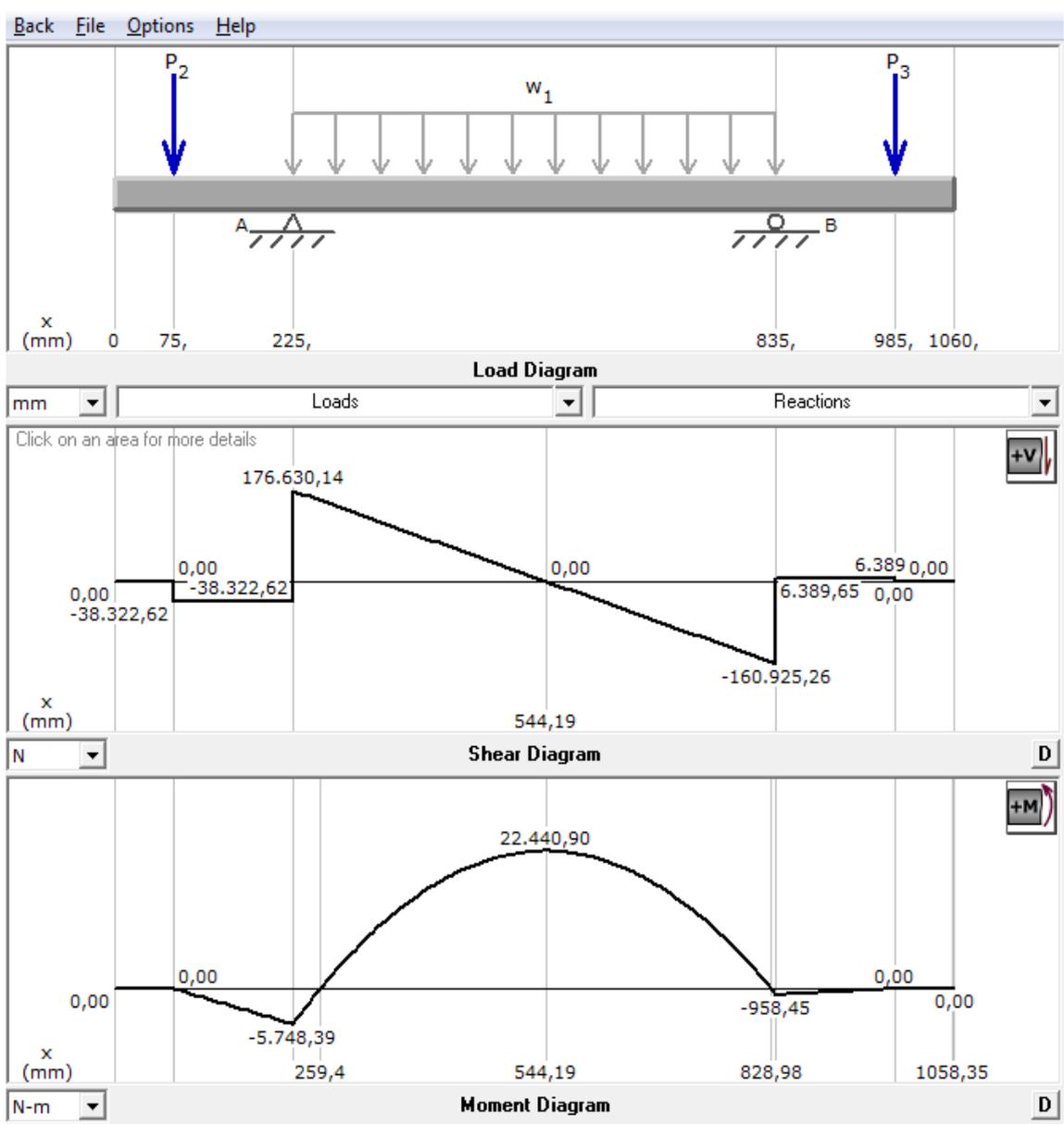


Figura 2.11 Diagrama cortante y flector del eje excéntrico

Fuente: Elaboración propia.

Se usa la ecuación de Von Mises debido a que se tienen cargas combinadas, despejando el diámetro queda la ecuación.

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32N_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4}T^2}} \quad (\text{Ecuación 2,35})$$

Una vez obtenidos los diámetros de eje se realiza otra vez el cálculo con la ecuación 2,36 debido a los concentradores de esfuerzos dinámicos.

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32K_f N_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4}T^2}} \quad (\text{Ecuación 2,36})$$

Donde el K_f concentrador de esfuerzo dinámico se lo obtiene de la ecuación.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (\text{Ecuación 2,37})$$

Donde q es sensibilidad a la muela y k_t factor de concentración de esfuerzo por irregularidad o defecto y se los obtiene de las Figuras 2,12 y 2,13

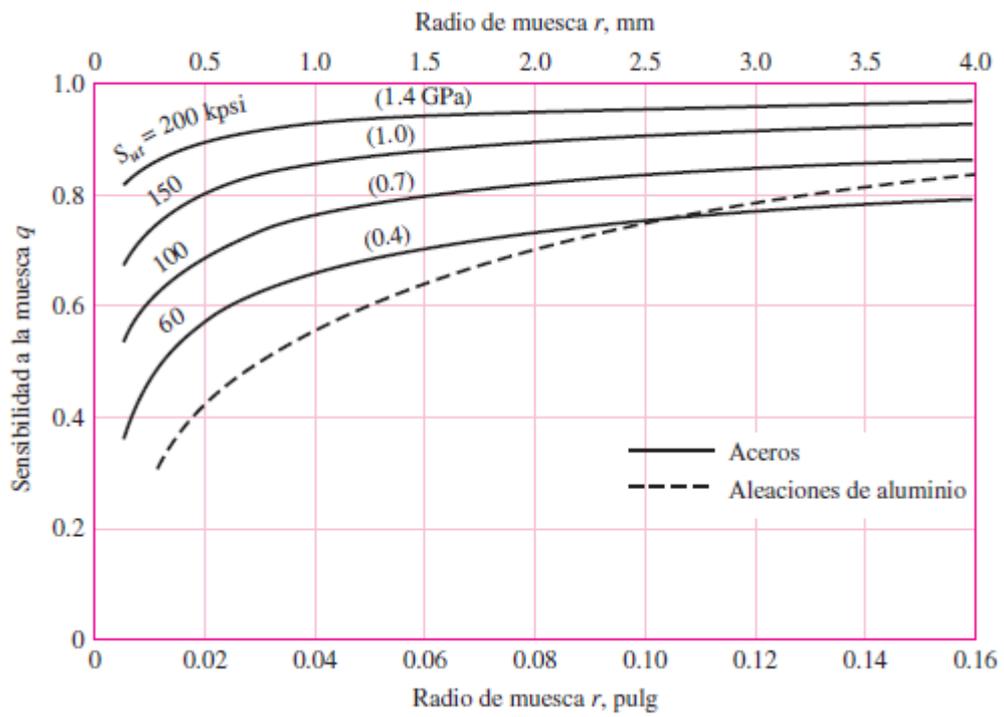


Figura 2.12 Curvas de sensibilidad a la muesca

Fuente: Shigley, 2008.

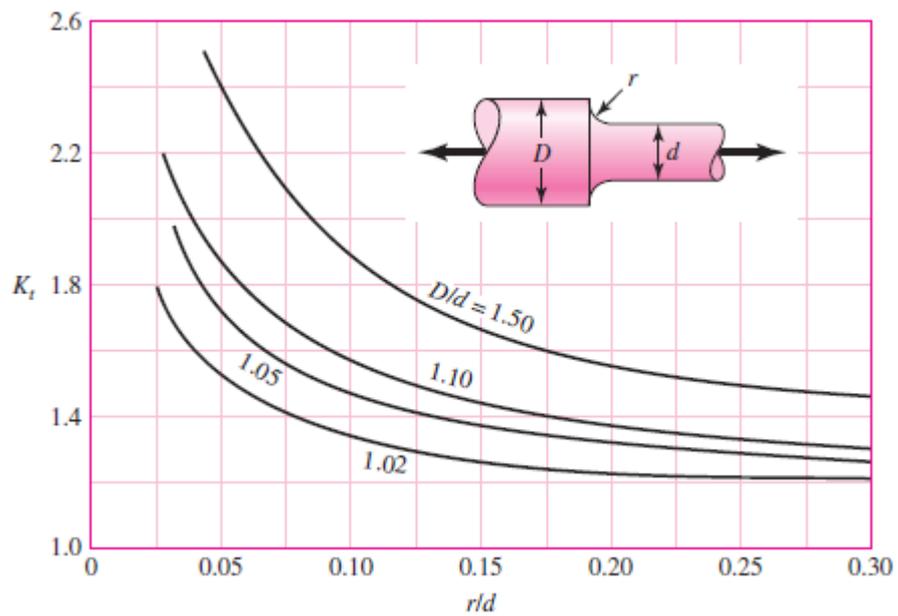


Figura 2.13 Factores de concentración de esfuerzo por irregularidad o defecto

Fuente: Shigley, 2008.

Diseño balancín

Con la carga calculada del balancín se procede a dar las dimensiones de este.

$$\tan \alpha = \frac{x}{H} \quad (\text{Ecuación 2,38})$$

Se extrae las medidas de la Figura 2,14 para sacar la longitud del balancín.

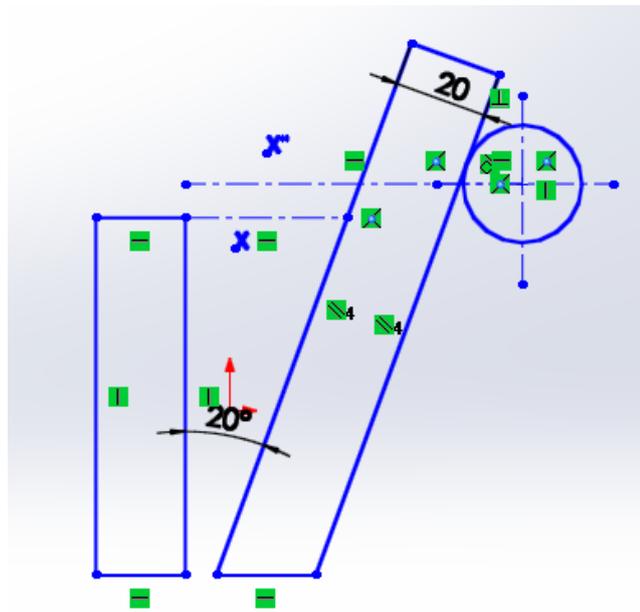


Figura 2.14 Medidas

Fuente: Elaboración propia.

Se deduce la siguiente ecuación:

$$x'' = \sin \alpha (734 - 150) \quad (\text{Ecuación 2,39})$$

Se calcula el balancín a modo que actúe de forma de seguro entonces se trabaja con la carga crítica para encontrar el espesor necesario del balancín y este falle y así proteger el resto de elementos. La ecuación a usar es la de Euler.

$$e = \sqrt[3]{\frac{12Per l_e^2}{\pi^2 E_Y}} \quad (\text{Ecuación 2,40})$$

Pernos de la chumacera del eje.

Se distribuye la fuerza cortante para cada perno, se coloca 4 pernos por chumacera entonces 8 pernos en total.

$$F_{perno} = \frac{R_{eje}}{8} \quad (\text{Ecuación 2,41})$$

De la cual se aplica la ecuación 2,41 para obtener un aproximado de área de tracción desconocida. De la tabla APÉNDICE H se escoge el perno de grado 8.

$$A_t = \left(\frac{6F_{perno}}{in^{-1} * S_y} \right)^{2/3} \quad (\text{Ecuación 2,42})$$

Se define la siguiente ecuación para obtener el factor de seguridad del perno escogido.

$$N_{s'} = \left(\frac{1}{\left(\frac{A_c E_c + A_t E_b}{L_c + L_b} \right)^2 + \left(\frac{0,577 \pi S_y d r^2}{4V} \right)^2} \right)^{-0,5} \quad (\text{Ecuación 2,43})$$

Cálculo de pernos para sujeción de la plancha lateral.

Se asume que la fuerza de compresión se transmite a las planchas laterales por lo tanto se analiza por desgarre como si estuviera en tensión pura, se asume 5 pernos en cada plancha.

La ecuación 2.44 da el diámetro que debe tener los pernos para producir desgarre en la plancha ASTM A 36 con esfuerzo a la fluencia de 248 MPa.

$$d_{perno} = \frac{F_{comp}}{n_{pernos} \sigma_{de}} \quad (\text{Ecuación 2,44})$$

Sistema de regulación fijo y móvil

Tanto el fijo como en el móvil se colocan los pernos en la misma posición como se ve en la Figura 2,15 también se estima ciertas dimensiones de estos soportes para facilitar el cálculo.

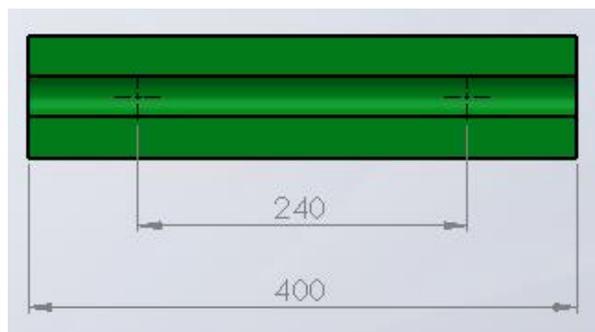


Figura 2.15 Soporte Balancín

Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 2,16 se presentan los diagramas en MD Solid de aquí se obtienen las reacciones y el momento flector máximo poniendo como carga distribuida la carga del balancín sobre el ancho del soporte para obtener finalmente el espesor necesario.

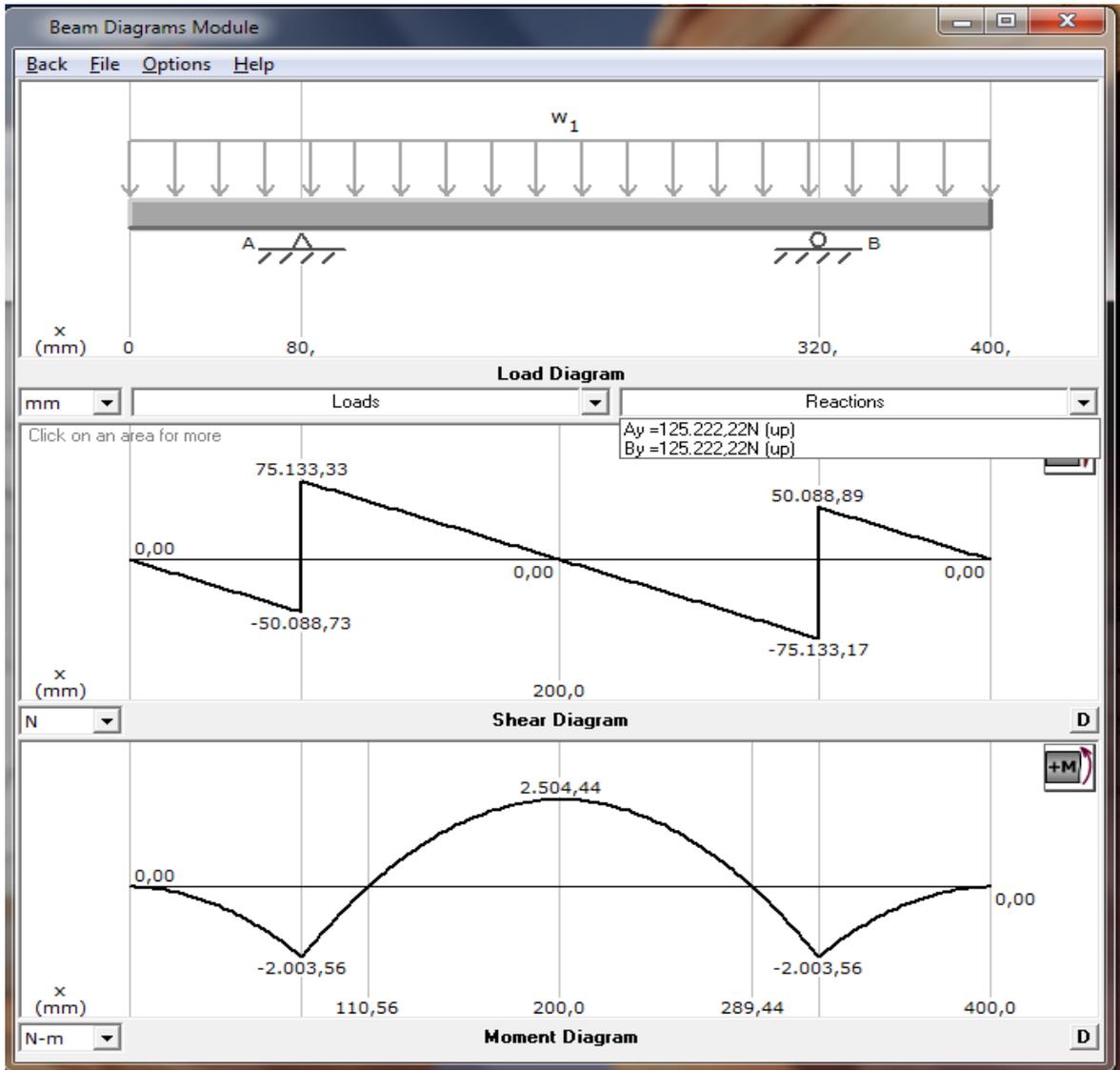


Figura 2.16 Diagramas de cortante y momento flector del soporte fijo

Fuente: Elaboración propia.

$$e = \sqrt{\frac{6 * M_{maximo}}{b \sigma_d}} \quad (\text{Ecuación 2,45})$$

Se realiza la comparación de cuánto es esfuerzo cortante por soldadura sobre el soporte mediante la ecuación.

$$\tau = \frac{F_{balancin}}{h * \cos 45^\circ * L} \quad (\text{Ecuación 2,46})$$

Pernos de potencia.

La reacción de los pernos en compresión se saca el diámetro mínimo que debe tener el tornillo de potencia.

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4F_{reac} N_s}{\pi \phi S_{d-ap}}} \quad (\text{Ecuación 2,47})$$

De la tabla APÉNDICE I se escoge el perno de 1 3/8 in y se extraen los siguientes datos los cuales se los convierte en metro.

$$d_{mayor} = 0,034925\text{m.}$$

$$d_{medio} = 0,03175\text{m.}$$

$$d_{menor} = 0,0275 \text{ m.}$$

Hilos por pulgada 4.

Área de esfuerzo a la tracción 0,000715 m².

Se asume 400 mm de longitud de perno:

Se calcula la torsión máxima de los pernos de potencia.

$$T_{s'} = F_{reac} \frac{d_{medio}}{2} \frac{1 + \frac{U \pi d_{medio}}{\cos \alpha_f}}{\pi d_{medio} + U I} + F_{reac} \frac{U_c d_c}{2} \quad (\text{Ecuación 2,48})$$

Donde $U_c = 0,1$ Coeficiente de dureza del núcleo de engranes nitruados, $\alpha_f =$ ángulo de los dientes rectos = 0, $I =$ paso 0,006.

Para el factor de seguridad del engranaje se definen dos esfuerzos: El de compresión y el de torsión, la ecuación 2,49 muestra el factor de seguridad ya despejado

$$N_S = \left(\left(\frac{F_{comp}}{A_t S_y} \right)^2 + \left(\frac{16 T_{s'}}{\pi d_{menor} * 0,577 S_y} \right)^2 \right)^{-0,5} \quad (\text{Ecuación 2,49})$$

Cálculo de palanca para la regulación de mandíbula.

La ecuación 2,50 está dada para encontrar el torque en la corona.

$$T_{total} = 2F_{comp} \mu_0 \frac{d_{medio}}{2} \quad (\text{Ecuación 2,50})$$

μ = Coeficiente de rozamiento de acuerdo al material acero sobre acero 0,1 (Shigley, 2008)

En la ecuación 2,51 se encuentra la torsión que debe tener el sin fin y transmitirle a la corona

$$T_{sin\ fin} = \frac{2T_{total}}{d_g} \frac{1}{z} \frac{d_w}{2} \quad (\text{Ecuación 2,51})$$

Tornillo sin fin y corona

Con el valor del torque se puede estimar el módulo del piñón. En este caso se asume un módulo de 4.

Se debe de comparar el diámetro del eje del sin fin con la inecuación.

$$\frac{c^{0,875}}{3} \leq d_w \leq \frac{c^{0,875}}{1,6} \quad (\text{Ecuación 2,52})$$

El resto de parámetros se definen con las siguientes ecuaciones.

Número de dientes de la corona

$$z = \frac{d_k}{m} - 2 \quad (\text{Ecuación 2,53})$$

Diámetro de paso corona

$$d_g = mz \quad (\text{Ecuación 2,54})$$

Altura del diente

$$h = 2m \quad (\text{Ecuación 2,55})$$

Diámetro raíz

$$d_r = d_w - h \quad (\text{Ecuación 2,56})$$

Diámetro de cabeza.

$$d_k = d_w + h \quad (\text{Ecuación 2,57})$$

Ancho de la cara de la corona.

$$c = \sqrt{8f \left(r_w - \frac{f}{2} \right)} \quad (\text{Ecuación 2,58})$$

Selección de resorte.

Se realiza el despeje de las fórmulas propuestas en el libro diseño mecánico de Shigley para resorte.

$$d = \sqrt[2-m]{\frac{F8K_B C}{\pi A 0,5}} \quad (\text{Ecuación 2,59})$$

Se deben tener en cuenta que $4 \leq c \leq 12$

Se obtiene el factor de Bergsträsser.

$$K_B = \frac{4C+2}{4C-3} \quad (\text{Ecuación 2,60})$$

A y m se lo obtiene de la tabla APÉNDICE J extraída del libro de Shigley

Se calcula la constante del resorte.

$$K = \frac{F}{Y} \quad (\text{Ecuación 2,61})$$

Se revisa el catálogo de resorte para autos de la siguiente tabla APÉNDICE K donde se selecciona el diámetro de alambre.

Se extrae los valores para calcular la constante del resorte.

$$K = \frac{Gd^4}{8ND^3} \quad (\text{Ecuación 2,62})$$

Selección de rodamientos.

Se usa la siguiente ecuación para la selección de los rodamientos.

$$C_{10} = f_s F_B \left(\frac{60 L_D N_d}{10^6 (0,02 + 4,439(1 - R_D))} \right)^{1/a} \quad (\text{Ecuación 2,63})$$

f_s = factor de carga para máquinas de impacto 1,5-3.

L_D = número de horas de vida útil del rodamiento.

N_d = revoluciones de operación.

a = constante del rodamiento cilíndrico 10/3.

R_D = confiabilidad.

F_B = reacción en b del eje excéntrico.

Se debe de escoger los rodamientos de rodillos ya que son los adecuados para soportar cargas radiales, en la tabla APÉNDICE L se observa la selección del rodamiento.

Rodamientos seleccionados NU2319ECP J, ML.

Cálculo de chavetas

Se selecciona una chaveta de altura $W = 1/2"$.

T_A = torque en el punto A debido a la inercia del volante más el torque que entrega el motor.

D_{Eje} = diámetro del eje 85 mm.

N_S = factor de seguridad 2.

Para la longitud de la chaveta.

$$L = \frac{2T_A N_S}{D W S_y} \quad (\text{Ecuación 2,64})$$

Con esto se concluye el diseño a detalle de la trituradora de mandíbula, los siguientes cálculos se los realiza de forma general para una correcta selección de equipos.

2.5.2 Cálculos de las bandas transportadoras según las normas ISO 3870, DIN 22101.

Se observa velocidades máximas de las bandas APÉNDICE M que soporta la banda para luego compararlas con los resultados obtenidos. Allí se encuentran tabuladas las velocidades para ángulo de sobre carga dinámica de 20° y ángulo de concavidad entre rodillos de 20° .

Los valores iniciales asumidos son: ancho de banda 600 mm, ángulo entre rodillos 35° y 0° , este último es para la alimentación de los molinos de bola y ángulo de sobre carga de 20° . Esto se puede apreciar en la Figura 2.17.

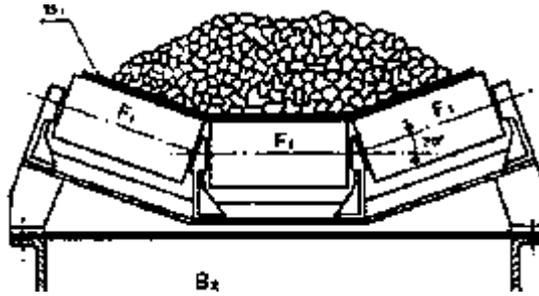


Figura 2.17 Forma básica de una banda transportadora de tres rodillos.

Fuente (PIRELLI, 2005)

En la siguiente Figura 2.18 se define la numeración de las bandas

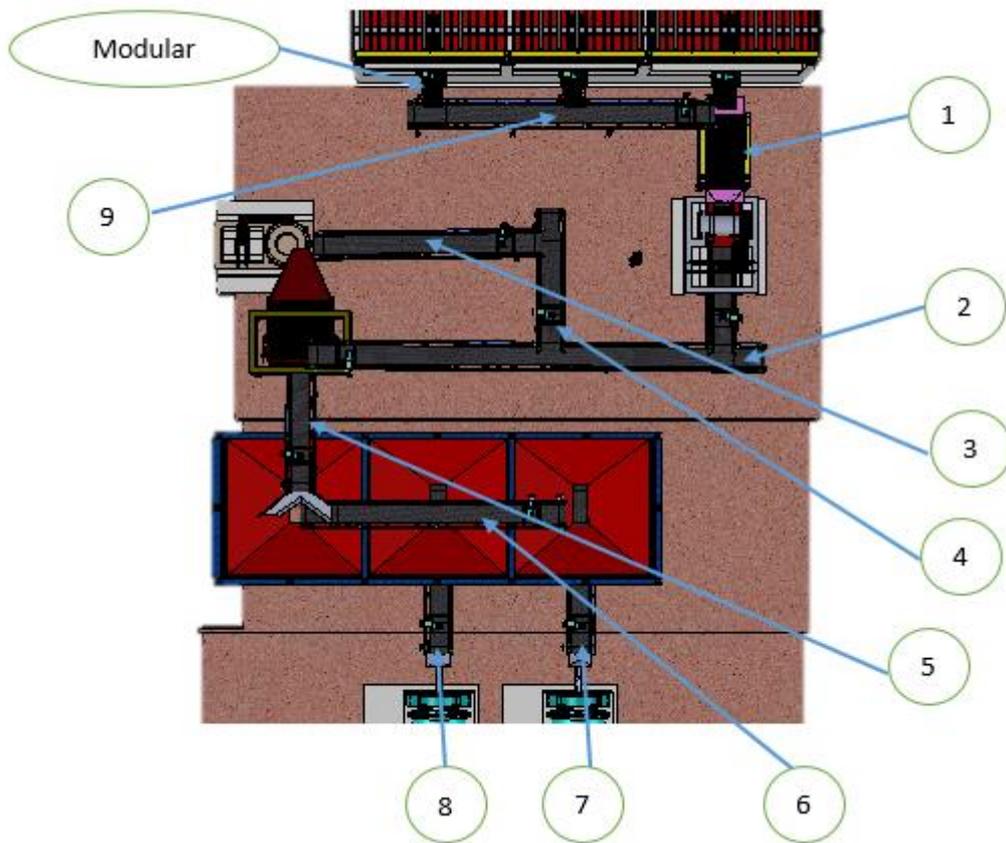


Figura 2.18 Numeraciones de las respectivas bandas transportadoras.

Fuente: Elaboración propia.

Las medidas de las bandas y ángulo de inclinación se muestran en la siguiente Tabla 2.18.

Tabla 2.7 Inclinación y longitud de bandas.

Banda	Longitud [m]	Ángulo de inclinación [°]
1	7,5	9
2	15,755	17,79
3	6,75	18
4	6,9	5
5	6,9	5
6	6,75	8
7	8,75	18
8	5,02	19
9	10	0

Fuente: Elaboración propia.

De los cuales se usan dos factores de corrección que se ven en las tablas APÉNDICE N y escogemos los valores que se muestran en la Tabla 2,8

Tabla 2.8 Coeficientes de corrección (fcsr) para ángulos de bandas asumidos.

	Ángulo de concavidad entre rodillos (acr)	
Angulo de sobrecarga (asb)	35°	0°
20	1,2	0,48

Fuente: PIRELLI, 2005.

El otro factor de corrección (fcai) se lo saca de la tabla APÉNDICE O, este es debido a la inclinación de la banda con respecto a la horizontal.

Se saca un tonelaje aparente de la ecuación 2,65 y luego se tabula la velocidad.

$$T_{mph} = \frac{Ton\ real}{f_{csr} * f_{cai}} \quad (\text{Ecuación 2,65})$$

$$T_{mph} = \frac{40}{1.2 * 0.96} = 34.72\ Ton/hora$$

Con ese tonelaje se va a la tabla APÉNDICE M y se tabula el valor de la velocidad de acuerdo con el tipo de banda de 600mm y la densidad aproximada.

34.72Tmph	v
92.5Tmph	0.5 m/s

$$v_t = \frac{34.72}{0.5} * 92.5 = 0.1876 \frac{m}{s}$$

Velocidad mínima recomendada para poder transportar el tonelaje deseado.

Con esta velocidad se obtiene los rpm de los tambores. Para un radio de tambor de 400 mm tenemos.

$$RPM \text{ de las bandas} = \frac{v}{r} * \frac{60}{2\pi} \quad (\text{Ecuación 2,66})$$

Se tiene motos reductoras con 35 rpm en operación y se obtiene la relación de velocidad (R) para cálculos de engranajes.

$$R = \frac{rpm \text{ motoreductor}}{rpm \text{ tambor}} \quad (\text{Ecuación 2,67})$$

Para el cálculo de velocidad de las bandas orugas por ser de ángulo 0° (ángulo entre rodillos), se realiza una adaptación para poder copar mayor área transversal. El cálculo se lo realiza con flujo de material por unidad de tiempo.

$$V_t = \frac{Q}{\rho A} \quad (\text{Ecuación 2,68})$$

Estimación de la potencia de cada motor.

Las fórmulas a utilizar se usan del manual DUNLOP.

La potencia total será la suma de las tres potencias a continuación.

a) Potencia para mover la carga horizontalmente.

$$P_h = \frac{2,72 \times L \times F \times (C+46)}{1000} \quad KW \quad (\text{Ecuación 2,69})$$

b) Potencia para mover la cinta vacía.

$$P_{cv} = \frac{9,81 \times F \times G \times (C+46) \times S}{1000} \quad KW \quad (\text{Ecuación 2,70})$$

c) Potencia para elevar la carga.

$$P_v = \frac{2,72 \times L \times H}{100} \quad KW \quad (\text{Ecuación 2,71})$$

Cálculo de las tensiones de las bandas.

La norma establece que se debe sacar tensión efectiva, tensión del lado de retorno y la tensión del lado tenso que son los datos importantes. (CONTITECH, 2009).

$$Te = \text{tension efectiva} = \frac{\text{Potencia}}{\text{velocidad}} \quad (\text{Ecuación 2,72})$$

$$Tr = \text{tension de retorno} = K * Te, \quad (\text{Ecuación 2,73})$$

Donde K es factor de transmisión igual a 0.7. K se lo obtiene del manual CONTITECH APÉNDICE P.

$$Tl = \text{tension del lado tenso} = Te + Tr \quad (\text{Ecuación 2,74})$$

La tensión unitaria de operación está dada por:

$$Tu = \frac{Tl}{\text{ancho de la banda}} \quad (\text{Ecuación 2,75})$$

Se debe calcular el peso de la banda por longitud de cargador para comparar con el normal mostrado en la tabla APÉNDICE Q.

$$Q_0 = \frac{G}{v_t} \left[\frac{\text{Ton/h}}{\text{m/seg}} \right] = \frac{\text{lb}}{\text{ft}} \quad (\text{Ecuación 2,76})$$

Se especifica que para cargar los rodillos superiores debe de estar a una distancia de 4 pies = 1.22m y en la zona de amortiguamiento 1.5 pies= 0.45 m. los rodillos de retorno deben sobrepasar los 10 pies= 3.045m.

Estimación del número de rodillo usando a 1m para los rodillos de ida y 1.5 m para los de retorno, se debe restar el diámetro del tambor tensor y diámetro del tambor motriz, pero como hay un extra de rodillos en la cama de amortiguamiento se usa la longitud total para la distancia asumida y un rodillo extra. Esta fórmula es empírica.

$$\text{numero de rodillo superior} = \frac{L}{1 \text{ rodillo/m}} + 1 \text{ rodillo} \quad (\text{Ecuación 2,77})$$

$$\text{numero de rodillo inferiores} = \frac{L-1}{1.5 \text{ rodillo/m}} \quad (\text{Ecuación 2,78})$$

Reacciones de las estructuras de las bandas

Antes de hacer el diagrama de cuerpo libre de la banda se debe de usar la tabla APÉNDICE R donde definen el factor G que abarca todos los pesos “poleas, tambores tensores, tambores motriz y rodillos tanto inferiores como superiores” de forma distribuidos como si actuaran en toda la banda, solo debe agregar el peso del motor Figura 2.19.

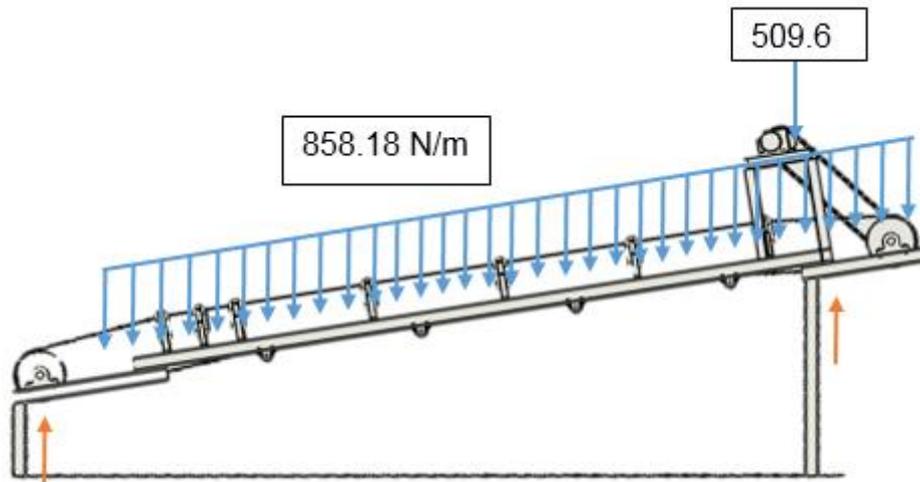


Figura 2.19 Diagrama de cuerpo libre de la banda transportadora.

Fuente: Elaboración propia.

Se usa los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector, dados por MDSolids 3.5 Figura 2.20.

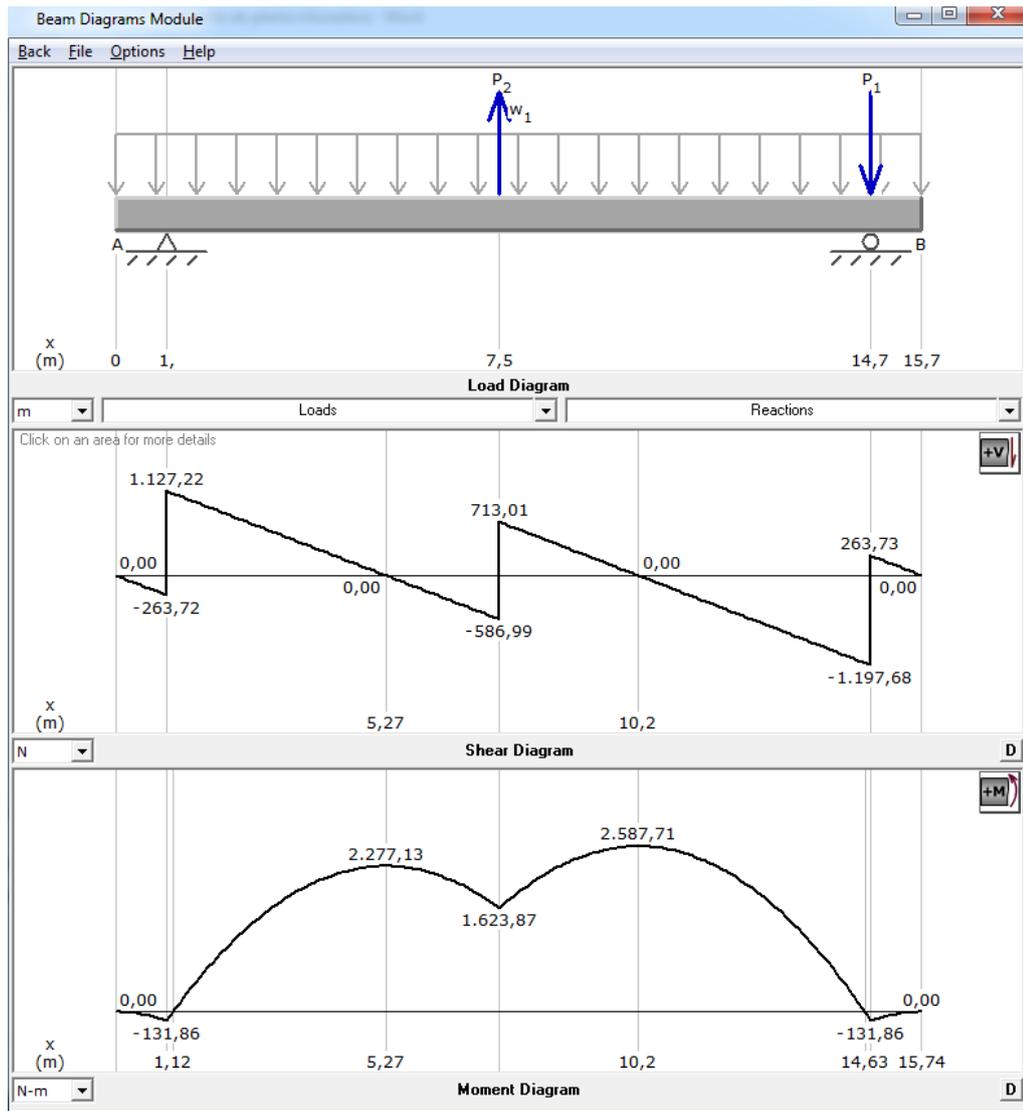


Figura 2.20 Diagrama del cortante y momento flector de la base de la banda transportadora

Fuente: Elaboración propia.

Con los datos obtenidos se obtiene el esfuerzo de diseño y su respectivo factor de seguridad.

$$\sigma_d = \frac{M}{S_s} \quad (\text{Ecuación 2,78})$$

Análisis de esbeltez.

La altura de la banda más alta es de 5 metros y es sobre la cual se hace el análisis con MDSolids como se ve en la Figura 2,21.

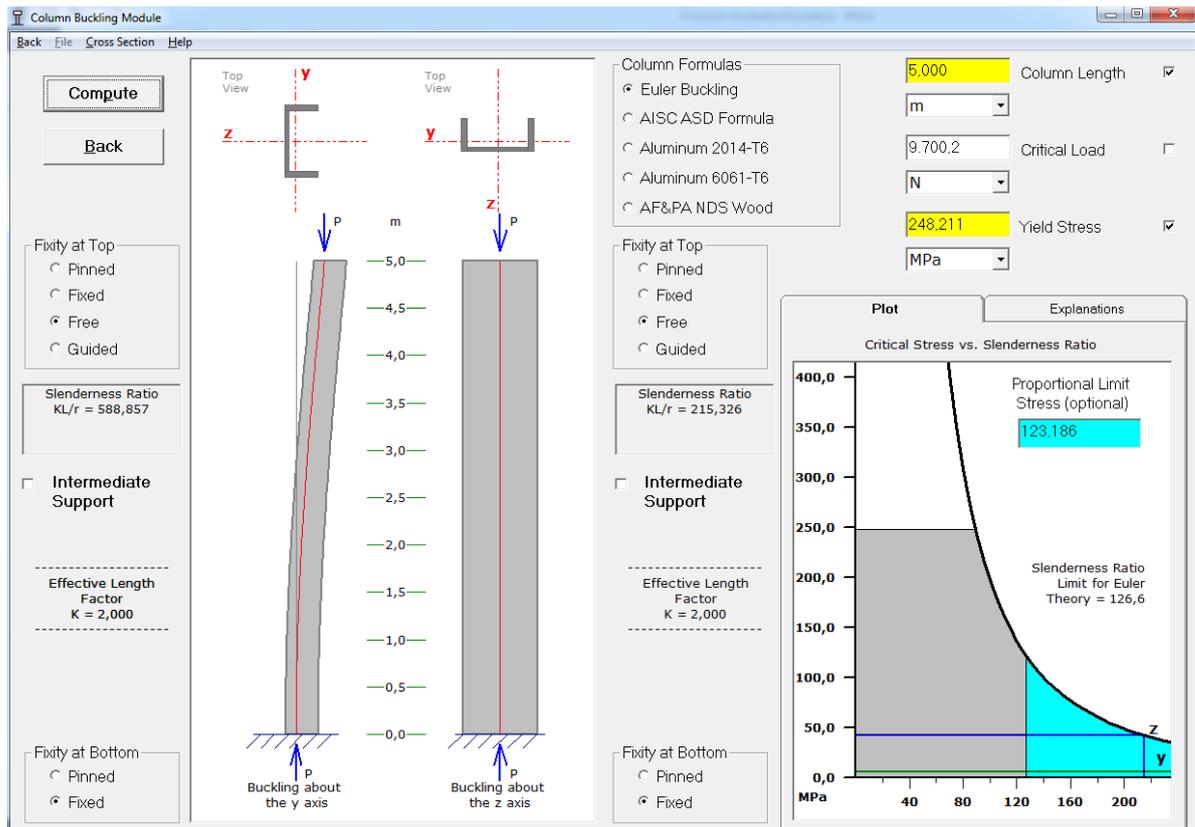


Figura 2.21 Análisis de esbeltez de la viga que soporta la banda con el respectivo gráfico de Euler.

Fuente: Elaboración propia.

Diseño del eje motriz

Con el diseño del eje motriz de la banda transportadora número tres (15 m entre centros) esta es la banda que más carga soporta entonces quedará sobredimensionado los otros ejes motrices. En la Figura 2,22 se ve el diagrama de cuerpo libre.

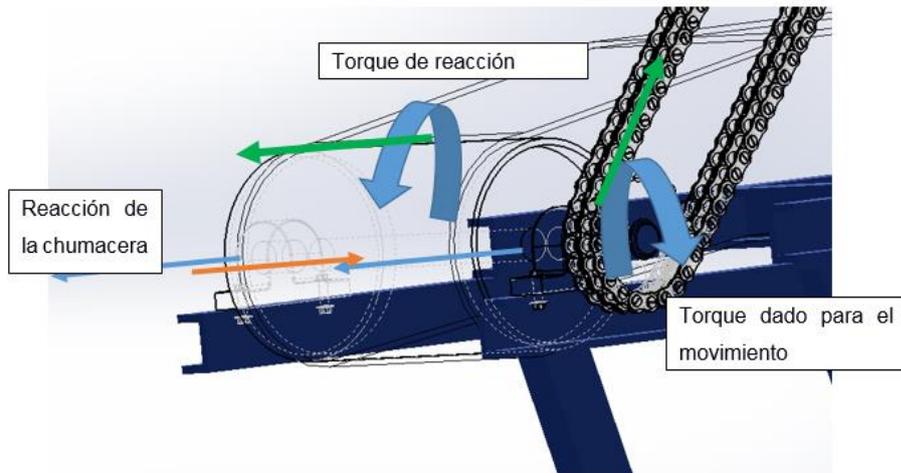


Figura 2.22 Diagrama de cuerpo libre para el cálculo del eje motriz.

Fuente: Elaboración propia.

Donde el torque aplicado va ser igual a:

$$T = \frac{\text{Potencia}}{\text{velocidad angular}} \quad (\text{Ecuación 2,79})$$

Se colocan los parámetros en MDSolids y se analizan los torque de reacción figura 2.23.

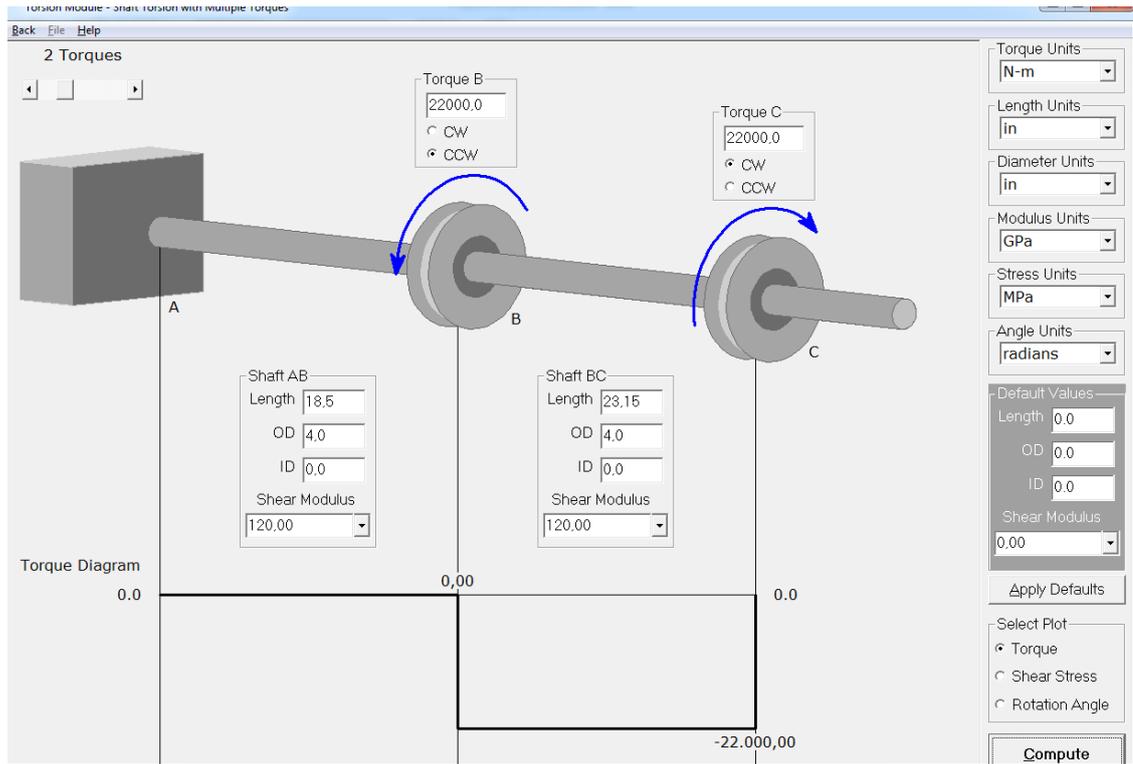


Figura 2.23 Diagrama de torsión producida por la potencia del eje

Fuente: Elaboración propia.

Calculamos la fuerza concentrada en el punto central con el torque sacado.

$$F = \frac{\text{torque}}{\text{radio catlina}} \quad (\text{Ecuación 2,80})$$

Asumiremos todo en el eje de las x para hacer más conservador el cálculo de momento.

La fuerza transmitida por la tensión de la banda es de 18.4 kN. Y se obtiene la tensión de operación unitaria, para luego sacar el diagrama de momento flector figura 2,24.

$$Tu = \frac{Tl}{\text{ancho de banda}} \quad (\text{Ecuación 2,81})$$

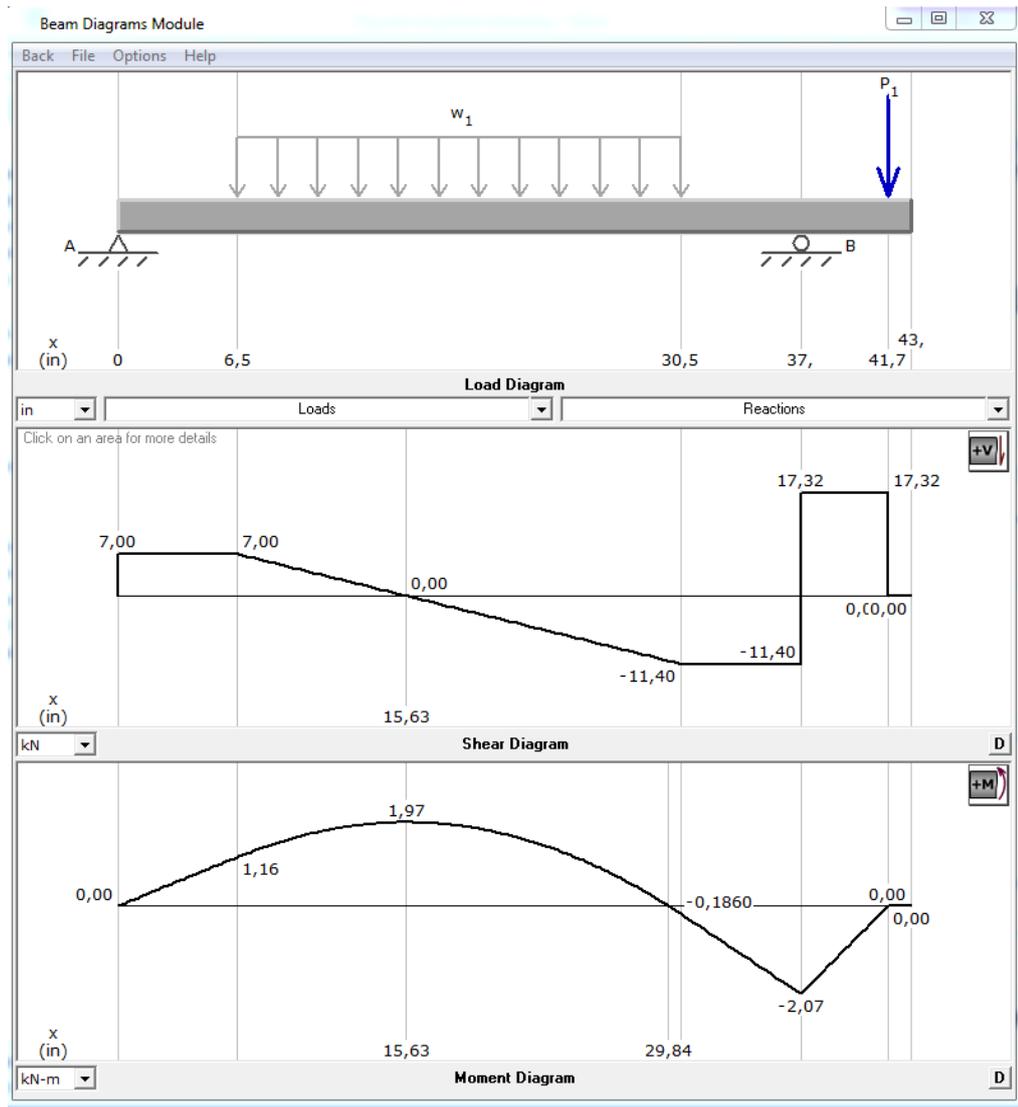


Figura 2.24 Diagrama del cortante y momento flector del eje.

Fuente: Elaboración propia.

Sacamos el momento equivalente:

$$M_e = \sqrt{M_y^2 + M_x^2} \quad (\text{Ecuación 2,82})$$

Se asume factor de seguridad de 1,3 usando el material AISI 1045 CD con resistencia a la fluencia de 530 MPa, para obtener el diámetro de eje.

Por ser bajas revoluciones se realiza el cálculo de Von Mises para estado estático.

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32N_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4}T^2}} \quad (\text{Ecuación 2,34})$$

2.5.3 Cálculo de tolvas.

2.5.3.1 Cálculo de las dimensiones de tolva de gruesos.

Se realiza una estimación volumétrica de almacenaje de 400 T que es el estimado de almacenaje para la tolva de gruesos. La densidad se trabaja con 72% de la real del material por tratarse de un material grueso (250 mm de diámetro de roca). De la tabla APÉNDICE M se saca el ángulo de reposo del material.

Se trabaja con 95% del llenado total (DIM 22101).

Para material grueso se compacta en un 75% entonces el volumen será.

$$V_g = \frac{ton}{0,75 * 0,95 \rho} \quad (\text{Ecuación 2,83})$$

2.5.3.2 Cálculos de la tolva de finos.

Capacidad del molino de bolas $200 \frac{t}{dia}$.

$$alimentacion\ del\ molino = \frac{200 \frac{T}{dia}}{24\ horas} 8.333 \frac{T}{h}$$

Capacidad acumulada en tolva de finos $\frac{200T}{dia}$ entonces se asume una capacidad de fino de 300 toneladas como máximo. Para que pueda operar 48 horas sin explotación de materia prima en la mina, por avería de algún equipo.

Se trabaja con 95% del llenado total (PIRELLI, 2005).

Para finos se compacta en un 90%.

$$V_g = \frac{ton}{0,90 * 0,95 \rho} \quad (\text{Ecuación 2,84})$$

2.5.3.3 *Cálculo de número de vigas en tolva de finos.*

Se asume:

Para la plancha de ¼" de pulgada.

Norma NBR 8883: Factor de Seguridad: 0,68 Sy, n=1.453

Material ASTM A 36: Sy = 248 MPa; E = 200 GPa

Esfuerzo Admisible calculado con el ASTM A36: 215.85 MPa

Deflexión máxima según manual de ingeniería EM 1110-2-2702: $Y_{max} = 4t$

σ_p = es el esfuerzo de flexion debido a la presion

$$\sigma_p = \frac{k}{100} * P * \frac{a^2}{t^2} \quad (\text{Ecuación 2,85})$$

El coeficiente k se lo toma de la tabla APÉNDICE S.

Se aprueba las condiciones de diseño solo con saber que sale menor a 160 MPa se debe tener en cuenta que las distancias asumidas es de 65 a 70 cm como máximo para que la plancha no sufra el límite de deformación permisible impuesto por la norma, $0.4t=0.00254m$

Deformación máxima de la placa

$$\partial_{max} = \frac{\alpha P a^4}{E t_0^3} \quad (\text{Ecuación 2,86})$$

2.5.3.4 *Análisis de la estructura de tolva de finos en SAP 2000*

Con el volumen estimado se calcula el peso que van a soportar las tolvas y estas cargas se transmiten a través de las paredes, esto se simula en SAP 2000 y asumiendo vigas HEB 200 y para los regulizadores internos vigas UPN 120. En la figuras 2,25 se ve el diagrama en 3D de la tolva que se va analizar.

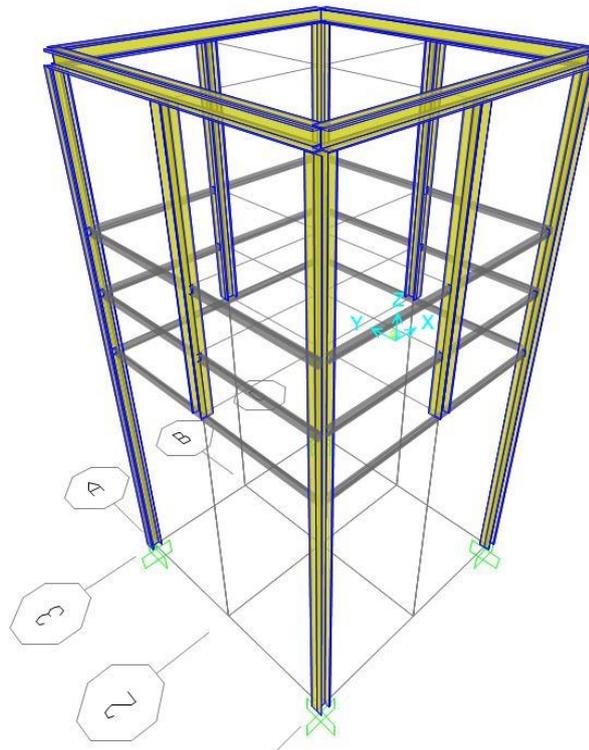


Figura 2.25 Tolva vista en 3D dibujada en SAP 2000

Fuente: Elaboración propia.

2.5.4 Selección de trituradora cónica

Para la selección de la trituradora cónica se realiza usando la ecuación de bond.

$$P_m = 10 * W_i \left(\frac{1}{\sqrt{d_{80}}} - \frac{1}{\sqrt{D_{80}}} \right) * G * F_S \quad (\text{Ecuación 2,6})$$

Donde el factor de servicio para trituradoras cónicas es de 1,3.

Con este dato se procede a la selección del equipo a utilizar. Se realiza la comparación de calidad de algunos proveedores, se decidió escoger la marca FPA debido a que presenta las características.

En la tabla APÉNDICE T se muestra la selección del equipo y el reglaje de salida.

Se selecciona el modelo de trituradora cónica 1PA-S dado que se ajusta a los requerimientos (reglaje de entrada de hasta 75 mm) y reglaje de salida (9 mm).

2.5.5 Selección de molino de bolas.

Se utiliza la ecuación de Bond para sacar la potencia que requiere y con ese dato escoger el molino en la tabla APÉNDICE U.

$$P_m = 10 * W_i \left(\frac{1}{\sqrt{d_{80}}} - \frac{1}{\sqrt{D_{80}}} \right) * G * F_S \quad (\text{Ecuación 2,6})$$

2.5.6 Selección de cribas

Se colocan el siguiente parámetro y los factores que corrigen la ecuación 2,87

$$S = \frac{T_P}{B f_c} * f_{op} \quad (\text{Ecuación 2,86})$$

S= superficie de cribado (m²)

T_P= tonelaje teórico que debe pasar la criba. (Ton/h)

B₀= capacidad básica pasante (ton/m²*h)

f_c= factores de correcciones adimensionales.

f_{op}= factor de operación adimensional

Se obtiene las medidas mínimas de malla para un correcto cribado. Tabla 2.9.

Tabla 2.9 Especificaciones de las cribas para su selección.

	Criba de baja frecuencia	Criba de alta frecuencia	
Datos	Valor		Unidad
Densidad	2800	2800	kg/m ³
Capacidad Másica (Masa de entrada)	40000	86000	kg/h
Luz de malla	50	10	mm
Porcentaje de Rechazo	59	54	%
Porcentaje de semi tamaño	10	20	%
Rendimiento (E)	60	94	%
Tipo de abertura	Cuadrada		
Porcentaje Lajas	60	10	%
Piso	Primer		piso
Inclinación	8	40	o
Superficie Libre	50	35	%
Tipo de operación	Normal		
Tonelaje teórico que pasará la criba	24	40	Ton/h
Capacidad Básica (B)	47,4	14,4	Ton/m ² .h
Factores de corrección (fc)	0,3	1,30	
Factor de densidad específica (fd)	1,75	1,75	
Factor de rechazo (fr)	0,86	0,88	
Factor de semi tamaño (fs)	0,6	0,85	
Factor de eficiencia (fe)	0,6	1	
Factor de cribado por vía húmeda (fa)	1	1,42	
Factor de Abertura de Malla (fm)	1	1	
Factor de Lujosidad (fl)	0,65	1	
Factor de Posición del Paño (fp)	1	1	
Factor de Inclinación (fi)	0,85	1	
Factor de Área Libre (fo)	1	0,7	
Factor de Servicio (fop)	1,2	1,2	
Superficie de Cribado (S)	2,03	2,56	m ²
Motor a instalar	13,45	12,5	hp

Fuente: Elaboración propia.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

Se presentan los resultados del diseño de la trituradora de mandíbula y el diseño de toda la planta con cada uno de los componentes ya definidos para lograr los objetivos planteados.

Todos los cálculos gráficos y tablas se encuentran en el APÉNDICE.

3.1 Resultados finales.

Comprende al diseño total de la trituradora de mandíbula en base a manuales y criterios de ingeniería, para el resto de los equipos fue necesario realizar cálculos básicos para una correcta selección.

3.1.1 Resultados de capacidades permisibles de la planta.

La cantidad explotada de mineral para cubrir la demanda es de 50 Ton/h y la capacidad mínima que debe transportar las bandas transportadoras entre etapas de trituración es de 25 Ton /h.

3.1.2 Resultados de las dimensiones de la trituradora de mandíbula.

Desarrollando las ecuaciones desde la 2,1 a la 2,17 se obtienen los siguientes parámetros.

El ancho de la entrada se la toma $A = 300\text{mm}$.

El ángulo de sujeción = 20° .

Número de revoluciones del eje excéntrico = 284 rpm .

La longitud de la mandíbula = 460mm .

Altura de mandíbula = 690mm .

Motor siemens = 30 hp, 1200 rpm 240 voltios trifásico.

Carga al eje excéntrico $F_{eje} = 14677,8N$.

Fuerza máxima sobre la biela $F_{biela} = 21457,5N$.

Variación de carga sobre la pantalla. Representada como una función en variación de la altura,

$$Q = 21457\left(\frac{690}{x}\right)$$

Se obtiene la tabla 3,1

Tabla 3.1 Variación de carga sobre la pantalla

X (mm)	Q (N)
50	296113,5
100	148056,75
150	98704,50
200	74028,38
250	59222,70
300	49352,25
350	42301,93
400	37014,19
450	32901,50
500	29611,35
550	26919,41
600	24676,13
650	22777,96
690	21457,50

Fuente: Elaboración propia.

Tipos de bandas 5V.

Relación de velocidad 4,225.

Número de bandas 6.

Distancia entre centros de las poleas $E = 1020mm$.

Velocidad de la banda $V_t = 4,103 m/s$ este valor es mucho menor que 30m/seg por lo cual está en su correcto funcionamiento.

La longitud primitiva de las bandas $L_p = 4572,23\text{mm} = 180\text{ in.}$

Tipo de polea a seleccionar:

Polea motor 6.5v.11, 80E, peso 19,55 kg

Polea eje 6.5v.50.00M, peso 176,36kg

La segunda polea es reemplazada por un volante de inercia debido a que esta polea no presenta la inercia necesaria.

3.1.3 Volantes de inercia.

Torque a desarrollar por el motor y los volantes según la ecuación 2,18.

$$\tau = 14805,68Nm$$

Inercia de los dos volantes según la ecuación 2,21.

$$I_v = 1247,3\text{ Kg m}^2$$

R_1 = radio mayor de la polea medio 0,63373m.

R_2 =radio menor del volante 0,526m, este valor se lo estima con el desarrollo de las ecuaciones 2,22 y 2,23.

L_v = ancho del volante de inercia 0,6 m valor asumido.

De la ecuación 2,24 se obtiene la masa de los volantes.

$$m = 1836,79\text{ kg}$$

Con la ecuación 2,25 se estima el tiempo que necesita la máquina para llegar a la velocidad de operación:

$$t = 49,3 \text{ seg}$$

3.1.4 Cálculos de componentes fijos y móviles.

Corresponden a los apoyos y a las placas fijas y móviles

3.1.4.1 Muela fija y móvil.

En la ecuación 2,26 se muestra una fuerza de compresión de la roca sobre la pantalla para luego en el desarrollo de la ecuación 2,27 se la aplica como una carga distribuida sobre la misma pantalla. En la ecuación 2,28 se obtiene el esfuerzo de diseño asumiendo celosías para la disminución del espesor de la plancha y luego obtener un factor de seguridad.

$$\sigma_d = 35,84 \text{MPa}$$

$$N_s = 6,91$$

Para la pantalla de la muela se usa material el Fora 450 por tener un alto contenido de manganeso y otras aleaciones, este material es el recomendado para trabajar con materiales de mina o de mucha fricción debido a que su dureza aumenta al tener más horas de trabajo.

Solo se realiza las especificaciones de su instalación sobre la celosía calculada con las recomendaciones que da el proveedor.

3.1.4.2 *Espesor de placa lateral.*

Se obtiene el espesor de placa lateral con factor de seguridad de 1,4.

$$e = 24 \text{ mm}$$

3.1.4.3 *Diámetros del eje excéntrico.*

Con las reacciones obtenidas en las ecuaciones 2,30 y 2,31 se procede a realizar el análisis para obtener el torque en el eje (ecuación 2,32).

$$T = 16877,8Nm$$

Resolviendo la ecuación 2,36 se obtienen los diámetros del eje excéntrico con un factor de seguridad de 1,3 como se puede observar en la tabla 3,2.

Tabla 3.2 Diámetros y especificaciones del eje excéntrico.

Acero AISI 1045	
Especificaciones	CD 530 MPa
q	0,67
kt	2
kf	3,01
r	4mm
D_{eje1}	85mm
D_{eje2}	95mm
D_{eje3}	115mm

Fuente: Elaboración propia.

3.1.4.4 **Balancín.**

El diseño del balancín se lo realiza con la ecuación 2,40 que es el que va actuar como fusible (seguro mecánico) de 400x400 y el espesor calculado es:

$$e = 12,09 * 10^{-3}m$$

Esto equivale a una plancha de 1/2 de pulgada.

3.1.4.5 **Pernos de la chumacera del eje.**

Se va a usar 8 pernos grado 8, diámetro de 1 3/8" y resolviendo la ecuación 2,43 se obtiene un factor de seguridad de 3,5.

3.1.4.6 **Pernos de la placa latera.**

Se usan 5 pernos por placa y el diámetro se lo obtiene por análisis de desgarre de la ecuación 2,44.

Diámetro de pernos= 14 mm

De lo cual se escoge pernos de 7/8 de pulgada por ser más fácil de encontrar, para saber la distancia del borde de la plancha se debe de multiplicar por un factor de 1,5 a 2 veces el diámetro. Entonces la distancia final será 1,5 veces el diámetro, esto es igual a 33,38 mm.

3.1.4.7 **Sistema de regulación fijo y móvil.**

Se calcula el espesor para que pueda soportar las cargas que ejerce el balancín mediante la ecuación 2,45.

$$e \approx 0,05 m$$

Se procede a realizar el chequeo del cortante en la soldadura con la ecuación 2,46.

$$\tau = 22,14 \text{ MPa}$$

3.1.4.8 **Pernos de potencia.**

Se selecciona dos pernos de 1 3/8" de 4 hilos por pulgada con una torsión máxima 533,17 N y un factor de seguridad del perno de 2 (ecuaciones 2,46 a 2,48)

3.1.4.9 **Cálculo de palanca para la regulación de mandíbula.**

De la ecuación 2,50 se obtiene un torque de 2,33 Nm y si colocamos una palanca de 20 cm se tendrá que ejercer una fuerza de 2,21 kg.

3.1.4.10 **Especificaciones de tornillo sin fin y corona.**

Se definen las especificaciones con las ecuaciones 2,51 hasta 2,58:

Sin fin:

Z = relación de velocidad (reducción) =20.

m = modulo = 4.

d_w = Diámetro de paso 26mm.

d_r = Diámetro raíz 18 mm.

d_k = Diámetro de cabeza 34 mm.

P = paso 12,567mm.

Corona:

d_g = Diámetro de paso corona 120mm

d_r = Diámetro raíz 112 mm

d_k = Diámetro de cabeza 128 mm

C = Distancia entre centros 73mm

h = Altura del diente 8 mm

c = Ancho de la cara de la corona 19mm.

3.1.4.11 **Resortes para la regulación de la muela.**

Resolviendo la ecuación 2,59 a 2,61 se obtiene la constante del resorte que luego comparándola con la constante que se estima en la ecuación 2,62 se escoge el resorte RM4594 Chevrolet.

3.1.4.12 **Rodamientos.**

Se obtiene la constante capacidad de carga de la ecuación 2,63 y luego se escoge el rodamiento NU2319ECP J, ML.

3.1.4.13 **Chavetas.**

Las dimensiones son de 12,7X106mm y redondeo de 4mm con un factor de seguridad de 2

El diseño de toda la trituradora de mandíbula se puede observar en el APENDICE V.

3.1.5 **Bandas transportadoras.**

3.1.5.1 **Operación de bandas.**

Resolviendo la ecuación 2,65 y tabulando en la tabla APÉNDICE M se obtienen velocidades de operación de las bandas transportadoras. De la ecuación 2,66 se obtiene los rpm y de la ecuación 2,67 se obtiene se obtiene la relación de velocidad para seleccionar las catalinas. Con la suma de las tres potencias ecuaciones 2,69 a 2,71 como se aprecia en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3 Datos de operación de bandas transportadoras

Bandas	m/seg	RPM	Tambor	Moto reductor	Motores en hp
1	0,21	10	40	40	2,2
2	0,37	17,50	45	23	5,89
3	0,23	10,94	45	14	2,43
4	0,37	17,50	45	23	2,61
5	0,37	17,50	45	23	2,61
6	0,21	10,00	45	13	2,14
7	0,32	15,22	45	20	3,38
8	0,32	15,22	45	20	3,00
9	0,18	8,47	45	18	1,93

Fuente: Elaboración propia.

Para las bandas modulares se resuelve la ecuación 2,68 y se obtiene una velocidad de 0,037 m/s y se realiza un tren de engranaje con piñones de 18, 18, 65 y 90 para obtener revoluciones del motor de 5 hp a 911,16 RPM.

3.1.5.2 Tensión de la banda para su selección.

Resolviendo la ecuación 2,75 y 2,76 se obtiene la siguiente Tabla 3.4 que muestra la tensión unitaria para la selección de banda y el peso por longitud de cargador que no debe superar 46,2 Lb/ft.

Tabla 3.4 Tensión unitaria y peso por unidad de longitud.

Tensión unitaria de operación [lb/in]	Peso de banda por longitud de cargador lb/ft
2945,87	35,02
4497,51	20,01
2971,35	32,02
1994,78	20,01
1994,78	20,01
2865,63	35,02
2968,50	23,02
2631,57	23,02
3044,20	41,33

Fuente: Elaboración propia.

Número de rodillos a usar

En la Tabla 3.5 se muestra el número de rodillos superiores e inferiores a utilizar.

Tabla 3.5 Número de rodillos-Superior-inferior

Banda	Long (m)	Superiores	Inferiores
1	7,5	9	4
2	15,755	17	10
3	6,75	8	4
4	6,9	8	4
5	6,9	8	4
6	6,75	8	4
7	8,75	10	5
8	5,02	6	3
9	10	11	6

Fuente: Elaboración propia.

3.1.5.3 ***Vigas a utilizar para las bandas***

Resolviendo la ecuación 2,78 donde se asume una viga UPN 120 da 70,7 MPa el esfuerzo de flexión. Con este resultado se obtiene un factor de seguridad de 3,53.

3.1.5.4 ***Esbeltez.***

La viga UPN solo soporta una reacción de 1461 N y de acuerdo al diagrama de Euler la carga máxima que soporta para su pandeo debe ser de 9700,2 N por lo cual se aprueba.

3.1.5.5 ***Eje motriz.***

El diámetro del eje motriz es de 78 mm que equivale a un eje de 3 pulgadas con aceros ISI 1045 trabajado en frío con factor de seguridad de 1,3.

3.1.6 **Tolvas**

3.1.6.1 ***Capacidades.***

Volumen de tolva de gruesos 255,77 m³ se decide dividir este volumen en tres ya que son tres tolvas a instalar.

Volumen de tolva de finos 158, 18 m³. Se colocan dos tolvas.

Las dimensiones de cada tolva para requerimiento de la planta se las observa en el APÉNDICE V.

3.1.6.2 ***Estructuras de las tolvas.***

Se asume vigas HEB 200 como bases y columnas principales mientras que los perfiles UPN 120 se los usa para rigidizar las paredes.

3.1.7 Selección de trituradora cónica.

La potencia que requiere la trituradora cónica según la ecuación 2,34 es de 123 hp y de acuerdo a la producción y reglaje que se desea obtener se escoge la 1PA-S. En el APÉNDICE T se muestra la trituradora cónica con sus dimensiones y la altura a la que opera.

3.1.8 Selección de molino de bolas.

La potencia requerida en el molino de bolas según la ecuación de bond ecuación 2,34 es de 223,64 hp y se escoge el molino de 8 pies de diámetro por 10 pies de longitud. Este se muestra en el APÉNDICE U, con un accesorio en forma de embudo para la entrada de material.

3.1.9 Selección de cribas.

Se selecciona una criba de baja frecuencia (350RPM) para trabajo pesado de 1,22X2,44 m con una potencia en el motor de 15hp.

La otra criba es de alta frecuencia (1300RPM) para trabajo normal con potencia de motor 10 hp.

3.1.10 Análisis de costos.

Se mostrará el análisis de costos directos e indirectos de la trituradora de mandíbulas.

3.1.10.1 Costos directos.

Estos costos son la representación de gastos en materiales, maquinarias a utilizar, costo horas por hombre y el ensamble y construcción. En la Tabla 3.6 se detallan los costos de los materiales a utilizar para la trituradora de mandíbulas.

Tabla 3.6 Precios de materiales.

Precio de materiales en dólares				
Elemento	Características	Cantidad	Precio	Total
Volantes de inercia	Volante fundido	2	\$32 ctvs./kg	\$1175,66
Estructura y celosías	Plancha ASTM A36 1"	3	\$405,23	\$1215,69
Muelas	Plancha Fora 450	0,5	\$5976,18	\$2988,09
Estructura base	Vigas HEB 200	4	\$434	\$1736
Bocín para eje excéntrico	Barra hueca de bronce 150X110X500 mm	1	\$730	\$730
Base para bocín	Plancha ASTM A36 1/2"	1	\$201,9	\$201,90
Eje excéntrico	AISI 1045 diámetro 120 X2000 mm	1	\$422,34	\$422,34
Bases para accesorios	Varios	1	\$123	\$123
			Total	\$8592,68

Fuente: Elaboración propia.

En la Tabla 3.7 se detallan los costos de los accesorios a utilizar para la trituradora de mandíbulas.

Tabla 3.7 Precios de accesorios.

Precio de accesorios en dólares				
Accesorios	Características	Cantidad	Precio	Total
Tensores		2	\$120	\$240
Pernos de potencia	Grado 5	2	\$180	\$360
Tuercas de potencia		2	\$80	\$160
Pernos de 1 3/8" con tuerca y arandela	Grado 8	8	\$8	\$64
Pernos de 7/8" con tuerca arandela	Grado 2	10	\$1,5	\$15
Bushing	38 mm	1	\$40	\$40
Rodamientos	NU2319ECP J,ML.	2	\$54,41	\$108,82
Tornillo sin fin		2	\$180	\$360
Corona de sin fin		2	\$50	\$100
Bandas		6	\$63,37	\$380,22
Polea		1	\$183,32	\$183,32
Motor siemens	30 hp a 1200 rpm trifásico	1	\$2786,4	\$2786,40
Pintura	Epóxica X galón	2	\$65,29	\$130,58
			Total	\$4888,34

Fuente: Elaboración propia.

En la Tabla 3.8 se detallan los costos de construcción y de ensamble para la trituradora de mandíbulas.

Tabla 3.8 Precios de construcción de las partes.

Precio de construcción en dólares					
Actividad	Ensamble	Soldadura	Acabado y Pintura	Maquinado	Total
Volantes de inercia	1		2	7	\$540,40
Estructura y celosías	2	2	1	2	\$368,25
Mueles	0,5	2		2	\$340,45
Estructura base	0,5	0,5	0,5	1	\$131,25
Bocín para eje excéntrico	0,5			1	\$77,35
Base para bocín	1			0,5	\$46,4
Eje excéntrico	0,5			3	\$221,75
Bases para accesorios	1	0,25	0,5	1	\$112,53
Ensamble de accesorios	10	1	0,5	1	\$276,82
				Total	\$2115,21

Fuente: Elaboración propia.

3.1.10.2 *Costos indirectos.*

Se los consideran como valores que forman parte de la producción pero no son de relación directa. Estos valores son costos de diseño impuestos y utilidades.

Se asume costos de diseño del 20%, costos de investigación 15% y el IVA del 12% que se los saca con respecto a la mano de obra y materiales (subtotal).

Tabla 3.9 Costos indirectos.

Precio total	
Subtotal (Mat/mano)	\$13481,02
Utilidad	\$2696,20
Costos de diseño	\$539,24
Subtotal	\$16716,46
IVA	\$2005,97
Costos indirectos	\$ 5241,42

Fuente: Elaboración propia.

3.1.10.3 **Costos totales.**

Es la suma de los costos indirectos, directos e imprevistos. Este último es el 10% de los costos fijos que se muestran en la Tabla 3.10.

Tabla 3.10 Costos totales del equipo

	Valor
Costo directo	\$13481,02
Costos indirectos	\$5241,420
Costos imprevistos	\$1348,10
Costo total	\$20070,54

Fuente: Elaboración propia.

El costo para la fabricación de la trituradora de mandíbulas es de \$20070,54 dólares.

3.1.11 **Cronograma de actividades de construcción.**

En la figura 3.2 se muestra el diagrama de Gantt para la construcción de la trituradora de mandíbulas.

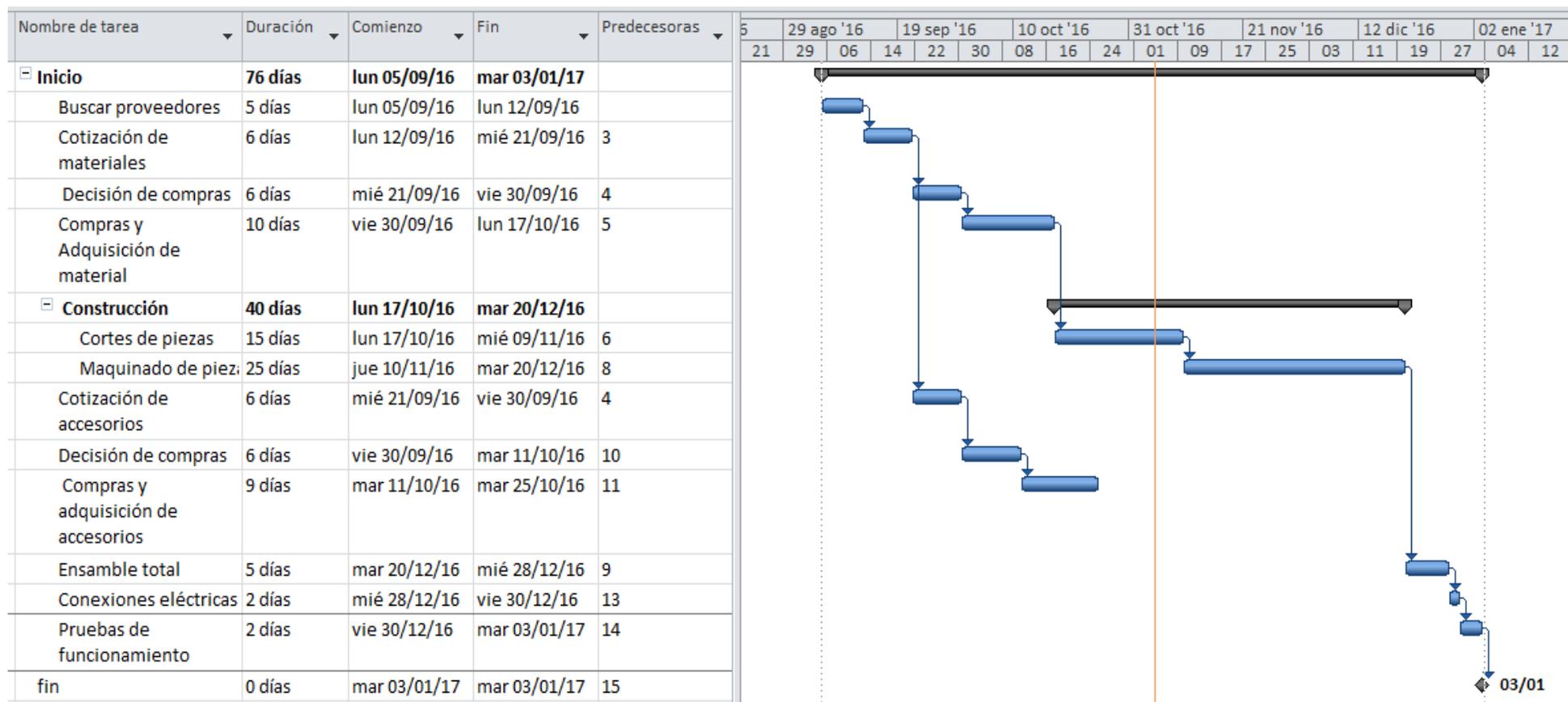


Figura 3.2 Diagrama de Gantt para la construcción de trituradora

Fuente: Elaboración propia.

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

El desarrollo de este capítulo es para realizar el análisis de los resultados obtenidos en base a los objetivos del proyecto, siguiendo la metodología del diseño planteada.

El desarrollo del proyecto consistió en realizar el análisis de las diferentes soluciones que se encontraron, se decidió realizar el diseño de la trituradora de mandíbula tipo Blade (Figura 1.2), debido a que el sistema es eficaz para materiales abrasivos y de mantenimiento económico frente a los otros modelos. Cada una de las partes fueron analizadas para que el equipo sea económico y con materiales existentes en el mercado. A continuación se discuten las partes más relevantes.

- Se implementó el uso de celosías para rigidizar la pantalla debido a que el espesor de la plancha frontal daba 6 mm y no se obtenía suficiente rigidez para los dientes de la mandíbula las cuales están diseñadas con Fora 450, la base no debe exceder deformaciones menores a 0,5 mm.
- El uso de sin fin y corona para el bloqueo del ajuste de la abertura de las muelas como solución de las grandes cargas que se van a transmitir, estas permiten además regular la granulometría de salida.
- Dos seguros mecánicos para evitar averías de otros elementos en caso de que ingrese material a ser triturado de dureza superior, el primero es el balancín el cual está diseñado para que pandee cuando la carga alcanza 3130555,5N, este valor es 1,25 veces el valor máximo de carga necesaria para triturar 20 Ton/hora de mineral de oro. El otro seguro es la chaveta que se coloca sobre el eje, además de transmitir el movimiento de las poleas también falla cuando la carga se excede de su valor máximo, en este caso para un torque de 22227Nm.

Los valores de fabricación de la trituradora de mandíbula son bajos (\$20,070.54) en comparación al precio que tiene una trituradora en el mercado (30,354.20 más impuestos) debido a que los materiales que se usan para su construcción existen en el país, el único material que tiene un costo elevado en comparación al resto de materiales es el Forc 450 (Tabla 3,6) que se usa para la pantalla de la trituradora, el precio es elevado debido a su contenido de manganeso que lo hace resistente a la abrasión, con esta característica se decide colocarla como muelas sobre esta pantalla se corta y se suelda.

Para las tolvas se resolvió la distancia entre elementos que rigidizan a la pantalla con adaptaciones de la norma brasileña 888-4.9.1.4, dando como resultado valores que fueron analizados y aceptados, ya que la norma se la emplea para fluidos sobre una compuerta y en este proyecto se la utiliza de forma análoga sobre el material que ejerce presión sobre las paredes de la tolva.

Los demás equipos solo se discuten la eficiencia para triturar el mineral de oro entre los demás modelos existentes, se los escogen por la ecuación de Bond. En el caso de las cribas estas son seleccionadas de acuerdo a la granulometría que se desea procesar teniendo en cuenta la amplitud y la frecuencia que demanda un diámetro de roca en específico.

4.1 Conclusiones

- Se decidió diseñar un equipo en específico (trituradora de mandíbula) con todos sus componentes debido a que este proyecto va dirigido a pequeñas y medianas industrias mineras, donde reducir el material con una tasa de reducción alta es importante porque reduce costos de producción, a pesar de que el equipo es el más económico en comparación a la trituradora cónica y el molino de bolas tiene una mayor demanda. Estos equipos mencionados también pueden diseñarse basados en el mismo principio de la trituradora de mandíbula. (Materiales resistentes a la abrasión)

- La trituradora de mandíbula consta de un sistema de regulación manual que se bloquea por el sistema de tornillo sin fin y se puede regular de forma manual.
- Se realizaron los planos de los elementos mecánicos para la trituradora y como deben ir ensamblados cada uno de ellos en la vista explosionada. (Anexo)
- El diseño de la planta consistió en realizar los cálculos de selección de equipos para el funcionamiento óptimo. De tal manera que no queden sobre dimensionados, como es el caso de la trituradora cónica y el molino de bolas que usan la ecuación de bond para obtener la potencia motor. Con este dato se seleccionan y se obtiene los dimensionamientos del equipo.
- Para llevar a cabo un sistema continuo y retroalimentado se usó bandas transportadoras y cribas de baja y alta frecuencia.
- Se obtienen partículas de 65 micras a razón de 16,666 Ton /h. Los equipos de molienda fueron seleccionados de tal forma que operan 24 horas, mientras que los equipos de trituración trabajan 8 horas/día, esto es debido a los ahorros de consumo eléctrico.

4.2 Recomendaciones

- Es importante seguir la metodología de diseño ya que en esta se consideran todas las alternativas para un buen diseño y cumplir los objetivos planteados.
- A lo largo del desarrollo del proyecto se realizaron asunciones que luego fueron comprobadas o rectificadas en el desarrollo de los cálculos, esta es la parte de diseño retroalimentado y de mejora continua para un buen diseño. El caso más importante fue asumir las distancias y las alturas de los equipos ya que esas alturas asumidas fueron erróneas en algunas ocasiones porque daban un ángulo mayor al permisible para bandas transportadoras.

- Se deben de usar normas para el diseño de equipos. Solo en caso de no haber normas ni manuales se opta por modelados matemáticos de diseño con los conceptos aprendidos en ingeniería.
- En el diseño de la trituradora de mandíbula los cálculos de soldadura fueron omitidos dado que en las uniones donde las fuerzas eran críticas se colocaron pernos y estos fueron analizados. Para la unión de las muelas a las celosías se las debe de realizar con pernos ya que la soldadura que se debe emplear no cumple los requerimientos de ambos materiales.
- Este proyecto no cuenta con el análisis y diseño eléctrico de los equipos, el diseño eléctrico es de suma importancia ya que los equipos suman una potencia a instalar de 450 hp aproximadamente.

5. BIBLIOGRAFÍA

- Chango Supe , L. A., & Molina Tapia, A. A. (Febrero de 2013). Diseño y construcción de una máquina trituradora de escoria para la empresa NOVACERO S.A. planta industrial LASSO. Cotopaxi, Ecuador.
- CONTITECH. (2009). *Manual de Ingeniería, Bandas transportadoras.*
- DUNLOP, F. (s.f.). *Engineered Conveyor Solución .*
- Guzmán, C. G. (05 de Abril de 2009). *mailxmail.com*. Obtenido de <http://www.mailxmail.com/curso-rocas-tipos-ciclo/trituradoras-rocas-minerales>
- Industria, I. (2015). *Trituradoras.*
- *Ingemecánica.* (Septiembre de 2016). Obtenido de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html#seccion53>
- Kirnosov, V. (1985). *Medición de fuerzas y dureza.* Habana: Pueblo y educación.
- López, M. (2002). *Conocimientos Básicos en el procesamiento de materiales .* Chicago.
- Meang, C. (2015). *China Patente nº 439167.*
- METSO. (2008). *manual de trituración y cribado.*
- Nicolini, J. (1998). *tablas y ábacos para resolución de problemas- 72 02 Industrias I.*
- Palacios, M. C. (14 de febrerp de 2014). *Scribd.* Obtenido de <https://es.scribd.com/doc/203807280/Manual-Mineria>

- Palacios, M. C. (8 de Febrero de 2015). *Scribd*. Obtenido de <https://es.scribd.com/document/207224528/Chancado-y-Molienda-de-Minerales>
- PIRELLI. (2005). *Manual de cálculo de cinta transportadora*.
- Quiroz, J. A. (8 de Octubre de 2015). *Scribd*. Obtenido de <https://es.scribd.com/doc/284085234/98678402-Trituradora-de-Mandibulas-docx>
- Ramírez, N. (mayo de 2013). *ProIndustriales*. Obtenido de <http://proindustriales.blogspot.com/2013/05/trituracion.html>
- Shigley. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Mexico.

APÉNDICE

APÉNDICE A

Cálculos

Cálculos de la trituradora de mandíbula

Se calcula entrada de la mandíbula

$$A = (1, 15 \text{ a } 1, 2) d_{\max}$$

$$A = (1,2)250\text{mm} = 300\text{mm}$$

Se define el ángulo entre las muelas:

$$\alpha \leq 2 \arctan f$$

f Coeficiente de fricción de materiales movedizos.

α Ángulo de talud natural 20° .

$$\alpha \leq 2 \arctan 0,58 = 30^\circ$$

La velocidad de operación de la trituradora de mandíbula se la calcula con la siguiente expresión:

$$n = 66,5 \sqrt{\frac{tg \alpha}{s}} \text{ rev/min}$$

s Recorrido de mandíbula 0,02m.

n número de revoluciones del eje excéntrico.

$$n = 66,5 \sqrt{\frac{tg 20}{0,02}} = 283,68 \text{ rev/min}$$

La longitud se la obtiene por:

$$L = \frac{G \, tg \, \alpha}{60 \, \mu \, \gamma \, \alpha \, n \, s \, d_f}$$

G Tonelada por hora 20(T/h)

d_f Grosor de material triturado 0,05m

μ Coeficiente de variación de peso específico 0,5

s Recorrido de mandíbula 0,02m

$$L = \frac{20 \, tg \, 30}{60 \, (0,6)(1,6)(0,02)(0,05)(284)} = 457,21\text{m}$$

La altura que debe tener la muela de la mandíbula:

$$H = \frac{A - e}{tg \, \alpha}$$

H = Altura de la muela

$$H = \frac{(300 - 50)}{tg 20} = 686,86\text{mm}$$

Se calcula la potencia del motor con la ecuación de bond:

$$P_m = 10 * W_i \left(\frac{1}{\sqrt{d_{80}}} - \frac{1}{\sqrt{D_{80}}} \right) * G * F_S$$

Se tienen los siguientes parámetros.

F_S Factor de servicio 2.

W_i Índice de bond 14,7.

d_{80} Diámetro menor de roca 50.000 micras.

D_{80} Diámetro mayor de roca 250.000 micras.

$$P = 10 * 20(14,7) \left(\frac{1}{\sqrt{50000}} - \frac{1}{\sqrt{250000}} \right) * 2 = 21,8Kw = 30HP$$

Con ese resultado se escoge el motor de la Tabla 2.7

Calculo es la fuerza de la biela.

Se procede a calcular la fuerza que tendrá la biela

$$F_{biela} = \frac{9,55P_{motor}}{e * n}$$

P_{motor} = potencia del motor 21800 W

e = excentricidad 0.05 m

n = revoluciones del eje 284 rpm

$$P_{biela} = \frac{9,55 * 21800}{0,05 * 284} = 14677,8N$$

Y la fuerza máxima es la que se da sobre la riostra.

$$P_{riostra} = \frac{P_{biela}}{2sen\alpha}$$

$$P_{riostra} = \frac{14677,8}{2sen20^\circ} = 21457,5$$

Se muestra la variación de fuerza sobre la muela como esta varía en cada punto como si la roca estuviera actuando puntual.

$$Q = P_{riostra} \frac{H}{x} = 21457 \left(\frac{690}{x} \right)$$

Q = variación de fuerza en la pantalla

H = pantalla 690mm

X = variacion desde el eje

Q = reaacion del bloque

En la tabla siguiente se ve el resultado de la fuerza sobre la pantalla:

Tabla de variación de la fuerza sobre la pantalla

X (mm)	Q (N)
50	296113,5
100	148056,75
150	98704,5
200	74028,38
250	59222,7
300	49352,25
350	42301,93
400	37014,19
450	32901,5
500	29611,35
550	26919,41
600	24676,13
650	22777,96
690	21457,5

Fuente: Elaboración propia.

Selección de bandas y poleas

Para la Selección de banda y polea tenemos lo siguiente:

Dado el motor de 30 hp se escoge en el catálogo de siemens 1200 rpm velocidad de salida y se desea una velocidad de operación de 284 rpm

$$R = \frac{RPM_{motor}}{RPM_{eje}} = \frac{1200}{284} = 4,225$$

R = relacion de velocidades

Pc = potencia transmitida

$$Pc = P_{motor} * K = 30Hp * 1,2 = 36Hp$$

K= factor de corrección.

se selecciona la banda con (1200rpm , 36 Hp) = banda 5v

Parámetros de bandas Poleas seleccionadas.

D = Polea motor 284mm

d = Polea en el eje 1200mm

Definición de la distancia entre ejes de las poleas

$$E > \frac{(R + 1) \cdot d}{2} + d$$

$$E > \frac{(4,225 + 1) \cdot 280}{2} + 280 = 1011,5\text{mm}$$

Entonces se asume una distancia de $E = 1020\text{mm}$.

Se extrae el factor lineal de corrección

$L_p = \text{Longitud primitiva}$

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

$$L_p = 2(1020) + \frac{\pi}{2}(1200 + 280) + \frac{(1200 - 280)^2}{4(1020)} = 4572,23\text{mm} = 180\text{ in}$$

$f_{lc} = \text{Factor lineal de corrección} = 1,26$

También se requiere el ángulo de contacto que es la siguiente:

$$\text{Angulo de contacto} = 180^\circ - 57 \frac{(D - d)}{E}$$

$$\text{Angulo} = 180 - 57 \frac{(1200 - 280)}{1020} = 128,58^\circ$$

Se extrae el ángulo de corrección:

$f_{CA} = \text{Factor de corrección de ángulo de contacto}$

$$\text{Angulo } 127^\circ \quad f_{CA} = 0,85$$

Potencia base:

$$P_b(1200\text{rpm}), (180\text{in}) = 5,83\text{ hp}$$

$P_{cd} = \text{Potencia corregida debido a } f_{lc} \text{ y } f_{CA}$:

La potencia efectiva esta dada por:

$$P_e = P_b * f_{cl} * f_{CA}$$

$$P_e = 5,83 * 1,26 * 0,85 = 6,08\text{Hp}$$

Número de correas

$$P_{motor} / P_c$$

$$36\text{HP} / 6,08\text{Hp} = 5,92 = 6 \text{ bandas minima}$$

Velocidad de banda

$$V_t = \frac{\pi d N}{60 * 1000} = \frac{(3,14)(280)(280)}{60 * 1000} = 4,103\text{ m/s}$$

Poleas

Con estos datos se va a la tabla APÉNDICE G donde se elige el tipo de polea a usarse de acuerdo a los diámetros que se calculó. Las que más se ajustan:

Polea motor 6.5v.11,80E, peso 19,55 kg.

Polea eje 6.5v.50.00M, peso 176,36kg.

Cálculo del volante de inercia

Se sabe que el torque será

$$\tau = Qx$$

$$\tau = \text{torque a vencer}$$

$$Q \text{ reaccion de la roca a } 200 \text{ mm} = 74028,78N$$

$$x = \text{distancia estimada donde la roca se tritura } 200\text{mm}$$

$$\tau = 74028,78 * 0,2 = 14805,68Nm$$

El eje gira a 284 rpm y su periodo es de 0,212seg la mitad de este tiempo realiza trabajo y la otra mitad retorna.

$$T = \text{periodo} = 0,212$$

$$T = \text{tiempo en que realiza trabajo } 0,106 \text{ seg}$$

Se procede a calcular la potencia promedio necesaria mediante la ecuación

$$P_{\text{promedio}} = \frac{\tau}{T}$$

$$P_{\text{promedio}} = \frac{14805,68Nm}{0,212} = 69882,79wattios$$

Se calcula la energía que almacenará los volantes durante los tiempos de retorno.

$$E_{\text{motor}} = P_{\text{promedio}} * t$$

$$E_{\text{motor}} = 69882,79w * 0,106seg = 7407,57J$$

$$E_{\text{volante}} = \tau - E_{\text{motor}}$$

$$E_{\text{volante}} = 14805,68J - 7407,57J = 7398,1J$$

Se calcula la inercia del volante con la siguiente fórmula:

$$I_v = \frac{E_{\text{volante}}}{C_f \tilde{\omega}^2}$$

$\tilde{\omega}$ =Velocidad angular promedio.

C_f =coeficiente de fluctuación de velocidad se asume de 0,2.

W= velocidad angular 283,2 rpm.

$$\tilde{\omega} = \frac{\left(1 + \frac{C_f}{2}\right)}{2} w + \frac{\left(1 - \frac{C_f}{2}\right)}{2} w$$

$$\tilde{\omega} = \frac{\left(1 + \frac{0,2}{2}\right)}{2} 283,2rpm + \frac{\left(1 - \frac{0,2}{2}\right)}{2} 283,2rpm = 283,2rpm$$

$$I_v = \frac{7398,1J}{0,2 \left(283,2rpm * \frac{2\pi}{60}\right)^2} = 1247,3 Kg m^2$$

Como se colocan dos volantes entonces son dos volantes de 623,65 Kg m²

Se realizan los cálculos y dimensionamiento de los volantes de inercia, se obtiene el valor de R2 donde se estima que la mayor cantidad de masa se encuentra en las paredes, se calcula como cilindro hueco con los siguientes datos:

R1= radio mayor de la polea medio 0,63373m.

R2=radio menor del volante.

LV= ancho del volante de inercia 0,6 m.

ρ_a = densidad del acero.

$$R_2 = \sqrt[4]{R_1^4 - \frac{2I_v}{\rho\pi L_v}}$$

$$R_2 = \sqrt[4]{(0,6337m)^4 - \frac{2 * 623kg m^2}{7800 \frac{kg}{m^3} \pi * 0,6 m}} = 0,526m$$

Se estima la masa del volante de inercia mínima

$$m = \frac{2I_v}{R_1^2 + R_2^2}$$

$$m = \frac{2 * 623 kgm^3}{(0,63373m)^2 + (0,526m)^2} = 1836,79 kg$$

Por lo cual la masa que tiene la polea no da la suficiente inercia y entonces se coloca los dos volantes de inercia.

Ahora se estimamos el tiempo que necesita la máquina para llegar a la velocidad de operación

$$t = \frac{I_v \omega^2}{P_{motor}}$$

$$t = \frac{1274,3kgm^2 \left(284rpm * \frac{2\pi}{60}\right)^2}{30hp * 746 \frac{Wattios}{hp}} = 49,3 seg$$

Cálculo de componentes fijos y móviles

Cálculos sobre la muela fija

Fuerza de Compresión

La fuerza de compresión para rocas con minerales de oro que en su mayor parte la conforma el cuarzo (cuarcita)

$$4500\text{ lbf} = 2041,16\text{ kgf}$$

$$8300\text{ lbf} \cong 3800\text{ kgf}$$

Estas fuerzas fueron obtenidas en placas de 9x9 cm

$$\sigma_{comp} = \frac{3800\text{ kgf}}{81\text{ m}^2} = 46,91 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}$$

Dimensiones de la placa de la trituradora 460x 690 mm pero se asume que el área efectiva de trabajo solo es del 60%

$$F_{comp} = 46,91 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} (46 * 69)\text{ cm}^2 * 0,6 = 59,561\text{ kgf} = 60 \text{ toneladas}$$

σ_{comp} = esfuerzo de compresión = 60 toneladas.

Diseño de base para muela fija.

Se usa la siguiente ecuación para distribuir la carga en la pantalla:

$$w = \frac{F_{comp}}{L_{pantalla}}$$

W=Carga distribuida.

F_{comp} = Fuerza de compresión.

$L_{pantalla}$ = longitud de placa.

$$w = \frac{60000\text{ kgf} * 9,8}{0,69} = 852174 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$M_{max} = \frac{wl^2}{8} = \frac{852,174(0,69)^2}{8} = 50715\text{ Nm}$$

Se calcula en el punto máximo en el punto central

M = Momento flector

I = Inercia

C = Distancia del eje centroidal a la viga externas

σ_d = esfuerzo de diseño de placa

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

Acero seleccionado AISI A36 = 248 MPa S_y esfuerzo de fluencia.

$$I = \frac{be^3}{12} \qquad C = \frac{e}{2}$$

$$\sigma_d = \frac{6M}{be^2}$$

Para estimar el espesor se tiene lo siguiente

$$e = \sqrt{\frac{6M}{b\sigma_d}}$$

$$N_s = 1,4 \qquad N_s = \frac{Sy}{\sigma_d} \qquad \sigma_d = \frac{248}{1,4} = 117,14 \qquad \sigma_d = 117,14MPa$$

$$e = \sqrt{\frac{6(50715Nm)}{(0,5m)(177,4MPa) * 10^6}} \qquad e = 0,0585m = 6cm$$

Como el espesor de placa es muy grande se decide realizar celosías las cual le daremos las siguientes dimensiones (Figura 2.9)

$$\sigma_d = \frac{50715Nm * 0,0482m}{15517,42 cm^4 * \frac{m}{100cm}} = 35,84MPa$$

$$N_s = \frac{248MPa}{35,84MPa} = 6,91$$

Se aprueba el diseño de la muela fija ya que el factor de seguridad es lo alto.

Espesor de la placa lateral

Se asume que la carga también se divide entre las dos placas laterales

$$e = \frac{W}{2L\sigma_d}$$

e =Espesor de la placa

L_{pl} = longitud de placa lateral

σ_d = esfuerzo de diseño = 177MPa

$$e = \frac{W}{2L\sigma_d}$$

$$e = \frac{60000kg * 9.8 \frac{m}{s^2}}{2 * 0,69m * 177Mpa} = 0,0024 m$$

$$e = \sqrt{\frac{3F_{comp}l^2}{8b\sigma_d}} = \sqrt{\frac{3 * 30000kg * 9,8 \frac{m}{s^2} * (0,69m)^2}{8 * 1m * 160MPa}} = 0,0207m$$

Por facilidad y debido a que en el mercado es más fácil encontrar planchas de una pulgada de espesor se escoge esta plancha.

Diseño de la muela móvil

Se asume la muela móvil como una viga rígida dándole las mismas celosías que la muela fija

Diseño del eje excéntrico

De este análisis extraemos la reacción en la biela y la reacción que tendrá sobre el eje para lo cual se usan las ecuaciones.

$$\sum F_y = 0 = R_{eje} + R_{balancin} - W$$

$$\sum M_{R_{2y}} = 0 = -WX_1 + R_1X_2$$

R_{1y} = Reacción en el eje excéntrico.

R_{2y} = Reacción del balancín.

Se asume que la carga actúa a un tercio de la longitud total debido a que la roca se tritura en ese punto. La reacción del balancín se la asume a una distancia de 150 mm ya que no puede estar sujeta al suelo porque rozaría con el suelo y se desgastaría.

$$R_{1y} = \frac{60000 * 9,8(0,31m)}{0,54} = 337,55KN$$

$$R_{2y} = 60000kg * \frac{9,8m}{s^2} - 337,55KN = 250,44KN$$

Con la reacción en el eje R_{eje} se procede a calcular el torque necesario, se chequea el calculado anteriormente

$$T = R_{eje}\varepsilon$$

ε = Excentricidad 0,05 m

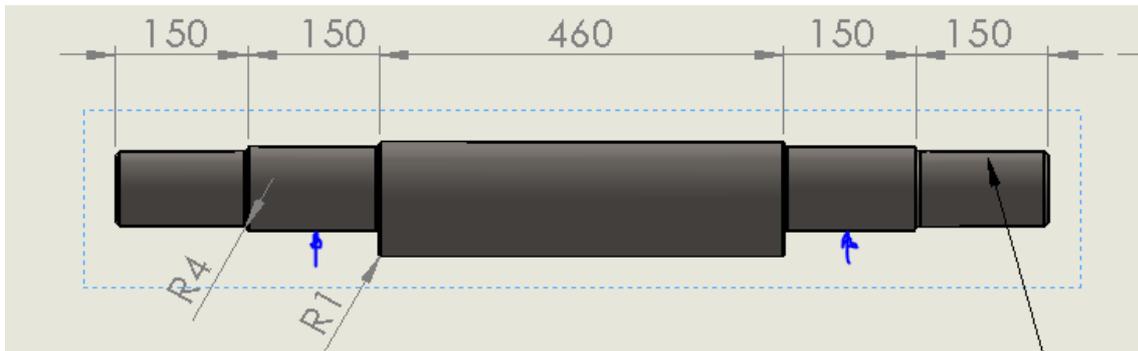
T = Torque en el eje

$$T = 337,55 KN * 0,05m = 16877,8 N$$

Se había calculado un valor de torque sobre el eje de 14805,65Nm el cual difiere del torque encontrado debido a que el torque de 16877,8 Nm es más conservador por considerar un uso del 60% de la pantalla y con la resistencia máxima de las rocas.

Se asumen las medidas en la siguiente figura para que no haya problemas en el eje ni la polea.

Figura de las medidas asumidas para el eje



Fuente: Elaboración propia.

Donde la ecuación se obtiene los valores de las fuerzas para calcular las reacciones de los cojines.

$$F_A = \frac{T_A}{D_{medio}} = \frac{T_{volante} + T_{motor}}{D_{medio}}$$

$$F_D = \frac{T_{volante}}{D_{medio}}$$

Se usa la ecuación de Von Mises debido a que se tiene cargas combinadas, despejando el diámetro, se tiene:

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32N_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4}T^2}}$$

T_A = torque motor más el torque de volante (P_2).

F_D = torque solo de volante. (P_3).

W_b = Distribución de la carga R_{1y} sobre el eje (W_1).

T_{motor} = Torque motor = 7407,57Nm.

$T_{volante}$ = Torque volante = 3700 Nm.

D_{medio} = Diámetro medio de volante y patea = 0,58m.

d_{eje} = Diámetro de eje.

N_s = Factor de seguridad = 2.

S_y = Esfuerzo de fluencia del material.

Torque en A es el que se transmite a lo largo de la mitad del eje por lo cual va a ser constante para obtener los diferentes diámetros.

$$F_A = \frac{7407,5Nm + 3700Nm}{0,58m} = \frac{11113,57Nm}{0,58m} = 19161,32N$$

$$F_D = \frac{3700Nm}{0,58m} = 6389,65N$$

Se realizan los diagramas de momento flector a lo largo del eje para en cada sección determinar el diámetro del eje como se puede ver en la Figura 2.11.

Los momentos a considerar es: en A, AB, BC los valores máximos que se presentan y se escoge el material AISI HR 1045 con $S_y = 310 \text{ MPa}$

$$D_{eje1} = \sqrt[3]{\frac{32 * 2}{\pi * 310MPa} \sqrt{0^2 + \frac{3}{4} 11113,57^2}} = 0,0858mm$$

Tabla de resultados obtenidos

S_y	310 MPa
D_{eje1}	0,08583891
D_{eje2}	0,09031624
D_{eje3}	0,11408212

Fuente: Elaboración propia.

Tabla de valores que se escogen

S_y	310 MPa
D_{eje1}	0,085
D_{eje2}	0,095
D_{eje3}	0,115

Fuente: Elaboración propia.

Se vuelve a realizar el análisis con la resistencia a la muela con la siguiente ecuación:

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32K_f N_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2}}$$

K_f = factor de concentración de esfuerzo por fatiga.

K_t = Factor de concentración de esfuerzo por irregularidad o defecto.

q = Sensibilidad a la muela.

Con estos valores se saca el valor de K_t , solo se considera los dos primeros diámetros debido a que en estos puntos hay el cambio de la sección transversal y es allí donde se presentan los concentradores de esfuerzos dinámicos

Tabla de resultados con concentradores de esfuerzos.

4mm			
		r/d	D/d
D_{eje1}	85	0,047	1,12
D_{eje2}	95	0,042	1,21
D_{eje3}	115	0,035	0

Fuente: Elaboración propia.

Se seleccionan y el acero que escogimos falla por lo tanto ahora se escoge el mismo acero pero trabajado en frio el ISI 1045 CD 530MPa

Para un valor de factor de seguridad de 1,2 se obtuvo valores similares a los que habíamos asumidos con radio a la muela de 3 mm

$$D_{eje1} = \sqrt[3]{\frac{32 * 1,2 * 2,86}{\pi * 310MPa} \sqrt{0^2 + \frac{3}{4} 11113,57^2}} = 0,102 m$$

Tabla de resultados finales

AISI 1045			
	HR	310 MPa	CD 530 MPa
q		0,62	0,67
kt		2	2
kf		2,86	3,01
D_{eje1}		0,102	0,087
D_{eje2}		0,108	0,092
D_{eje3}		0,161	0,138

Fuente: Elaboración propia.

Con el segundo material se pueden mantener los valores asumidos de eje por lo cual se lo escoge.

Balancín.

Los datos a utilizar son:

$$R_2 = \text{Balanza de la carga} = 250444,44N$$

$$\tan \alpha = \frac{x}{690} \quad x = 251,13\text{mm}$$

$$x = 251,13 + 50 = 301,13\text{mm}$$

$$A = 300\text{mm}$$

Apertura 460 * 50 mm inferior

460 * 300mm superior

$$x' = 300 + 200 + r$$

$$\emptyset \text{ eje} = 130\text{mm}$$

Espesor de bocin bronce = 15mm

Espesor de caja = 15mm

$$r = 105\text{mm}$$

$$x' = 300\text{mm} + 200\text{mm} + 105\text{mm} = 605\text{mm}$$

$$x'' = \sin \alpha (734 - 150) = 292 \quad \text{largo} = 300\text{mm}$$

Se define la ecuacion de Euler despegado para el espesor de placa

$$e = \sqrt[3]{\frac{12Per l_e^2}{\pi^2 Eb}}$$

A sume $P_{cr} = 1,25$ del exceso de carga

$$Per = R_2 * 1,25 = 250444,44 * 1,25 = 313055,55\text{N}$$

$$e = \sqrt[3]{\frac{12(313055,55)(2(0,4))^2}{\pi^2 200 * 10^9(0,4)}} = 9,54 * 10^{-3}\text{m} = 3/8 \text{ "medida exacta}$$

Pernos de la chumacera del eje

Reacción en el eje=337,55KN

Se distribuye la fuerza cortante para cada perno 4 pernos por chumacera entonces 8 pernos en total

$$F_{perno} = \frac{R_{eje}}{8}$$

$$F_{perno} = \frac{337,55\text{KN}}{8} = 42194,44\text{N} = 9485,68\text{lb}$$

De la cual se aplica la ecuación #2,41 para tracción desconocida

$$A_t = \left(\frac{6F_{perno}}{in^{-1} * S_y} \right)^{2/3}$$

Se escoge el perno de grado 8 inicialmente para calcular el área de tracción

Se calcula de forma aproximada

$$A_t = \left(\frac{6 * 9485,68}{in^{-1} * 130000} \right)^{2/3} = 0,576 in^2$$

Se revisa en la tabla 8,2 de Shigley para escoger el diámetro del perno con el área aproximada de 7/8 in

Se define la siguiente ecuación para el cálculo de los pernos.

Fuerza de apriete con cargas estáticas sobre la junta, se necesita el esfuerzo de apriete dado por la ecuación.

$$S_i = 0,75S_p$$

$$F_i = 0,75 * S_p A_t$$

A_t = Área de tensión efectiva.

S_p = Esfuerzo de prueba 120 Ksi.

La fuerza de apriete será:

$$F_i = 0,75 * 120000Psi * 0,509in^2 = 45810lbf$$

Se requiere las constantes elásticas del perno la cual se define mediante la ecuación:

$$K_b = \frac{A_t E_b}{L_b}$$

K_b = Constante elástica del perno.

K_c = Constante elástica de la junta.

E_b = Módulo de Young del material.

L = Longitud de material.

A_c = Área de contacto entre superficies.

$$K_b = \frac{0,509 * 3000000Psi}{1 in} = 15,27 * 10^6 \frac{lbf}{in}$$

Se requiere calcular el área de contacto la cual se asumen las placas donde se asientan las chumaceras.

$$A_c = 1,5in * 2in - \frac{\pi}{4} (0,875in)^2 \approx 2,4in^2$$

Con este resultado se procede a calcular la constante de elástica de la junta.

$$K_c = \frac{A_c E_c}{L_c}$$

$$K_c = \frac{2,4 \text{ in}^2 30000 \text{ psi}}{1 \text{ in}} = 72 * 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

N_f = Factor de seguridad de precarga.

$$N_f = (S_p A_t - F_i) \frac{K_c + K_b}{K_b F_{perno}}$$

$$N_f = (120000 \text{ Psi} * 0,509 \text{ in}^2 - 48810 \text{ lbf}) \frac{72 * 10^6 + 15,26 * 10^6}{15,26 * 10^6 * 9485,68 \text{ lbf}} = 9,206$$

N_s = Factor de seguridad debido a la carga.

$$N_s = \frac{0,577 \pi S_y d_r^2}{4V}$$

$$N_s = \frac{0,577 \pi 130000 \text{ Psi} * (0,7822 \text{ in})^2}{4 * 9485,68 \text{ lbf}} = 3,81$$

Factor de seguridad global.

$$N_{s'} = \left(\frac{1}{N_f^2} + \frac{1}{N_s^2} \right)^{-0,5}$$

$$N_{s'} = \left(\frac{1}{9,206^2} + \frac{1}{3,81^2} \right)^{-0,5} = 3,51$$

Cálculo de pernos para sujeción de la plancha lateral

Se asume que la fuerza de compresión se transmite a las planchas laterales por lo tanto se analiza por desgarre como si estuviera en tensión pura, se coloca 5 pernos en cada plancha.

La ecuación siguiente da el diámetro que debe tener los pernos para producir desgarre en la plancha AISI A 36 con esfuerzo a la fluencia de 248 MPa.

$$d_{perno} = \frac{F_{comp}}{n_{pernos} \sigma_d}$$

Donde los parámetros están definidos como:

n_{pernos} = Número de pernos total 10.

σ_d = Esfuerzo de diseño con factor de seguridad de 1,5 = 165,3 MPa.

$$d_{perno} = \frac{60000 \text{ Kg} * 9,8 \text{ m/s}^2}{10 * 165,3 \text{ MPa} * 0,0254 \text{ m}} = 0,014 \text{ m}$$

De lo cual se escoge pernos de 1 grado 5 por ser más fácil de encontrar, para saber la distancia del borde de la plancha se debe de multiplicar por un factor de 1,5 a 2 veces el diámetro. Se escoge una distancia de 60 mm del borde.

Sistema de regulación fijo y móvil

Tanto como el fijo como en el móvil se colocan los pernos en la misma posición como se ve en la Figura 2.15, también se estima ciertas dimensiones de estos soportes para facilidades de cálculo.

En la Figura 2,16 sacada por MD Solid se obtienen las reacciones y el momento flector máximo

Las reacciones de los pernos son de 125222,22 N.

Y el momento flector máximo es de 2504,44Nm.

Para el espesor requerido se usa la ecuación.

$$e = \sqrt{\frac{6 * M_{maximo}}{B \sigma_d}}$$

Donde:

B es el alto de las bases.

σ_d =Esfuerzo de diseño con placa de AISI A36 con factor de seguridad de 3 igual a 82,66 MPa.

$$e = \sqrt{\frac{6 * 2504,44Nm}{0,09m * 82,66 MPa}} \approx 0,05 m$$

El espesor de la ceja se asume de igual que el radio para que aloje al balancín, además de ello esto genera mayor rigidez al sistema.

Para el soporte fijo tendría las mismas dimensiones que la móvil solo que esta presenta una forma resta y soldada como se ve en la Figura 2.12

Se realiza el análisis de soldadura:

h =Altura de soldadura.

L =Longitud del cordón $2(400+400)= 1600mm$.

τ_s = Esfuerzo de soldadura 60000 Psi = 4133,68 MPa.

$$\tau = \frac{F_{balancin}}{h * \cos 45^\circ * L}$$
$$\tau = \frac{250444,44N}{0,01m * \cos 45^\circ * 1,6 m} = 22,14 MPa$$

Se debe de soldar por todo el contorno con soldadura de 60000 Psi (6011).

Pernos de potencia.

La reacción de los pernos en dirección axial en compresión se saca el diámetro mínimo que debe tener el tornillo de potencia.

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4F_{reac} N_s}{\pi\varphi S_{d-ap}}}$$

S_{d-ap} = Resistencia al desgaste.

F_{reac} = Fuerza de reacción de los pernos.

N_s = Factor de seguridad asumido de 1,5.

φ = 2,5 debido a que la tuerca es de una sola pieza.

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 * 125222,22N * 1,5}{\pi * 2,5 * 80MPa}} = 0,03458m \approx 1,36in$$

De la tabla APÉNDICE I se escoge el perno de 1 3/8 in y se extraen los siguientes datos los cuales se los convierte en metro.

$d_{mayor} = 0,034925$ m.

$d_{medio} = 0,03175m$.

$d_{menor} = 0,0275$ m.

Hilos por pulgada 4.

Área de esfuerzo a la tracción 0,000715 m²

Longitud del perno asumida de 400 mm.

Se calcula la torsión máxima de los pernos de potencia:

$$T_{s'} = F_{reac} \frac{d_{medio}}{2} \frac{I + \frac{U\pi d_{medio}}{\cos\alpha_f}}{\pi d_{medio} + UI} + F_{reac} \frac{U_c d_c}{2}$$

$U_c = 0,1$ Coeficiente de dureza del núcleo de engranes nitrurados.

α_f = ángulo de los dientes rectos = 0.

$I =$ Paso 0,006.

$T_{s'}$ = Par torsión máximo de los pernos de potencia.

$$T_{s'} = 125222,22N \frac{0,03175m}{2} \frac{0,006m + \frac{0,1 \frac{N}{m^2} \pi 0,03175m}{\cos 0}}{\pi 0,03175m + 0,1 \frac{N}{m^2} * 0,006m} + 125222,22N \frac{0,1 \frac{N}{m^2} 0,06m}{2}$$

$$T_{s'} = 157,5Nm + 375,17Nm = 533,17Nm$$

Para el factor de seguridad del engranaje se define dos esfuerzos: el de compresión y el de torsión, en esta ecuación se muestra el factor de seguridad ya despejado:

$$N_s = \left(\left(\frac{F_{comp}}{A_t S_y} \right)^2 + \left(\frac{16 T_{s'}}{\pi d_{menor} * 0577 S_y} \right)^2 \right)^{-0,5} \approx 2$$

Por lo cual el diseño de perno se aprueba.

Cálculo de palanca para la regulación de mandíbula

Ahora procedemos encontrar el torque en la corona.

$$T_{total} = 2F_{comp} \mu \frac{d_{medio}}{2}$$

μ = Coeficiente de rozamiento de acuerdo al material acero sobre acero 0,1

$$T_{total} = 125222,22N * 0,1 * 0,03175m \approx 400Nm$$

En la siguiente ecuación se tiene el momento de torsión que debe tener el sin fin y transmitirle a la corona

$$T_{sin\ fin} = \frac{2T_{total}}{d_g} \frac{1}{z} \frac{d_w}{2}$$

d_g = Diámetro de paso corona 120mm.

d_w = Diámetro de paso sin fin 26mm.

Z = relación de velocidad (reducción) =20.

$$T_{sin\ fin} = \frac{400Nm}{0,120m} \frac{1}{20} 0,026m = 4,33Nm$$

Para una palanca de 20 cm se tiene una fuerza de 21,66N que equivale a 2,21 kg aproximadamente por lo cual el cálculo es correcto debido a que cualquier persona puede ejercer esta fuerza.

Diseño de tornillo sin fin y corona

m = Modulo = 4.

d_r = Diámetro raíz.

d_k = Diámetro de cabeza 128 mm.

d_p = Diámetro de paso primitivo.

C = Distancia entre centros 73mm.

h = Altura del diente.

Se compara el diámetro del eje del sin fin con la inecuación

$$\frac{c^{0,875}}{3} \leq d_w \leq \frac{c^{0,875}}{1,6}$$

$$14,23 \leq d_w \leq 26,68mm$$

Por lo cual el diámetro del tornillo sin fin se encuentra dentro del rango permisible.

$$z = \frac{d_k}{m} - 2$$

$$z = \frac{128\text{mm}}{4\text{mm}} - 2 = 30$$

$$d_g = mz$$

$$d_g = 4 * 30 = 120\text{mm}$$

Altura del diente:

$$h = 2m$$

$$h = 2 * 4\text{mm} = 8\text{mm}$$

$$d_r = 31\text{mm} - 8\text{mm} = 23\text{mm}$$

$$d_k = 31\text{mm} + 8\text{mm} = 39\text{mm}$$

Ancho de la cara de la corona:

$$f = 3,5\text{mm}$$

$$r = 15,5\text{ mm}$$

$$c = \sqrt{8f \left(r - \frac{f}{2} \right)}$$

$$c = \sqrt{8 * 3,5\text{mm} \left(15,5\text{mm} - \frac{3,5\text{mm}}{2} \right)} = 18,85$$

Lo redondeamos a 19 mm.

Selección de resorte

Se define el diámetro del alambre por:

$$d = \sqrt[2-m]{\frac{F8K_B C}{\pi A 0,5}}$$

$$4 \leq C \leq 12$$

Se asume un valor de C=4,1 para encontrar el factor de Bergsträsser.

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

$$K_B = \frac{4(4,1) + 2}{4(4,1) - 3} = 1,373$$

$$d = \sqrt[2-m]{\frac{80222,22\text{N} * 8 * 1,373 * 4,1}{\pi * 1855 * 0,5}} = 0,025\text{m}$$

$$K = \frac{F}{Y}$$

$$K = \frac{80222,22}{0,05} = 160,4\text{k} \frac{\text{N}}{\text{M}}$$

Selecciona de la tabla 2,16 Chevrolet.

RM4594 Numero de espiras=8 Longitud=345

D=22,2

d:n=95 D=117,2

La constante del resorte también se lo expresa por:

$$K = \frac{Gd^4}{8ND^3}$$

G constante de rigidez del acero.

N número de espiras.

D diámetro central del resorte.

d diámetro del alambre.

$$K = \frac{77,2 \cdot 10^9 (22,2)^4}{8 \cdot 8 \cdot (117,2)^3} = 181,89 \frac{KN}{m}$$

Constante estática de selección de rodamientos

Se usa la siguiente ecuación para la selección de los rodamientos:

$$C_{10} = f_s F_B \left(\frac{60 L_D N_d}{10^6 (0,02 + 4,439(1 - R_D))} \right)^{1/a}$$

f_s = factor de carga para máquinas de impacto 1,5 a 3.

L_D = número de horas de vida útil del rodamiento.

N_d = revoluciones de operación.

a = constante del rodamiento cilíndrico 10/3.

R_D = confiabilidad.

F_B = reacción en b del eje excéntrico.

$$c_0 = 3(138,407) \left(\frac{60(30000)(284)}{10^6((0,027)+4,439)(1-0,987)^{0,483}} \right)^{\frac{1}{3}} = 256KN$$

Cálculo de la chaveta.

$$L = \frac{2T_A N_S}{D W S_y}$$

W altura de chaveta = 1/2".

T_A = torque en el punto A debido a la inercia del volante más el torque que entrega el motor.

D_{Eje} = diámetro del eje 85 mm.

N_s = factor de seguridad 2.

$$L = \frac{2 * 11113,57Nm * 2}{0,085m * 0,0127m * 390 * 10^6Pa} = 105,59mm$$

Cálculo de eje de banda transportadora.

Angulo de reposo = 35°

Ver las velocidades máximas de las bandas tabla (Nicolini, 1998) que soporta la banda para luego compararlas

La tabla 2 donde se tabulan las velocidades están hechas para ángulo de sobre carga dinámica de 20° y ángulo de concavidad entre rodillos de 20° .

De los cuales se usan dos factores de corrección que se ven en las Tablas 2,19

El otro factor de corrección (f_{cai}) se lo saca de la tabla 4 este es debido a la inclinación de la banda y es de 0,96 para 9° de inclinación con respecto a la horizontal.

Se saca un tonelaje aparente y luego se tabula la velocidad.

$$Tmph = \frac{Ton\ real}{f_{csr} * f_{cai}}$$

$$Tmph = \frac{40}{1.2 * 0.96} = 34.72$$

Con ese tonelaje se tabula el valor de la velocidad de acuerdo con el tipo de banda de 600mm y la densidad aproximada.

$$34.72Tmph \quad X$$

$$92.5Tmph \quad 0.5\ m/s$$

$$X = \frac{34.72}{0.5} * 92.5 = 0.1876 \frac{m}{s}$$

Velocidad mínima recomendada para poder transportar el tonelaje deseado.

Con esta velocidad se obtienen los rpm de los tambores. Para un radio de tambor de 400 mm tenemos

$$RPM\ de\ las\ bandas = \frac{v}{r} * \frac{60}{2\pi}$$

$$RPM\ de\ las\ bandas = \frac{0.1875}{0.2} * \frac{60}{2\pi} = 8.82\ rpm$$

Se tienen motos reductoras con 35 rpm de operación y obtención de la relación de velocidad (Z) para cálculos de engranajes

$$Z = \frac{rpm\ motoreductor}{rpm\ tambor}$$

$$Z = \frac{35}{8.82} = 3.968$$

Se tabularon posibles piñones

*piñon moto reductor * Z = piñon de la banda*

$$18 * Z = 71.42$$

Los piñones obtenidos fueron muy grandes por lo cual se eleva su costo, en tal caso lo que se realiza es ver que banda transportadora debe ser más rápida, se manejan las velocidades finales comparándolas.

Para el cálculo de las bandas orugas por ser de ángulo 0 “ángulo entre rodillos”, se realiza una adaptación para poder copar mayor área transversal. El cálculo se lo realiza con flujo de material por unidad de tiempo.

$$Q = \rho Av$$

$$Q = \text{cantidad de material por unidad de tiempo} \frac{T}{h}$$

$$\rho = \text{densidad aparente del material } 1.6 \frac{T}{m^3}$$

$$A = \text{area de la seccion transversal } 0.1877m^2$$

$$v = \text{velocidad del material en m/h}$$

$$v = \frac{40 \frac{t}{h}}{1.6 \frac{T}{m^3} * 0.1877m^2} * \frac{1h}{3600seg} = 0.037 \frac{m}{seg}$$

Revoluciones del tambor para banda oruga

$$RPM = 0.037 \frac{m}{seg} * \frac{60seg}{2\pi rad} = 1.009$$

Moto reductor de 35 rpm nos va a salir un piñón muy grande entonces lo que se realiza es un tren de reducción con piñones al azar de 18 a 90 y 18 a 65.

$$RPM \text{ motoreductor} = \frac{90}{18} * \frac{65}{18} * 1.009 = 18.22$$

El motor reductor seleccionado tiene una reducción de 1 a 50 por lo tanto el motor a instalar debe girar a

$$RPM \text{ motor} = 18.22 * 50 = 911.26 \text{ rpm}$$

Estimación de la potencia de cada motor

Potencia para mover la carga horizontalmente.

$$P_h = \frac{2,72xLxFx(C + 46)}{1000} \text{ KW}$$

Potencia para mover la cinta vacía.

$$P_{cv} = \frac{9,81 \times F \times G \times (C + 46) \times S}{1000} \quad KW$$

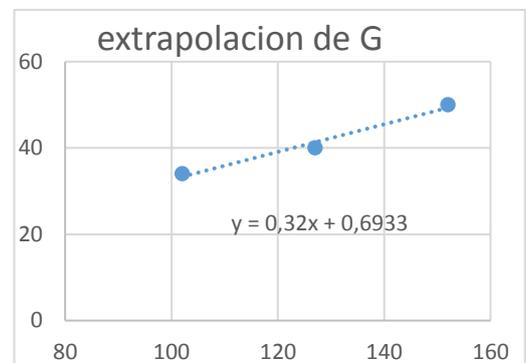
Potencia para elevar la carga.

$$P_v = \frac{2,72 \times L \times H}{100} \quad KW$$

Para el coeficiente de inercia G se hizo una extrapolación lineal.

Tablas de coeficiente de inercia G

Diámetro tensador	tambor	G
102		34
127		40
152		50
400		128,6933
700		224,6933



Fuente: DUNLOP, 2009.

Sacamos los parámetros

$$a = \frac{2.72 * 40 * 0.08 * (7 + 46)}{1000} = 0.4613$$

$$b = \frac{9.81 * 0.08 * 128.69 * (7 + 46) * 8.1875}{1000} = 0.9368$$

$$c = \frac{2.72 * 40 * 7.5 * \text{sen } 9}{1000} = 0.119$$

$$\text{potencia total} = a + b + c = 0.4613 + 0.9368 + 0.119 = 1.51 \text{ KW}$$

$$\text{potencia total en Hp} = 1.51 \text{ KW} * \frac{1 \text{ HP}}{0.745 \text{ KW}} = 2.036 \text{ HP}$$

Cálculo de las tensiones de las bandas

$$T_e = \text{tension efectiva} = \frac{\text{Potencia}}{\text{velocidad}}$$

$$T_r = \text{tension de retorno} = K * T_e,$$

donde K es factor de transmision, 0.7. K se lo obtiene de la tabla # 2 del manual CONTITECH

$$Tl = \text{tension del lado tenso} = Te + Tr$$

$$Te = \frac{1.51KW}{0.1876 \frac{m}{s}} = 8049.04N$$

$$Tr = 8049.04 * 0.7 = 5634.32N$$

$$Tl = Te + Tr = 8049.04 + 5634.32N = 13683.36N$$

En el manual se presenta la información en lb para el cual se realiza la conversión.

$$Tl = \frac{13683.36N}{9.8 \frac{m}{s}} * \frac{2.2Lb}{1Kg} = 3071.77 lbs$$

Para poder sacar la tensión unitaria de operación.

$$Tu = \frac{Tl}{\text{ancho de la banda}}$$

$$Tu = \frac{3071.77lb}{24 in} = 127.77 lbs \text{ por ancho de banda.}$$

Se debe calcular el peso de la banda por longitud de cargador para comparar con el normal mostrado en la tabla 5 A "manual CONTITECH"

$$Q = \frac{L}{S} \left[\frac{Ton/h}{m/seg} \right] = \frac{lb}{ft}$$

$$Q = \frac{40T/h}{0.18763m/seg} * \frac{2200lb}{T} * \frac{h}{3600seg} * \frac{m}{3.28ft} = 39.72 lb/ft$$

Las especificaciones de la separación y dimensionamiento de los rodillos se los extrae del manual de CONTITECH tabla 3

$$\text{numero de rodillo superior} = \frac{7.5m}{1 \text{ rodillo}/m} + 1 \text{ rodillo} = 9 \text{ rodillos}$$

$$\text{numero de rodillo inferiores} = \frac{7.5m - 1m}{1.5 \text{ rodillo}/m} = 4.33 \text{ rodillos} = 4 \text{ rodillos}$$

Reacciones de las estructuras de las bandas

Motor de 3 hp más motor reductor pesa 52 kg = 509.6 N

$$G = 19 lb/ft = 277.69N/m$$

$$Q = 39.72Lb/ft = 580.5 N/m$$

$$\text{Carga total distribuida } 580.5 + 277.69 = 858.18N/m$$

.Diagrama del cortante y momento flector de la base de la banda transportadora Figura 2.20

esfuerzo de diseño $\sigma_f = \text{Momento flector}[M]/\text{momento de rigidez } S_s$

$$\sigma_f = \frac{2587.71N/m}{3.66 * 10^{-5}m} = 70.7MPa$$

esfuerzo del material ASTM 36 $\sigma = 250.7MPa$

El factor de seguridad estático:

$$n = \frac{\sigma}{\sigma_f} = \frac{250}{70.7} = 3.53$$

Análisis de esbeltez donde altura es de 5 metros.

El programa da como resultado la relación de esbeltez y hay que ingresar la geometría y especificaciones de la viga seleccionada. Se aprecia en la curva de Euler como el diseño se encuentra dentro del rango de operación y solo pandea en una dirección con un cierto grado por ser el lado más débil. En general la carga crítica para el pandeo es de 9700 N para una reacción de 1491 N.

Diseño del eje motriz.

Donde el torque aplicado va ser igual a:

$$T = \frac{\text{Potencia}}{\text{velocidad angular}}$$

$$T = \frac{4.79 \text{ kw}}{20.8 \text{ RPM}} * \frac{60}{2\pi} = 2.2 \text{ KN m}$$

Calculamos la fuerza concentrada en el punto central con el torque sacado

$$F = \frac{\text{torque}}{\text{radio catlina}} = \frac{2200N - m}{0.127m} = 17.323kN$$

Asumiremos todo en el eje de las x para ser más conservador el cálculo de momento.

La fuerza transmitida por la tensión de la banda es de 18.4 kN. Y sacamos la tensión de operación unitaria, para luego sacar el diagrama de momento flector.

$$Tu = \frac{5.184KN}{24 * 0.0254} = 8.504KN/m$$

Momento equivalente.

$$M_e = \sqrt{M^2 + T^2} = \sqrt{2.07^2 + 2.2^2} = 2500 \text{KNm}$$

Por ser bajas revoluciones se realiza el cálculo de Von Mises para estado estático.

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32N_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4}T^2}}$$

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,3}{\pi \cdot 530} \sqrt{2070^2 + \frac{3}{4}(22000)^2}} = 0,07823$$

Cálculo de las dimensiones de tolva de gruesos:

Se trabaja con 95% del llenado total (DIM 22101)

$$\text{capacidad de tolva grueso} = \frac{400}{0.95} = 421.05T$$

Se sabe que la densidad del mineral es de $2.2 \frac{T}{m^3}$

$$\text{volumen} = \frac{421.05}{2.2} = 191.38 \text{ m}^3$$

Para material grueso se compacta en un 75%

$$\text{volumen de la tolva de gruesos} = \frac{191.38}{0.75} = 255.77 \text{m}^3$$

Angulo de reposo = 40°

Estos parámetros son considerados para el diseño de forma de la tolva.

Cálculos de la tolva de finos

Capacidad del molino de bolas $200 \frac{t}{\text{dia}}$

$$\text{alimentacion del molino} = \frac{200 \frac{T}{\text{dia}}}{24 \text{ horas}} = 8.333 \frac{T}{h}$$

Se trabaja con 95% del llenado.

$$\text{capacidad de tolva fina} = \frac{300}{0.95} = 315.79T$$

Se sabe que la densidad del mineral es de $2.2 \frac{T}{m^3}$

$$\text{volumen} = \frac{315.79}{2.2} = 143.26 \text{ m}^3$$

Para finos se compacta en un 90%.

$$\text{volumen de la tolva de finos} = \frac{143.26}{0.9} = 159.18 \text{m}^3$$

Este parámetro debe ser considerado para el dimensionamiento de la tolva en el diseño de forma.

Cálculo de número de vigas en tolva de finos

Se asume

Para la plancha de $\frac{1}{4}$ " de pulgada.

Norma NBR 8883: Factor de Seguridad: 0,68 Sy, n=1.453

Material ASTM A 36: Sy = 248 MPa; E = 200

GPa

Esfuerzo Admisible calculado con el ASTM A36: 215.85 MPa

Deflexión máxima según manual de ingeniería EM 1110-2-2702: $Y_{max} = 4t$

σ = es el esfuerzo de flexion debido a la presion

$$\sigma = \frac{k}{100} * P * \frac{a^2}{t^2}$$

K coeficiente en funcion de las condiciones de apoyo y la tabla 8 de la norma NBR8883

a = menor dimension de placa

b = mayor dimension de la placa

t = espesor de la plancha a utilizar para la pantalla = 6.35 mm

P = presion pura en el centro de laplaca = ρgh

$$P = 1900 * 9.8 * 2.145 = 45885 Pa$$

$$K = \frac{b}{a} = \frac{1}{1}$$

$$\sigma_{1x, 1y} = \frac{13.7}{100} * 45885 * \frac{0.65^2}{0.00635^2} = 65.86 MPa$$

$$\sigma_{4y, 3x} = \frac{30.9}{100} * 45885 * \frac{0.65^2}{0.00635^2} = 148.56 MPa$$

$$Se = 0.87 * 248 = 215.85$$

$$n = \frac{215.85}{148.56} = 1.453$$

Deformación máxima de la placa

$$\partial_{max} = \frac{\alpha Pa^4}{Et^3}$$

α = coeficiente de Timoshenko en funcion de la relacion $\frac{b}{a}$ tabla 5 (norma)

P = presion pura en el centro de laplaca = ρgh

$a = \text{espaciamiento entre perfiles}$

$E = \text{Modulo de elasticidad } 200\text{GPa}$

$t = \text{espesor de la plancha}$

$$\delta_{max} = \frac{0.0138 * 45885 * 0.65^4}{200 * 10^9 * 0.00635^3} = 0.0022\text{mm}$$

Este valor es menor al recomendado por la norma por el cual se aprueba.

Sección 2 análisis de SAP 2000 tolva de finos

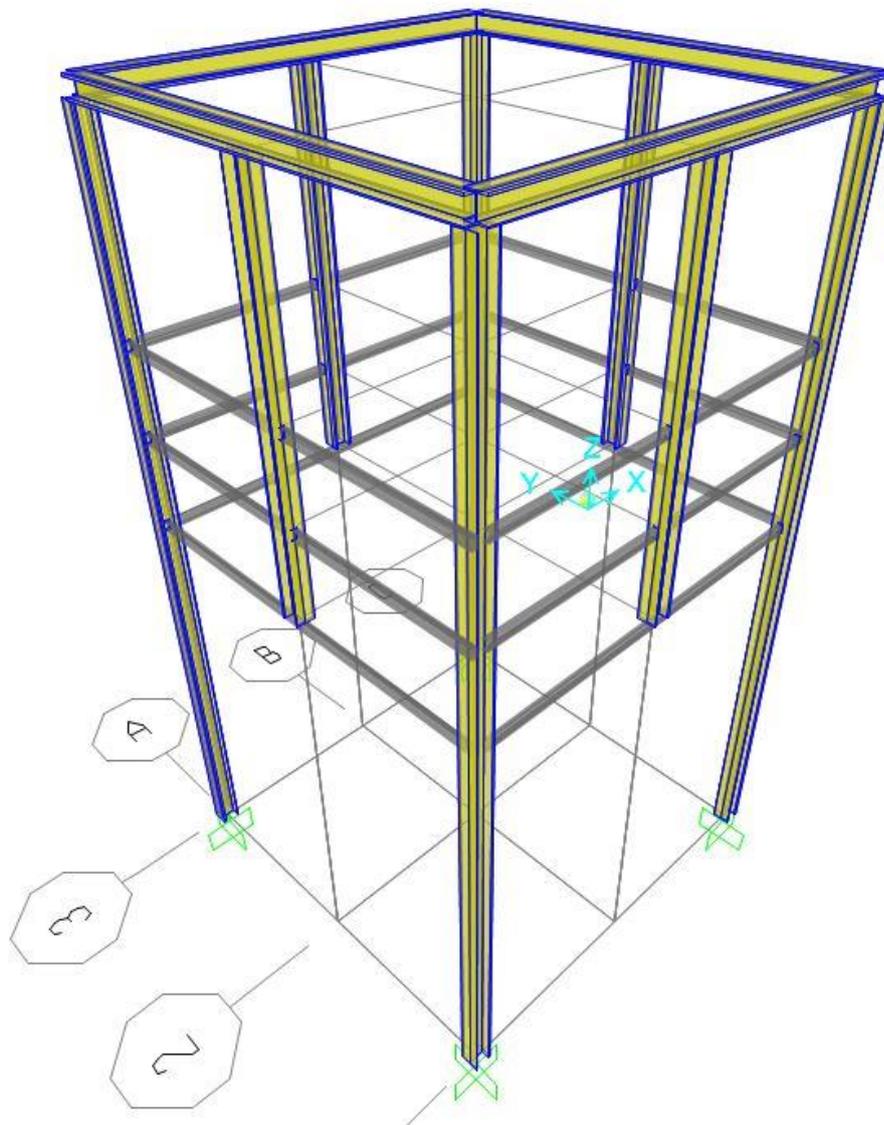


Figura de Tolva vista en 3D dibujada en SAP 2000

Fuente: Elaboración propia.

En el programa se presenta la estimación del peso a soportar y como esta carga se transmitirá a través de las vigas para su correspondiente análisis.

Se consideró el caso más crítico cuando las dos están completamente llenas.

Paredes frontal y posterior (No compartidas)

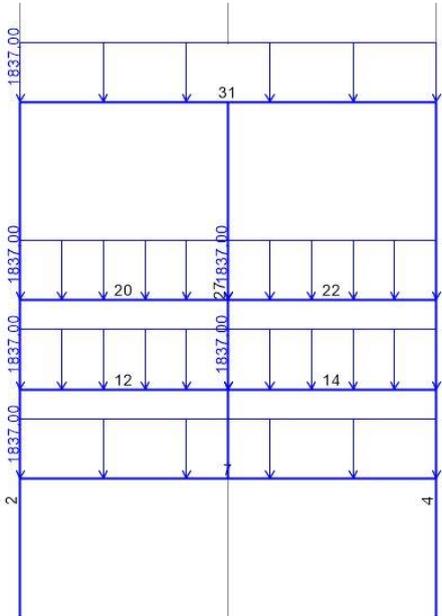


Figura de Carga distribuida en vigas de paredes frontal y posterior = 1,837 N/m

Fuente: Elaboración propia.

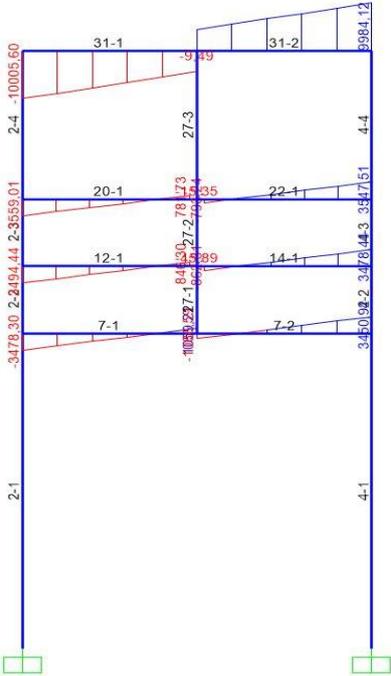


Figura de Diagramas de fuerza cortante en vigas de paredes frontal y posterior.

Fuente: Elaboración propia.

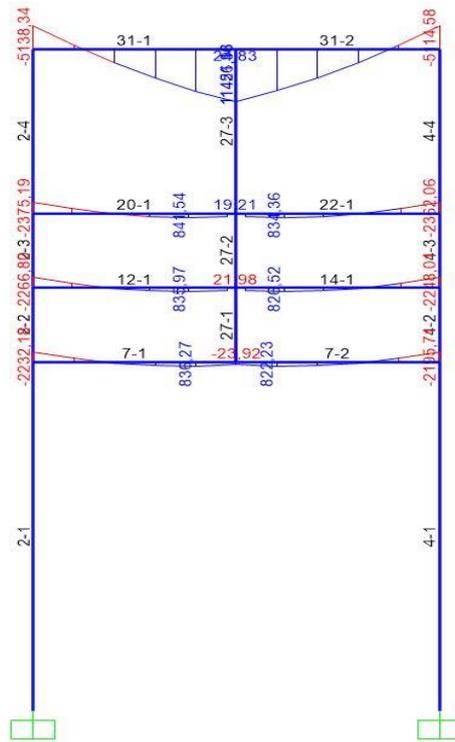


Figura: Diagrama de Momento Flector en vigas de paredes frontal y posterior.

Fuente: Elaboración propia.



Figura de valores máximos de los diagramas de las vigas HEB200 de las paredes frontal y posterior.

Fuente: Elaboración propia.

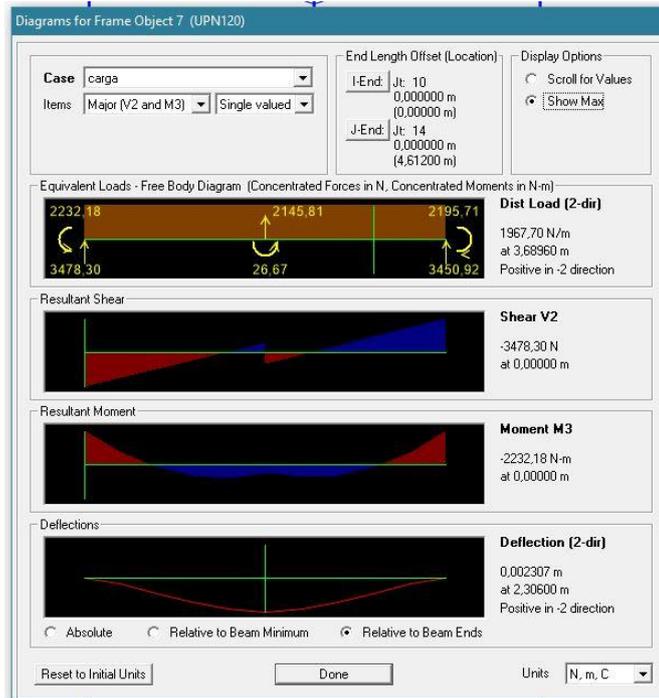


Figura de valores máximos de los diagramas de las vigas UPN120 de las paredes frontal y posterior.

Fuente: Elaboración propia.

Paredes laterales (Compartidas)

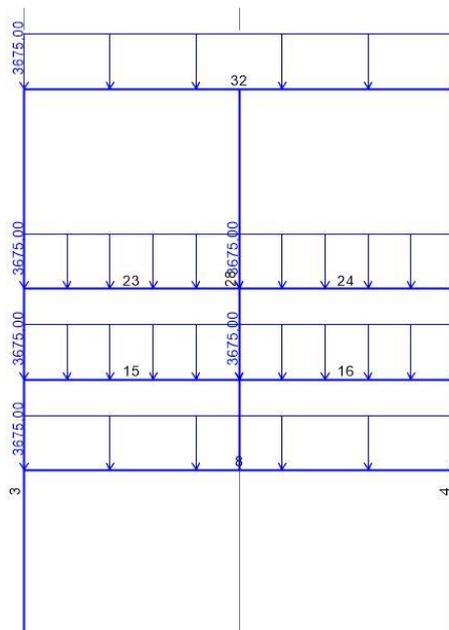


Figura de carga distribuida en vigas de paredes laterales = 3,675 N/m.

Fuente: Elaboración propia.

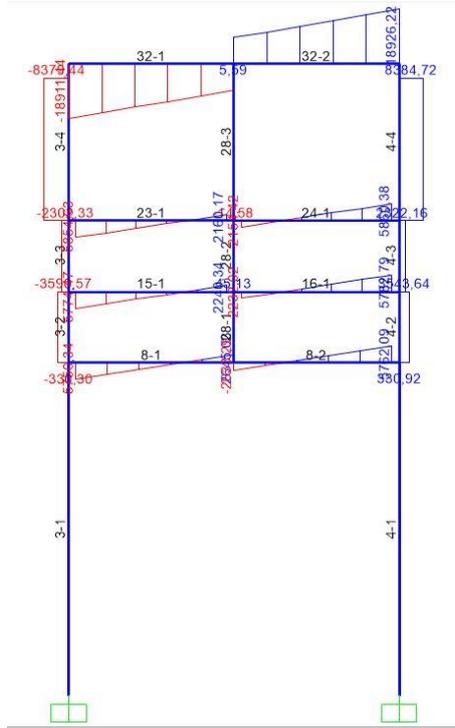


Figura de diagramas de fuerza cortante en vigas de paredes laterales.

Fuente: Elaboración propia.

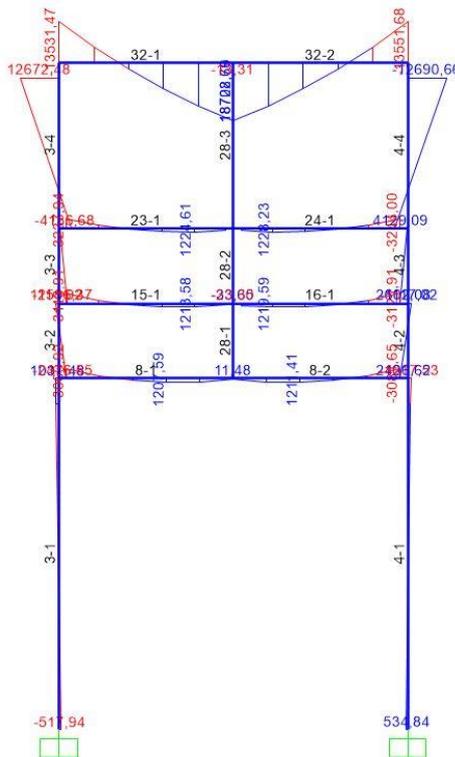


Figura de diagramas de Momento Flector en vigas de paredes laterales.

Fuente: Elaboración propia.

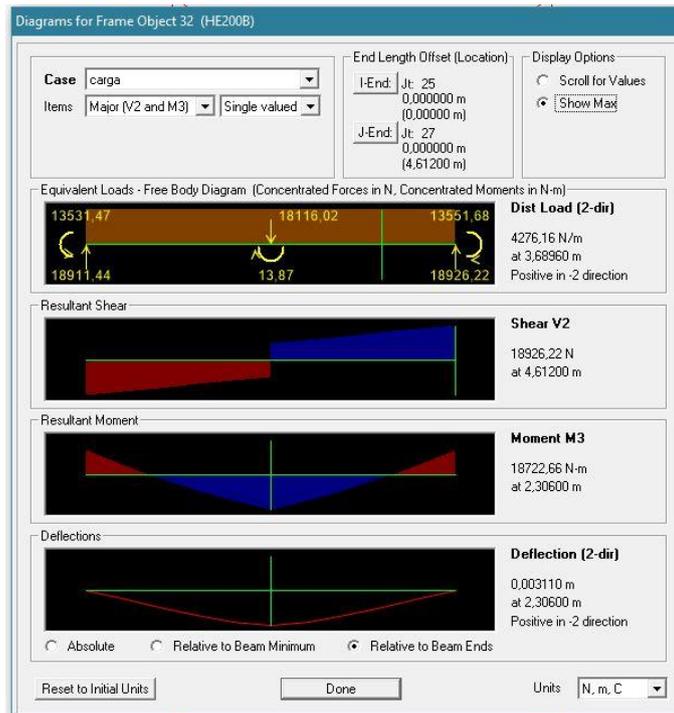


Figura de valores máximos de los diagramas de las vigas HEB200 de las paredes laterales.

Fuente: Elaboración propia.

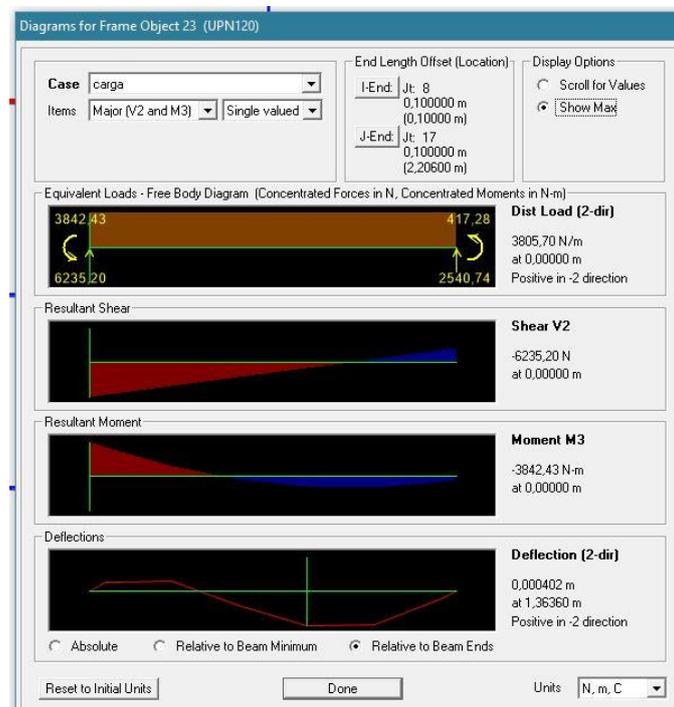


Figura de valores máximos de los diagramas de las vigas UPN120 de las paredes laterales

Reacciones en los apoyos.

Fuente: Elaboración propia.

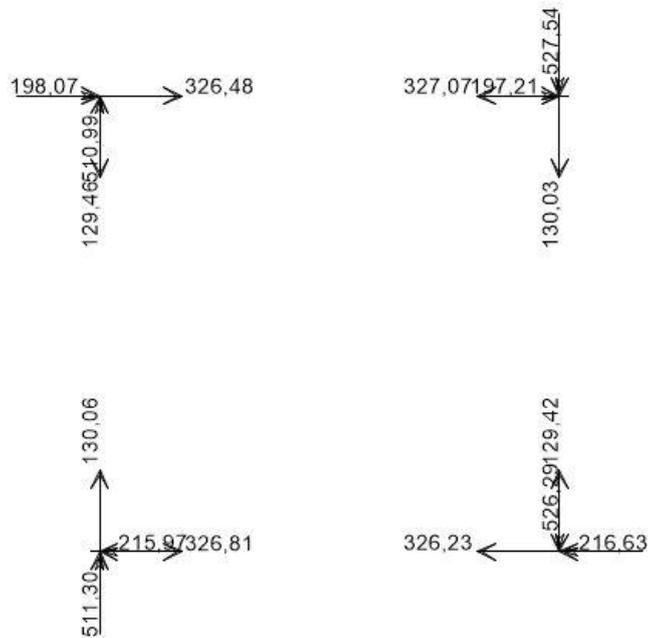


Figura de valores de las reacciones en los apoyos.

Fuente: Elaboración propia.

Joint Reactions in Joint Local CoordSys				Joint Reactions in Joint Local CoordSys			
Joint Object	Joint Element			Joint Object	Joint Element		
	1	2	3		1	2	3
Force	326,483	-129,458	63238,951	Force	-327,070	-130,028	63282,591
Moment	198,072	510,990	-0,444	Moment	197,207	-527,540	3,938

Joint Reactions in Joint Local CoordSys				Joint Reactions in Joint Local CoordSys			
Joint Object	Joint Element			Joint Object	Joint Element		
	1	2	3		1	2	3
Force	326,812	130,064	63323,684	Force	-326,225	129,422	63357,042
Moment	-215,970	511,304	-3,940	Moment	-216,627	-526,286	0,530

Figura de valores de las reacciones en los apoyos.

Fuente: Elaboración propia.

Análisis de Relación Demanda-Capacidad: Es una escala del 0 al 1, el valor debe ser menor a 1 para que la capacidad sea mayor que la demanda y resista. (Mientras más se acerca al rojo más crítico es el elemento). Es como el inverso del factor de seguridad. Según los colores, toda la estructura resistirá las cargas mencionada.

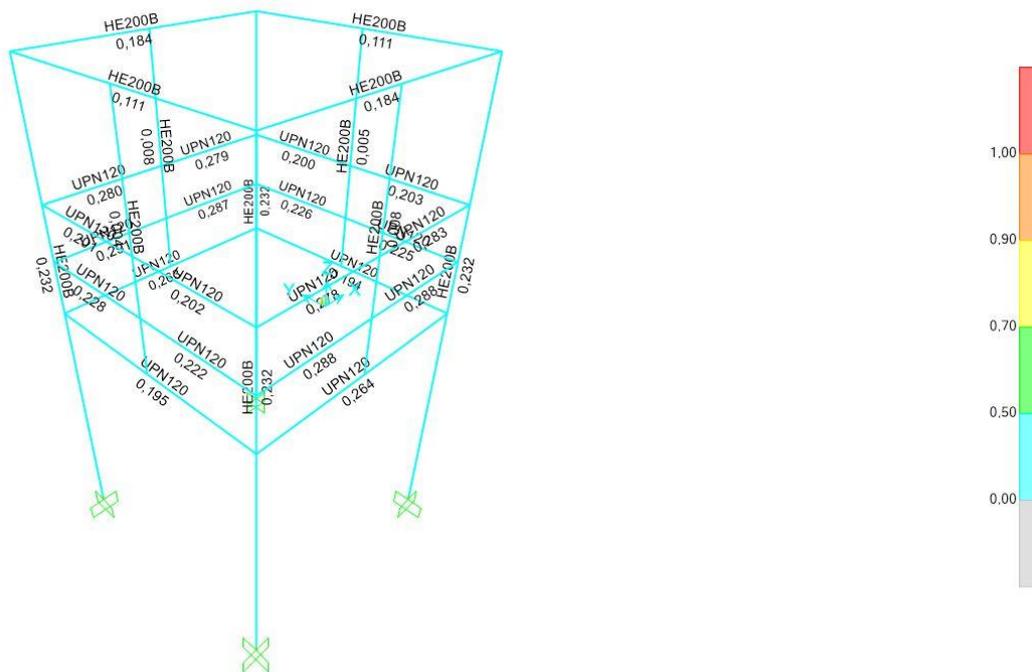


Diagrama final de seguridad de la tolva.

Fuente: Elaboración propia.

Potencia de molino de bolas

$$P_m = 10 * W_i \left(\frac{1}{\sqrt{d_{80}}} - \frac{1}{\sqrt{D_{80}}} \right) * G * F_S$$

Factor de servicio para molino de bolas es 1,3

$$P_m = 10(14.7) \left(\frac{1}{\sqrt{65}} - \frac{1}{\sqrt{9000}} \right) (8,33)(1,3)$$

$$P_m = 166,83KWH = 223,64hp$$

Trituradora cónica

$$P_m = 10 * W_i \left(\frac{1}{\sqrt{d_{80}}} - \frac{1}{\sqrt{D_{80}}} \right) * G * F_S$$

Factor de servicio para trituradora de cónica es 1,3

$$P_m \text{ cónica} = 10 * 13,7 \left(\frac{1}{\sqrt{9000}} - \frac{1}{\sqrt{50000}} \right) (86)(1,3)$$

$$P = 92,27 = 123,69 \text{ hp}$$

APÉNDICE B

Tabla de coeficiente de fricción de los materiales movedizos y en pedazos

Tabla 11.2 Coeficiente de fricción de los materiales movedizos y en pedazos, sobre las paredes de los tubos y canales, y ángulos de talud natural

MATERIAL	COEFICIENTE DE FRICCIÓN						Ángulo de talud natural	
	sobre hierro		sobre madera		sobre concreto		α	α_0
	f	f_0	f	f_0	f	f_0		
Antracita	0,29	0,84	0,47	0,84	0,51	0,9	27	45
Carbón fino	0,32	0,84	0,47	0,84	0,5	0,9	30	45
Carbón pardo seco	0,58	1,0	0,7	1,0	0,7	1,0	35	50
Coque	0,47	1,0	0,84	1,0	0,84	1,0	35	50
Ceniza seca	0,47	0,84	0,84	1,0	0,84	1,0	40	50
Tierra, arena, grava	0,58	1,0	—	—	—	—	30	45
Piedra caliza	0,58	1,0	—	—	—	—	30	45
Diferentes minerales	0,58	1,19	—	—	—	—	30	50
Escoria	0,7	1,19	—	—	—	—	35	50
Carbón en polvo	1,0	2,77	—	—	—	—	—	—

f y α = en movimiento; f_0 y α_0 = en reposo.

Fuente: Nicolini, 1998

APÉNDICE C

Catálogo de motor siemens trifásicos

Descripción				Modelo		
Potencia en HP	Velocidad en RPM	Tensión a 60 Hz en Volts	Tamaño Armazón NEMA	RGZE Uso general Catálogo Spiridon	RGZESD Uso pesado Catálogo Spiridon	RGZZESD A prueba de explosión Catálogo Spiridon
0.5	900	230/460	143T	1LA01438FF21	No disponible	No disponible
0.75	1800	230/460	143T	1LA01434FE21	*	1MJ01434XE21
	1200	230/460	143T	1LA01436FE21	*	1MJ01436XE21
	900	230/460	145T	1LA01458FE21	*	No disponible
	3600	230/460	143T	1LA01432FE21	A7B10000020167	1MJ01432XE21
1	1800	230/460	143T	1LA01444FE21	A7B10000020169	1MJ01444XE21
	1200	230/460	145T	1LA01456FE21	A7B10000014868	1MJ01456XE21
	900	230/460	182T	1LA01828FE21	A7B10000020180	1MJ01828XE21
	3600	230/460	143T	1LA01442FE21	A7B10000020181	1MJ01442XE21
1.5	1800	230/460	145T	1LA01454FE21	A7B10000020182	1MJ01454XE21
	1200	230/460	182T	1LA01826FE21	A7B10000020184	1MJ01826XE21
	900	230/460	184T	1LA01848FE21	A7B10000020185	1MJ01848XE21
	3600	230/460	145T	1LA01452FE21	A7B10000020186	1MJ01452XE21
2	1800	230/460	145T	1LA01464FE21	A7B10000020187	1MJ01464XE21
	1200	230/460	184T	1LA01846FE21	A7B10000020188	1MJ01846XE21
	900	230/460	213T	1LA02138FE21	A7B10000020189	1MJ02138XE21
	3600	230/460	182T	1LA01822FE21	A7B10000014829	1MJ01822XE21
3	1800	230/460	182T	1LA01824FE21	A7B10000014845	1MJ01824XE21
	1200	230/460	213T	1LA02136FE21	A7B10000014869	1MJ02136XE21
	900	230/460	215T	1LA02158FE21	A7B10000020190	1MJ02158XE21
	3600	230/460	184T	1LA01842FE21	A7B10000014850	1MJ01842XE21
5	1800	230/460	184T	1LA01844FE21	A7B10000014846	1MJ01844XE21
	1200	230/460	215T	1LA02156FE21	A7B10000014890	1MJ02156XE21
	900	230/460	254T	1LA02548FE21	A7B10000020191	1MJ02548XE21
	3600	230/460	213T	1LA02132FE21	A7B10000020192	1MJ02132XE21
7.5	1800	230/460	213T	1LA02134FE21	A7B10000014847	1MJ02134XE21
	1200	230/460	254T	1LA02546FE21	A7B10000020193	1MJ02546XE21
	900	230/460	256T	1LA02568FE21	A7B10000020194	1MJ02568XE21
	3600	230/460	215T	1LA02152FE21	A7B10000020195	1MJ02152XE21
10	1800	230/460	215T	1LA02154FE21	A7B10000014865	1MJ02154XE21
	1200	230/460	256T	1LA02566FE21	A7B10000020196	1MJ02566XE21
	900	230/460	284T	A7B10000014281	A7B10000013643	A7B10000017089
	3600	230/460	254T	1LA02542FE21	A7B10000014851	1MJ02542XE21
15	1800	230/460	254T	1LA02544FE21	A7B10000014866	1MJ02544XE21
	1200	230/460	284T	A7B10000014271	A7B10000013645	A7B10000014893
	900	230/460	286T	A7B10000014282	A7B10000013646	A7B10000017110
	3600	230/460	256T	1LA02562FE21	A7B10000014853	1MJ02562XE21
20	1800	230/460	256T	1LA02564FE21	A7B10000014867	1MJ02564XE21
	1200	230/460	286T	A7B10000014272	A7B10000013647	A7B10000014895
	900	230/460	324T	A7B10000014283	A7B10000013648	A7B10000017111
	3600	230/460	284T5	1LA02842FE22	A7B10000013649	A7B10000017112
25	1800	230/460	284T	1LA02844FE21	A7B10000013670	A7B10000017114
	1200	230/460	324T	A7B10000014273	A7B10000013672	A7B10000017115
	900	230/460	326T	A7B10000014284	A7B10000013673	A7B10000017116
	3600	230/460	286T5	1LA02862FE22	A7B10000013674	A7B10000017117
30	1800	230/460	286T	1LA02864FE21	A7B10000013675	A7B10000017118
	1200	230/460	326T	A7B10000014276	A7B10000013676	A7B10000017119
	900	230/460	364T	A7B10000014285	A7B10000013677	A7B10000017120
	3600	230/460	324T5	1LA03242FE22	A7B10000013678	A7B10000017122
40	1800	230/460	324T	1LA03244FE21	A7B10000013691	A7B10000017124
	1200	230/460	334T	A7B10000014255	A7B10000013692	A7B10000017128
	900	230/460	365T	A7B10000014286	A7B10000013693	A7B10000017129

--* Sobre pedido especial

Nota: Los motores RGZE y RGZESD de armazón 143T a 256T, serán sustituidos por los Nuevos Motores NEMA GP10 y SD10 respectivamente (ver página 6)

APÉNDICE D

Tabla de factor lineal de corrección fCI

Sección de la correa						
Longitud correa	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-
85	-	1.05	0.99	0.90	-	-
90	-	1.06	1.00	0.91	-	-
96	-	1.08	1.02	0.92	-	-
97	-	1.08	1.02	0.92	-	-
105	-	1.10	1.04	0.94	-	-
112	-	1.11	1.05	0.95	-	-
120	-	1.13	1.07	0.97	0.86	-
128	-	1.14	1.08	0.98	0.87	-
144	-	-	1.11	1.00	0.90	-
158	-	-	1.13	1.02	0.92	-
173	-	-	1.15	1.04	0.93	-
180	-	-	1.16	1.05	0.94	0.91
195	-	-	1.18	1.07	0.96	0.92
210	-	-	1.19	1.08	0.98	0.94

Fuente: Ingemecánica, 2016

APÉNDICE E

Tabla del factor de corrección de ángulo de contacto fCA

Factor de corrección		
Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas	Poleas acanalada/plana
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81
150°	0.92	0.82
147°	0.91	0.83
144°	0.90	0.83
140°	0.89	0.84
137°	0.88	0.85
134°	0.87	0.85
130°	0.86	0.86
127°	0.85	0.85
124°	0.84	0.84

Fuente: Ingemecánica, 2016

APÉNDICE F

Tabla de Potencia base y potencia corregida

N° RPM De la polea menor	Prestación Base (en HP)																				Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)									
	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)																				1.00	1.02	1.05	1.09	1.13	1.19	1.25	1.35	1.52	2.00
	117	122	127	132	137	142	147	152	157	162	168	173	178	183	188	193	198	203	al 1.01	al 1.04	al 1.08	al 1.12	al 1.18	al 1.24	al 1.34	al 1.51	al 1.99	y sobre		
870	1.74	1.93	2.12	2.31	2.49	2.68	2.87	3.05	3.24	3.42	3.60	3.79	3.97	4.15	4.33	4.50	4.68	4.86	0.00	0.04	0.09	0.13	0.17	0.21	0.26	0.30	0.34	0.38		
1160	2.12	2.36	2.61	2.85	3.09	3.32	3.56	3.80	4.03	4.26	4.49	4.72	4.94	5.17	5.39	5.61	5.83	6.05	0.00	0.06	0.11	0.17	0.23	0.28	0.34	0.40	0.45	0.51		
1750	2.72	3.06	3.39	3.72	4.05	4.37	4.69	5.01	5.32	5.62	5.92	5.92	6.22	6.51	6.80	7.08	7.36	7.90	0.00	0.09	0.17	0.26	0.34	0.43	0.51	0.60	0.69	0.77		
200	0.57	0.62	0.67	0.72	0.77	0.82	0.87	0.92	0.97	1.02	1.07	1.12	1.17	1.22	1.27	1.32	1.36	1.41	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09		
400	0.97	1.07	1.16	1.26	1.35	1.45	1.54	1.64	1.73	1.82	1.91	2.01	2.10	2.19	2.28	2.37	2.47	2.56	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18		
600	1.32	1.46	1.60	1.73	1.87	2.01	2.14	2.28	2.41	2.54	2.68	2.81	2.94	3.07	3.20	3.33	3.46	3.59	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.26		
800	1.63	1.81	1.99	2.16	2.34	2.51	2.69	2.86	3.03	3.20	3.37	3.54	3.71	3.88	4.05	4.21	4.38	4.54	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.24	0.27	0.31	0.35		
1000	1.91	2.13	2.34	2.56	2.77	2.98	3.19	3.40	3.61	3.81	4.02	4.22	4.42	4.62	4.82	5.02	5.22	5.41	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.29	0.34	0.39	0.44		
1200	2.17	2.42	2.67	2.92	3.16	3.41	3.65	3.89	4.13	4.37	4.60	4.84	5.07	5.30	5.52	5.75	5.98	6.20	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.29	0.35	0.41	0.47	0.53		
1400	2.39	2.68	2.96	3.24	3.52	3.79	4.07	4.34	4.61	4.87	5.13	5.39	5.65	5.91	6.16	6.41	6.66	6.90	0.00	0.07	0.14	0.21	0.27	0.34	0.41	0.48	0.55	0.62		

Fuente: (Ingemecánica, 2016)

APÉNDICE G

Catálogos generales de poleas tipo 5V de 6 canales

6 Ranuras									
F = 4 7/16									
Nº PARTE	OD inch	PD inch	Tipo	Bush	E inch	K inch	L inch	M inch	Peso (kg)
6 5V 4.40 SD	4.40	4.30	E-1	SD	3 1/4	0	1 13/16	5/8	3,18
6 5V 4.65 SD	4.65	4.55	E-1	SD	3 1/4	0	1 13/16	5/8	3,55
6 5V 4.90 SD	4.90	4.80	A-1	SD	1 1/16	1 5/16	1 13/16	1 15/16	4,09
6 5V 5.20 SD	5.20	5.10	A-1	SD	1 1/16	1 5/16	1 13/16	1 15/16	4,91
6 5V 5.50 SD	5.50	5.40	A-1	SD	1 1/16	1 5/16	1 13/16	1 15/16	5,14
6 5V 5.90 SK	5.90	5.80	A-1	SK	5/8	1 5/16	1 15/16	1 7/8	5,45
6 5V 6.30 SK	6.30	6.20	A-1	SK	5/8	1 5/16	1 15/16	1 7/8	5,91
6 5V 6.70 SF	6.70	6.60	A-1	SF	15/16	1 5/8	2 1/16	1 7/16	6,36
6 5V 7.10 SF	7.10	7.00	A-1	SF	15/16	1 5/8	2 1/16	1 7/16	6,82
6 5V 7.50 SF	7.50	7.40	A-1	SF	15/16	1 5/8	2 1/16	1 7/16	7,73
6 5V 8.00 E	8.00	7.90	A-1	E	1 1/8	2	2 5/8	1 1/16	9,09
6 5V 8.50 E	8.50	8.40	A-1	E	1 1/8	2	2 5/8	1 1/16	11,36
6 5V 9.00 E	9.00	8.90	A-1	E	1 1/8	2	2 5/8	1 1/16	12,73
6 5V 9.25 E	9.25	9.15	A-1	E	1 1/8	2	2 5/8	1 1/16	13,18
6 5V 9.75 E	9.75	9.65	A-1	E	1 1/8	2	2 5/8	1 1/16	14,09
6 5V 10.30 E	10.30	10.20	A-1	E	1 1/8	2	2 5/8	1 1/16	15,00
6 5V 10.90 E	10.90	10.80	A-1	E	1 1/8	2	2 5/8	1 1/16	17,27
6 5V 11.30 E	11.30	11.20	A-1	E	1 1/8	2	2 5/8	1 1/16	18,64
6 5V 11.80 E	11.80	11.70	A-1	E	1 1/8	2	2 5/8	1 1/16	19,55
6 5V 12.50 F	12.50	12.40	B-3	F	1 1/16	2 1/16	3 5/8	1/4	20,45
6 5V 13.20 F	13.20	13.10	B-3	F	1 1/16	2 1/16	3 5/8	1/4	21,82
6 5V 14.00 F	14.00	13.90	B-3	F	1 1/16	2 1/16	3 5/8	1/4	26,82
6 5V 15.00 F	15.00	14.90	B-3	F	1 1/16	2 1/16	3 5/8	1/4	29,09
6 5V 16.00 F	16.00	15.90	B-3	F	1 1/16	2 1/16	3 5/8	1/4	30,91
6 5V 18.70 F	18.70	18.60	A-3	F	5/16	1 5/16	3 5/8	1/2	38,09
6 5V 21.20 F	21.20	21.10	A-3	F	5/16	1 5/16	3 5/8	1/2	50,00
6 5V 23.60 J	23.60	23.50	B-3	J	1/8	1 5/16	4 1/2	3/16	67,27
6 5V 28.00 J	28.00	27.90	B-3	J	1/8	1 5/16	4 1/2	3/16	76,82
6 5V 31.50 J	31.50	31.40	B-3	J	1/8	1 5/16	4 1/2	3/16	93,64
6 5V 37.50 J	37.50	37.40	B-3	J	1/8	1 5/16	4 1/2	3/16	109,55
6 5V 50.00 M	50.00	49.90	C-3	M	1/8	1/2	6 3/4	1 3/8	176,36

Fuente: DUCASSE Catálogo general de poleas

APÉNDICE H

Tabla de especificaciones SAE para pernos de acuerdo al grado

Especificaciones SAE para pernos de acero

Grado de SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{8}$ $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55	74	57	Acero de bajo o medio carbono	
		33	60	36		
4	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
		74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

*Las resistencias mínimas son resistencias que excede 99% de los sujetadores.

Fuente (Shigley, 2008)

APÉNDICE I

Tabla de principales dimensiones de roscas ACME americana estándar

Diámetro mayor d (in)	Diámetro medio d_m (in)	Diámetro menor d_r (in)	Paso p (in)	Hilos por pulgada	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)
0.250	0.219	0.188	0.063	16	0.032
0.313	0.277	0.241	0.071	14	0.053
0.375	0.333	0.292	0.083	12	0.077
0.438	0.396	0.354	0.083	12	0.110
0.500	0.450	0.400	0.100	10	0.142
0.625	0.563	0.500	0.125	8	0.222
0.750	0.667	0.583	0.167	6	0.307
0.875	0.792	0.708	0.167	6	0.442
1.000	0.900	0.800	0.200	5	0.568
1.125	1.025	0.925	0.200	5	0.747
1.250	1.150	1.050	0.200	5	0.950
1.375	1.250	1.125	0.250	4	1.108
1.500	1.375	1.250	0.250	4	1.353

Fuente ASME 2009

APÉNDICE J

Tabla de constantes A y m para estimación de resistencia última de alambre

Material	ASTM núm.	Exponente <i>m</i>	Diámetro, pulg	A, kpsi · pulg ^m	Diámetro, mm	A, MPa · mm ^m	Costo relativo del alambre
Alambre de piano*	A228	0.145	0.004-0.256	201	0.10-6.5	2 211	2.6
Alambre T y R en aceite†	A229	0.187	0.020-0.500	147	0.5-12.7	1 855	1.3
Alambre estirado duro‡	A227	0.190	0.028-0.500	140	0.7-12.7	1 783	1.0
Alambre al cromo vanadio§	A232	0.168	0.032-0.437	169	0.8-11.1	2 005	3.1
Alambre al cromo silicio	A401	0.108	0.063-0.375	202	1.6-9.5	1 974	4.0
Alambre inoxidable 302¶	A313	0.146	0.013-0.10	169	0.3-2.5	1 867	7.6-11
		0.263	0.100-0.20	128	2.5-5	2 065	
		0.478	0.200-0.40	90	5-10	2 911	
Alambre de bronce fosforado**	B159	0	0.004-0.022	145	0.1-0.6	1 000	8.0
		0.028	0.022-0.075	121	0.6-2	913	
		0.064	0.075-0.30	110	2-7.5	932	

Fuente (Shigley, 2008)

APÉNDICE K

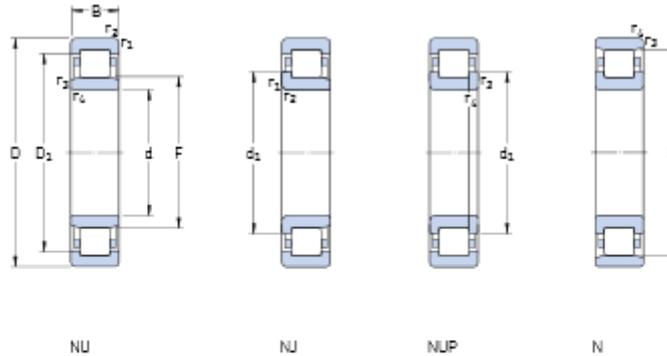
Catálogo de resortes para autos

Código	Aplicación	Año	Posición	Tipo	Diám. Acero	Diám. Interior	Nº Espiras	Largo	Bases
CHEVROLET									
RM4020	Meriva 1.8 GL / GLS	03/...	Delantero	STD	12.7	107	5.75	300	0-0
RM4021	Meriva GL Diesel	03/...	Delantero	STD					
RM4024	Meriva	03/...	Trasero	STD	11.6	89	6.5	290	0-0
RM4025	Meriva EQ-Gas (1 tubo)	03/...	Trasero	REF	12	89	6.5	290	0-0
RM4026	Meriva EQ-Gas (2 tubos)	03/...	Trasero	REF	12	89	6.5	305	0-0
RM4602	Monza	90/...	Delantero	STD	12.7	111	7.25	380	A-0
RM4603	Monza a/a y/o trans.auto	90/...	Delantero	REF	12.7	111	7.25	390	A-0
RM4604	Monza reforma	90/...	Trasero	REF	11.6	89	6.5	240	0-0
RM4606	Monza reforma EQ-Gas (1 Tubo)	90/...	Trasero	REF	12	89	6.5	260	0-0
RM4527	Pick up C-10 63/78 / Silverado	Todos	Delantero	STD	19.1	96	8	340	C-0
RM4588	Pick up Diesel 63/78 / Silverado	Todos	Delantero	REF	20.6	96	8	340	C-0
RM4589	Pick up Sevel C-20	Todos	Delantero	STD	19.1	96	8	340	C-0
RM4591	Pick up Sevel D-20 Diesel	Todos	Delantero	REF	20.6	96	8	340	C-0
RM4594	Pick up D-20 motor MWM	Todos	Delantero	REF	22.2	95	8	345	C-0
RM4593	Pick up D-20 / Silverado motor aspirado	Todos	Delantero	REF	21.4	95	8	345	C-0
RM4590	Pick up EQ-GAS y/o (Carga) 1500 kg	Todos	Trasero	REF	20.6	142	7.5	370	0-0
RM4633	Vectra 1.8i / 2.0i	95/...	Delantero	STD	12.7	113	7	330	0-0
RM4638	Vectra 1.7TD / 2.0Di	95/...	Delantero	STD					
RM4642	Vectra 1.8i / 2.0i	95/...	Trasero	STD	11.1	98	7.5	345	A-0
RM4643	Vectra 1.8i / 2.0i EQ-GAS (1 tubo)	95/...	Trasero	REF	11.6	98	7.5	350	A-0
	Zafira		en desarrollo						
CHRYSLER									

Fuente: <http://www.autopartesweb.com/pdf/rm.pdf>, catálogo de resortes

APÉNDICE L

Catálogo de rodamientos SKF



Dimensiones principales	Capacidad de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa Rodamiento con jaula estándar	Designaciones Rodamiento con jaula estándar	Jaulas estándar de diseño alternativo ²⁾			
	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite						
d	D	B									
mm			kN	kN	rpm	kg	-				
90 cont.	190	43	365	360	43	3 800	4 500	5,25	+ NU 318 ECP	J, M, ML	
	190	43	365	360	43	3 800	4 500	5,40	+ NJ 318 ECP	J, M, ML	
	190	43	365	360	43	3 800	4 500	5,65	+ NUP 318 ECP	M, ML	
	190	43	365	360	43	3 800	4 500	5,30	+ N 318 ECP	M	
	190	64	500	540	65,5	3 800	4 500	8,00	+ NU 2318 ECP	J, ML	
	190	64	500	540	65,5	3 800	4 500	8,15	+ NJ 2318 ECP	J, ML, M	
	190	64	500	540	65,5	3 800	4 500	8,30	+ NUP 2318 ECP	J, ML, M	
	225	54	380	415	48	3 400	4 000	11,5	NU 418	-	
	95	145	24	84,2	110	13,2	5 300	8 000	1,45	NU 1019 ML	-
		170	32	255	265	32,5	4 300	4 800	2,85	+ NU 219 ECP	J, M, ML
		170	32	255	265	32,5	4 300	4 800	2,90	+ NJ 219 ECP	J, M, ML
		170	32	255	265	32,5	4 300	4 800	3,00	+ NUP 219 ECP	ML
170		32	255	265	32,5	4 300	4 800	2,85	+ N 219 ECP	-	
170		43	325	375	45,5	4 300	4 800	3,80	+ NU 2219 ECP	J, M	
170		43	325	375	45,5	4 300	4 800	3,95	+ NJ 2219 ECP	J, M	
170		43	325	375	45,5	4 300	4 800	4,10	+ NUP 2219 ECP	-	
200		45	390	390	46,5	3 600	4 300	6,20	+ NU 319 ECP	J, M, ML	
200		45	390	390	46,5	3 600	4 300	6,25	+ NJ 319 ECP	J, M, ML	
200		45	390	390	46,5	3 600	4 300	6,30	+ NUP 319 ECP	M, ML	
200		45	390	390	46,5	3 600	4 300	6,20	+ N 319 ECP	M	
200	67	530	585	69,5	3 600	4 300	9,35	+ NU 2319 ECP	J, ML		
200	67	530	585	69,5	3 600	4 300	9,45	+ NJ 2319 ECP	J, ML		
200	67	530	585	69,5	3 600	4 300	9,75	+ NUP 2319 ECP	J, ML		
240	55	413	455	52	3 200	3 600	13,5	NU 419 M	-		

Fuente catalogo SKF 2015

APÉNDICE M

Tabla de velocidades de bandas con 20° entre rodillo y 20° de sobre carga

Material transportado Peso específico kg/m ³	Ancho de la cinta mm	Velocidad de la cinta en m/seg												
		0.5	0.75	1	1.25	1.5	1.75	2	2.25	2.5	2.75			
Asfalto en trozos	300	15	23	31	39	46	54	62						
Cenizas	400	28	42	57	71	85	100	114	128	142				
Cloruro de calcio	500	45	68	91	114	136	159	182	205	227	250	273	296	319
Yeso en trozos	600	67	94	134	167	201	235	268	302	335	368	401	434	467
Tierra	700	92	138	184	230	276	322	368	413	460	505	550	595	640
	800	123	184	246	307	369	430	492	615	653	677	701	725	749
	900	158	238	317	396	475	555	634	713	792	870	949	1028	1107
Otros materiales de peso específico	1 000	199	291	398	497	597	697	796	895	995	1090	1185	1280	1375
	1 100	246	368	492	615	737	862	984	1105	1228	1350	1472	1594	1716
1 250 kg/m ³	1 200	297	446	595	733	890	1040	1190	1340	1490	1635	1780	1925	2070
	1 300	355	523	710	888	1065	1242	1420	1596	1775	1950	2125	2300	2475
Caliza en trozos pequeños	300	18	26	36	44	54	64	74						
Greda	400	34	50	68	84	102	119	136	153	170				
Rocas volcánicas en trozos	500	54	82	109	136	163	191	218	245	272	300	327	354	381
Arena seca	600	80	120	160	200	240	280	320	360	400	440	480	520	560
Vidrio	700	111	166	222	277	333	388	443	500	554	610	665	720	775
	800	147	221	295	369	443	517	590	615	737	812	886	960	1034
	900	190	285	380	475	570	665	760	855	950	1045	1140	1235	1330
Otros materiales de peso específico	1 000	240	360	480	600	720	840	960	1080	1200	1320	1440	1560	1680
	1 100	294	442	588	735	882	1030	1175	1324	1470	1617	1764	1910	2057
1 500 kg/m ³	1 200	356	535	713	892	1170	1248	1427	1605	1782	1962	2142	2322	2502
	1 300	425	637	850	1063	1275	1485	1700	1910	2125	2335	2550	2765	2980
Arcilla húmeda	300	22	33	44	55	66	77	88						
Caliza en trozos grandes	400	40	60	80	100	120	140	160	180	200				
Cascajo seco	500	63	95	127	159	190	222	254	286	317	349	381	413	445
Argamasa - Mortero	600	93	139	186	232	279	325	372	418	465	512	559	606	653
Ladrillos	700	129	193	258	322	387	452	517	580	645	710	775	840	905
Gravas	800	172	258	344	430	517	602	688	775	860	945	1030	1115	1200
	900	222	333	444	555	667	777	887	1000	1110	1220	1330	1440	1550
Otros materiales de peso específico	1 000	284	426	568	710	852	994	1135	1280	1420	1562	1704	1846	1988
	1 100	343	515	687	857	1030	1202	1373	1545	1715	1890	2060	2230	2400
1 750 kg/m ³	1 200	417	625	833	1040	1250	1460	1665	1875	2080	2290	2500	2710	2920
	1 300	497	747	995	1245	1492	1743	1980	2240	2485	2735	2985	3235	3485

Fuente: PIRELLI, 2005

APÉNDICE N

Tabla de coeficiente de corrección de la capacidad de transporte en función del ángulo de concavidad de rodillos triples y el ángulo de sobrecarga dinámica del material.

Coeficiente de corrección de la capacidad de transporte, en función del ángulo de concavidad de rodillos triples portantes, y el ángulo de sobrecarga dinámica del material

Ángulo de concavidad (Rodillos triples iguales)	Ángulo de sobrecarga dinámica del material				
	0°	5°	10°	20°	30°
0° (cinta plana)	—	0,12	0,24	0,48	0,73
10°	0,29	0,41	0,52	0,76	1
20°	0,56	0,67	0,78	1	1,24
35°	0,80	0,90	1	1,20	1,41
45°	1,04	1,12	1,20	1,37	1,54

Fuente: PIRELLI, 2005

APÉNDICE O

Tabla de coeficiente de corrección de la capacidad de transporte según el ángulo de inclinación de la cinta.

Coeficiente de corrección de la capacidad de transporte según el ángulo de inclinación de la cinta

Angulo de inclinación de la cinta (grados)	2°	4°	6°	8°	10°	12°	14°	16°	18°	20°
Coeficiente de corrección	1	0,99	0,98	0,97	0,95	0,93	0,91	0,89	0,85	0,81
Angulo de inclinación de la cinta (grados)	21°	22°	23°	24°	25°	26°	27°	28°	29°	30°
Coeficiente de corrección	0,78	0,76	0,73	0,71	0,68	0,66	0,64	0,61	0,59	0,56

Nota: Los ángulos de concavado de los rodillos portantes en Tablas 3 y 4 son con respecto a la horizontal.

Fuente: PIRELLI, 2005

APÉNDICE P

TABLA 2 - Factor de transmisión (K) para prevenir deslizamiento

ANGULO DE CONTACTO EN LA BANDA DE TRANSMISION	TIPO DE TRANSMISION	TENSOR DE TORNILLO		TENSOR DE GRAVEDAD	
		POLEA LISA	POLEA RECUBIERTA	POLEA LISA	POLEA RECUBIERTA
150°	Recta	1.5	1	1.08	0.67
160°	Recta	1.4	0.9	0.9	0.60
170°	Recta	1.3	0.9	0.91	0.55
180°	Recta	1.2	0.8	0.84	0.50
190°	De contacto	1.1	0.7	0.77	0.45
200°	De contacto	1	0.7	0.72	0.42
210°	De contacto	1	0.7	0.67	0.38
220°	De contacto	0.9	0.6	0.62	0.35
230°	De contacto	0.9	0.6	0.58	0.32
240°	De contacto	0.8	0.6	0.54	0.30
340°	Tandem o Dual	0.5	0.4	0.29	0.143
360°	Tandem o Dual	0.5	0.4	0.26	0.125
380°	Tandem o Dual	0.5	0.3	0.23	0.108
400°	Tandem o Dual	0.5	0.3	0.21	0.095
420°	Tandem o Dual	0.4	0.3	0.19	0.084
440°	Tandem o Dual	-	-	0.17	0.074
460°	Tandem o Dual	-	-	0.15	0.064
480°	Tandem o Dual	-	-	0.14	0.056

Fuente: CONTITECH, 2009

APÉNDICE Q

Tabla de valores por unidad de longitud (Q)

ANCHO BANDA Pulg.	VALORES DE Q NORMAL EN lb/pie PESO DEL MATERIAL EN lb/pie ³						
	20	35	50	75	100	125	150
12	1.1	2.0	2.8	4.3	5.7	7.2	8.6
18	3.3	5.8	8.3	12.4	16.5	20.6	24.8
24	6.7	11.8	16.8	25.2	33.6	42.0	50.4
30	11.3	19.8	28.3	42.2	56.6	70.7	84.9
36	17.1	29.9	42.7	64.1	85.5	106.8	128.2
42	24.0	42.1	60.1	90.2	120.7	150.3	180.3
48	32.2	56.3	80.4	120.6	160.8	201.1	241.3
54	41.5	72.6	103.7	155.5	207.4	259.2	311.0
60	52.0	90.9	129.9	194.8	259.8	324.7	389.6
72	76.4	133.8	191.1	286.6	382.2	477.7	573.3

Fuente: CONTITECH, 2009

APÉNDICE R

Tabla de distancia entre rodillos para construcción de bandas transportadora.

DISTANCIA ENTRE CENTROS POLEAS EN PIES	FACTOR DE CORRECCION PARA AJUSTAR EL VALOR DE "G"
0 a 10	3.2
10 a 15	2.7
15 a 20	2.2
20 a 30	1.8
30 a 50	1.5
50 a 70	1.3
70 a 100	1.2
100 a 150	1.1
Arriba de 150	"G" normal

Fuente: CONTITECH, 2009

APÉNDICE S

Tabla de Coeficiente k para el cálculo de esfuerzos en la placa

b/a	Cuatro lados		Cuadro lados empotrados				Un lado mayor apoyado y tres empotrados				Un lado menor apoyado y tres empotrados			
	±S1x	±S1y	±S1x	±S1y	±S4y	±S3x	±S1x	±S1y	±S4y	±S3x	±S1x	±S1y	±S4y	±S3x
∞	75,0	22,5	25,0	7,5	34,2	50,0	37,5	11,3	47,2	75,0	25,0	7,5	34,2	50,0
3,00	71,3	24,4	25,0	7,5	34,3	50,0	37,4	12,0	47,1	74,0	25,0	7,6	34,2	50,0
2,50	67,7	25,8	25,0	8,0	34,3	50,0	36,6	13,3	47,0	73,2	25,0	8,0	34,2	50,0
2,00	61,0	27,8	24,7	9,5	34,3	49,9	33,8	15,5	47,0	68,3	25,0	9,0	34,2	50,0
1,75	55,8	28,9	23,9	10,8	34,3	48,4	30,8	16,5	46,5	63,2	24,6	10,1	34,1	48,9
1,50	48,7	29,9	22,1	12,2	34,3	45,5	27,1	18,1	45,6	56,5	23,2	11,4	34,1	47,3
1,25	39,6	30,1	18,8	13,5	33,9	40,3	21,4	18,4	42,5	47,2	20,8	12,9	34,1	44,8
1,00	28,7	28,7	13,7	13,7	30,9	30,9	14,4	16,6	36,0	32,8	16,6	14,2	32,8	36,0

b/a	Un lado más grande libre y tres empotrados				Un lado más pequeño libre y tres empotrados			
	±S1x	±S1y	±S4y	±S3x	±S1x	±S1y	±S4y	±S3x
∞	65,0	25,5	103,6	300,0	25,0	7,5	50,0	33,5
3,00	11,2	18,0	100,4	216,4	25,0	7,5	50,0	33,5
2,50	0,1	26,8	95,7	175,3	25,0	7,5	49,9	33,5
2,00	11,3	32,0	85,4	124,9	24,8	7,7	49,7	33,5
1,75	14,4	31,9	77,4	98,5	24,3	8,9	49,0	33,5
1,50	15,2	29,7	67,1	73,7	23,6	9,3	47,	33,4
1,25	13,6	25,5	54,7	51,6	21,1	9,5	43,2	33,3
1,00	9,9	19,6	40,7	33,1	19,6	9,9	40,7	33,1

Fuente: norma 888-4.9.1.4

APÉNDICE T

Tabla de Capacidades y especificación de trituradoras cónicas

破碎機型號 Modelo	破碎腔 Cámara	Abertura alimentación (mm) (lado cerrado)	Abertura alimentación (mm) (lado abierto)	Reglaje mínimo (mm)
P1A	超細 SS (Extra fino)	20	50	6
	細 S (Fino)	50	75	9
	中 F (Medio)	70	97	9
	粗 C (Gruoso)	95	120	17
	超粗 CC (Extra Gruoso)	145	165	25
P2A	超細 SS (Extra fino)	25	66	6
	細 S (Fino)	95	128	13
	中 F (Medio)	125	156	16
	粗 C (Gruoso)	185	208	19
	超粗 CC (Extra Gruoso)	205	230	38
P3A	超細 SS (Extra fino)	25	72	6
	細 S (Fino)	107	148	14
	中 F (Medio)	150	190	17
	粗 C (Gruoso)	211	240	20
	超粗 CC (Extra Gruoso)	233	267	25
P4A	超細 SS (Extra fino)	40	104	6
	細 S (Fino)	111	164	14
	中 F (Medio)	198	245	20
	粗 C (Gruoso)	252	292	25
	超粗 CC (Extra Gruoso)	299	333	30

Fuente: China Patente nº 439167, 2015

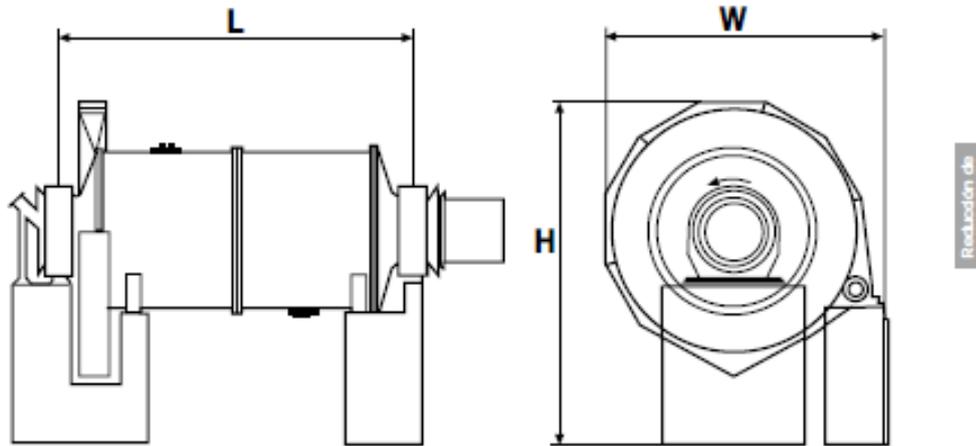
APÉNDICE U

Tabla de datos técnicos de molino de bolas.

Hoja de Datos Técnicos

Reducción de Tamaño

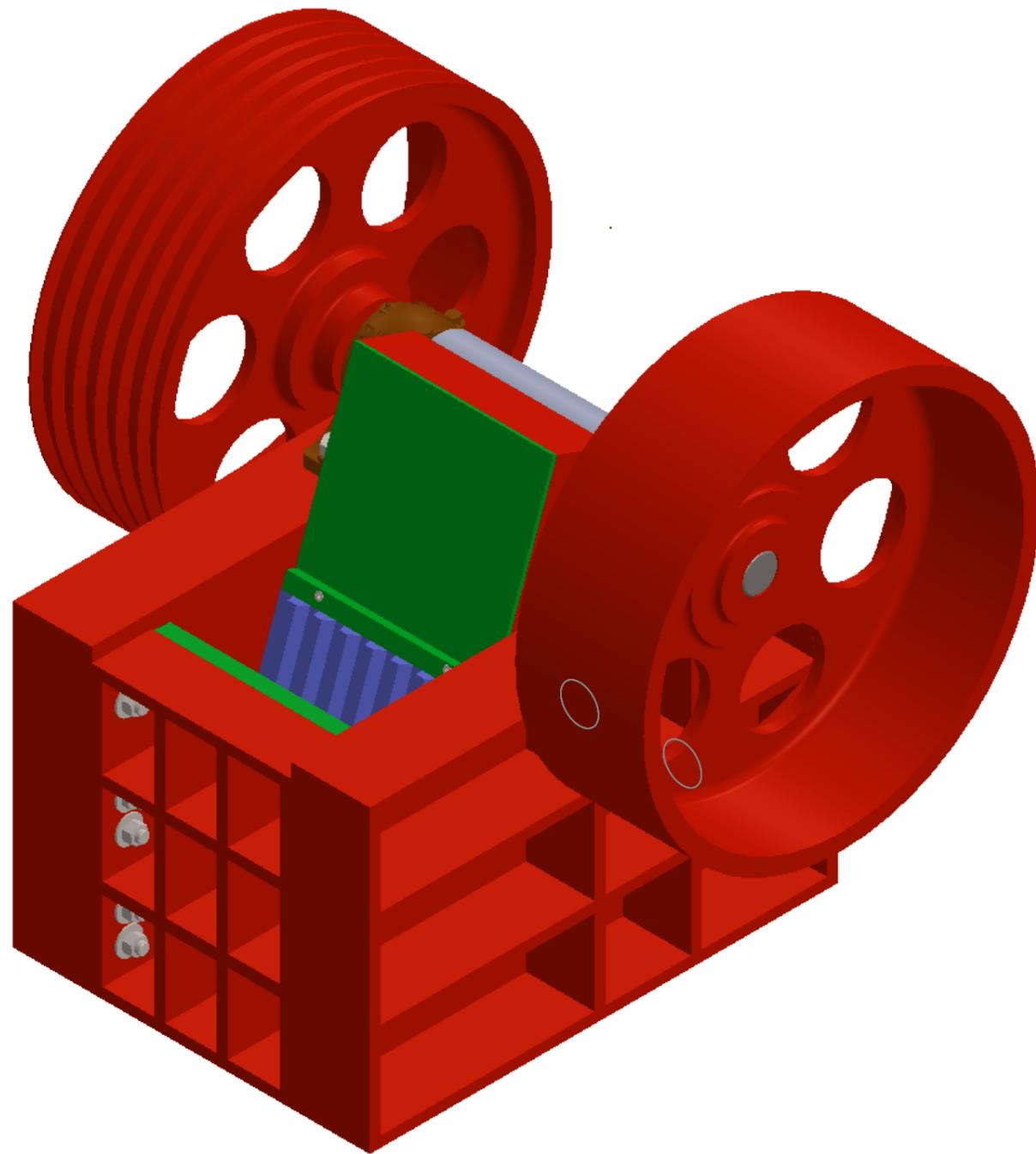
Molino de Bolas



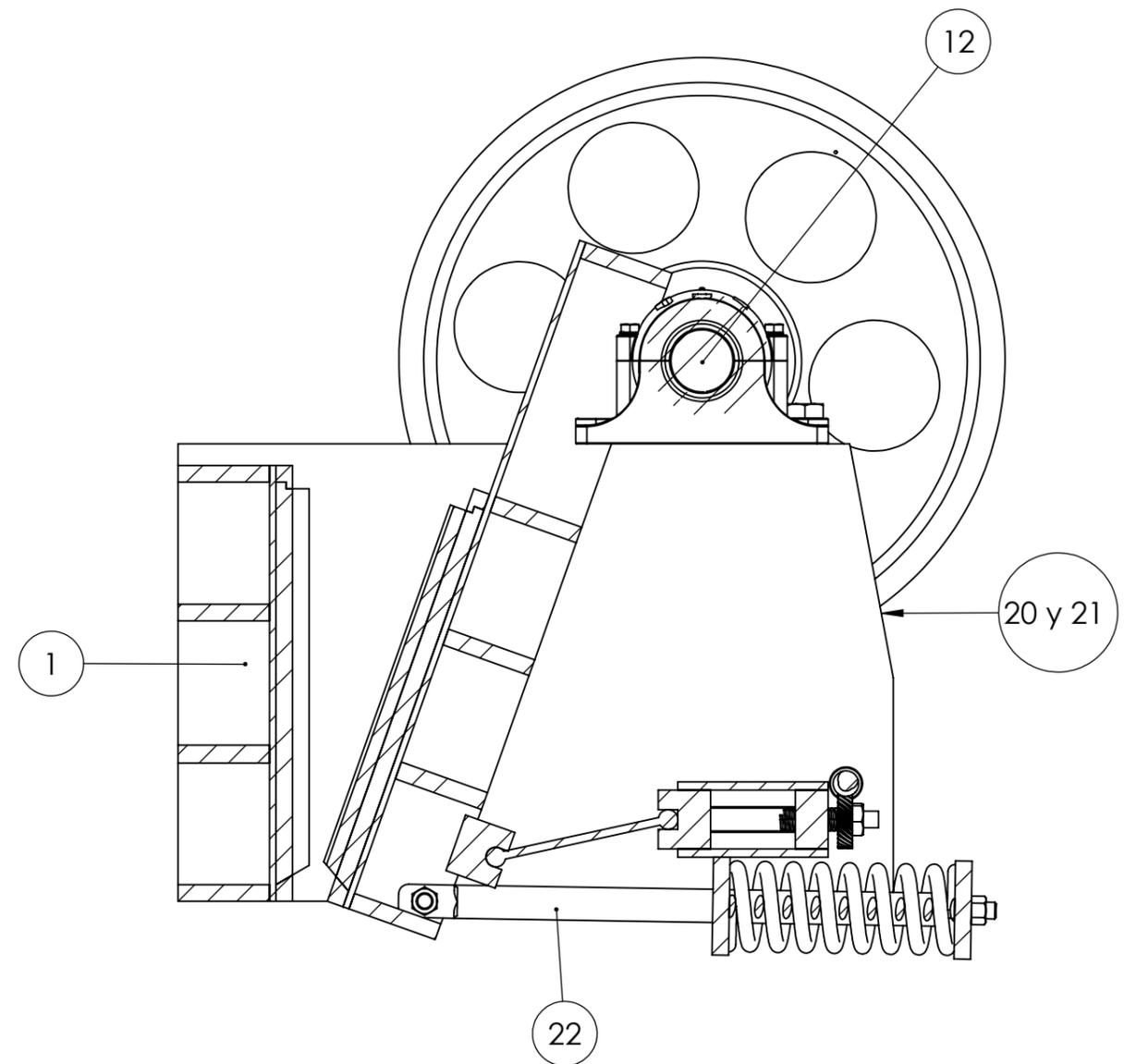
Dimension del Molino DxL m (pies)	Alto (H) mm (pulg)	Largo (L) mm (pulg)	Ancho (W) mm (pulg)	Potencia (motor) kW/hp
2.4x3.0 (8x10)	4 670 (184)	4 480 (176)	3 860 (152)	224/300
2.4x 3.7 (8x12)	4 670 (184)	5 050 (199)	3 860 (152)	260/350
2.4x4.3 (8x14)	4 670 (184)	5 660 (223)	3 960 (156)	298/400
2.7x3.7 (9x12)	5 180 (204)	5 050 (199)	3 960 (156)	336/450
2.7x 4.3 (9x14)	5 330 (210)	5 660 (223)	4 270 (168)	373/500
2.9x4.6 (9.5x15)	5 530 (218)	6 170 (243)	4 370 (172)	447/600
3.0x4.6 (10x15)	6 170 (243)	6 240 (246)	5 020 (198)	522/700
3.2x4.6 (10.5x15)	6 500 (256)	6 320 (249)	5 390 (212)	597/800

Fuente: López, 2002

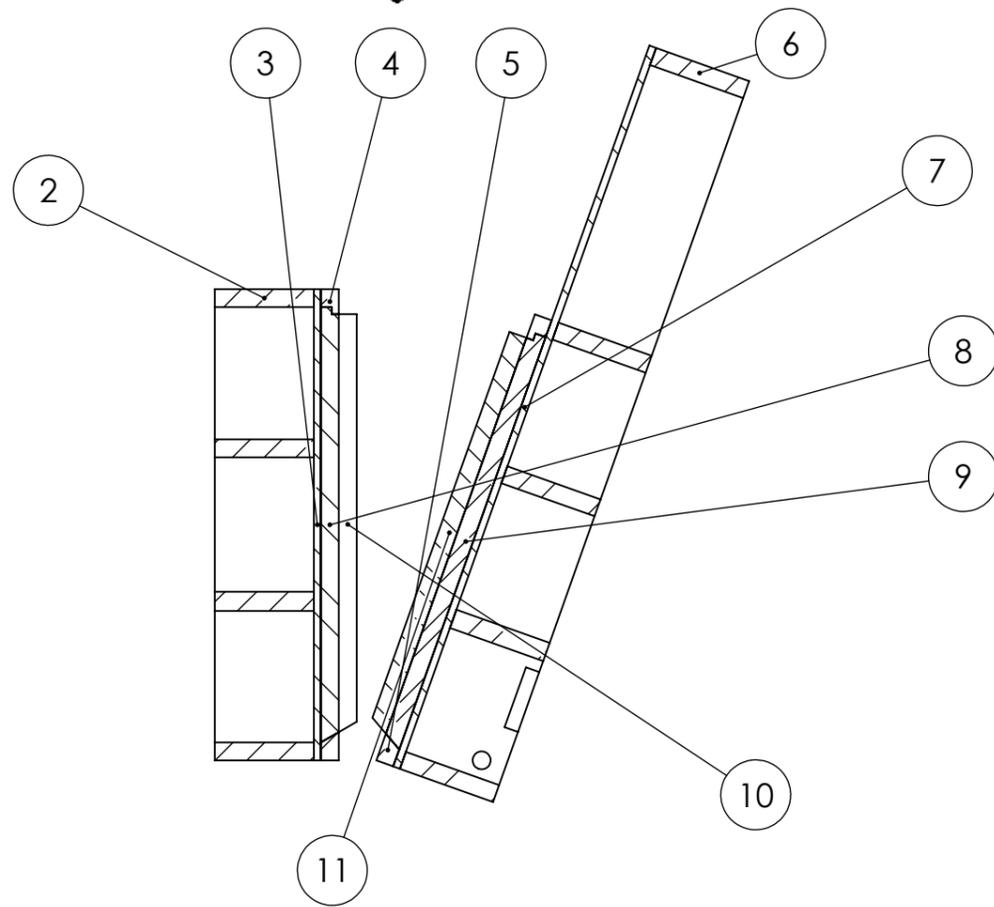
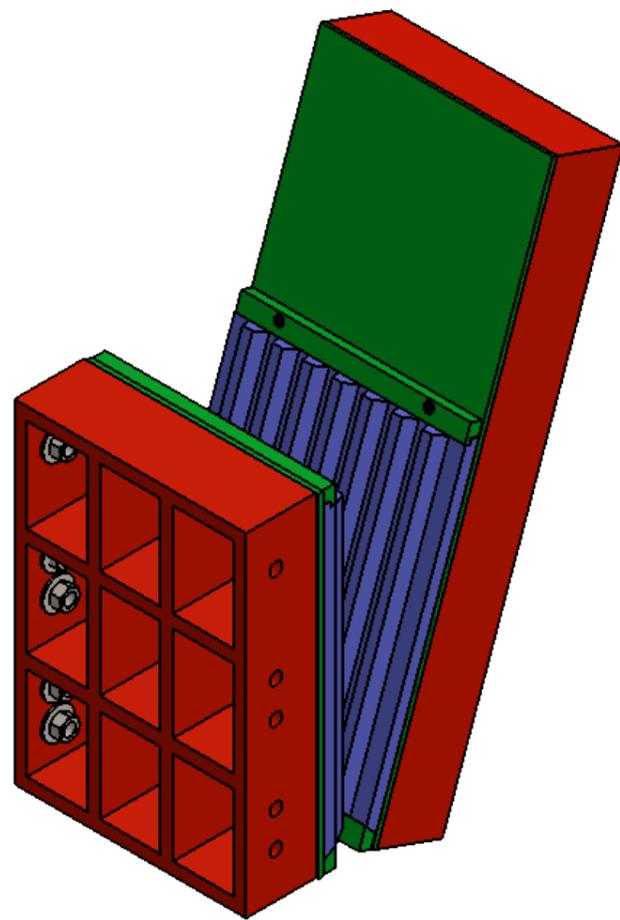
APÉNDICE V
Planos Esquemáticos



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Conjunto de mandíbulas	Se compone de las muelas fijas y móviles	1
12	Cojunto de volantes	Placa de acero naval	1
20 y 21	Paredes laterales	Acero ASTM A 36	2
22	Seguro inferior de muelas	Protección de todo el equipo	1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL		PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
DIBUJ.	Gilson Triana R	FIRMA		MATERIAL:		TÍTULO:	A3
VERIF.	Msc. Carola Sánchez	FECHA	2/09/2016			Trituradora de Mandíbula	1.00
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016				
				PESO:	2238,6 kg	ESCALA:1:10	HOJA 1 DE 41



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
2	Celosías frontal	Construidas con planchas ASTM A36	1
3	Plancha celosías frontal	Placa de acero naval	1
4	Seguro inferior de muelas	Proteccion de todo el equipo	2
5	Seguro superior de muelas	Acero ASTM A 36	2
6	Celosis posterior	Construidas con planchas ASTM A36	1
7	Plancha celosías posterior	Placa de acero naval	1
8	Muela dentada fija	Elementos fabricados con Fora 450	1
9	Muela dentada movil		1
10	Didiente de muela dentada fija		8
11	Ddiente de muela dentada movil.		7

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
NOMBRE	FIRMA	FECHA	MATERIAL:		TÍTULO:	A3
DIBUJ.	Gilson Triana R		2/09/2016		Conjunto de mandíbula	1.01
VERIF.	Msc. Carola Sánchez.		2/09/2016			
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016			
				PESO:	1138,6kg	ESCALA:1:10
						HOJA 2 DE 41

4 3 2 1

F

F

E

E

D

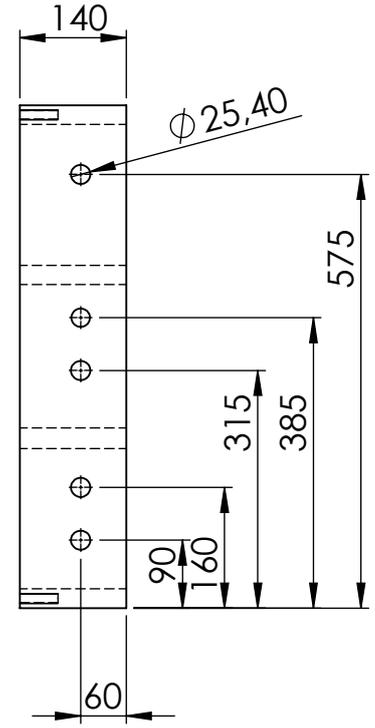
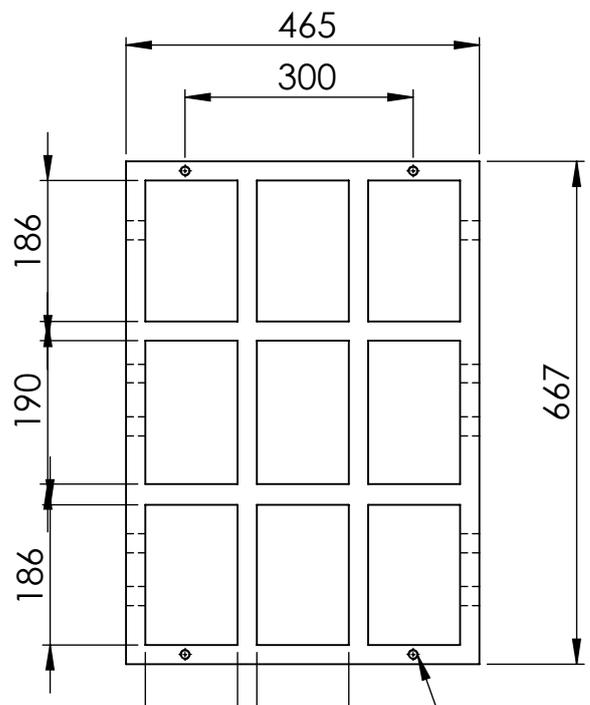
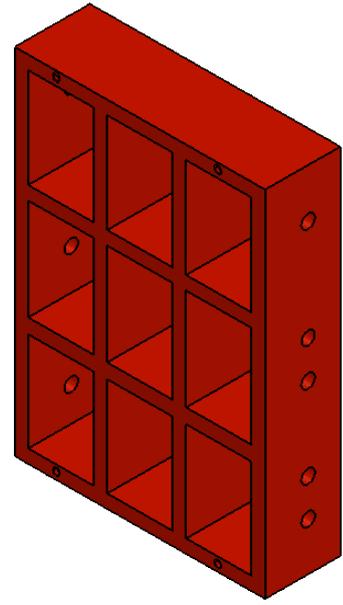
D

C

C

B

B



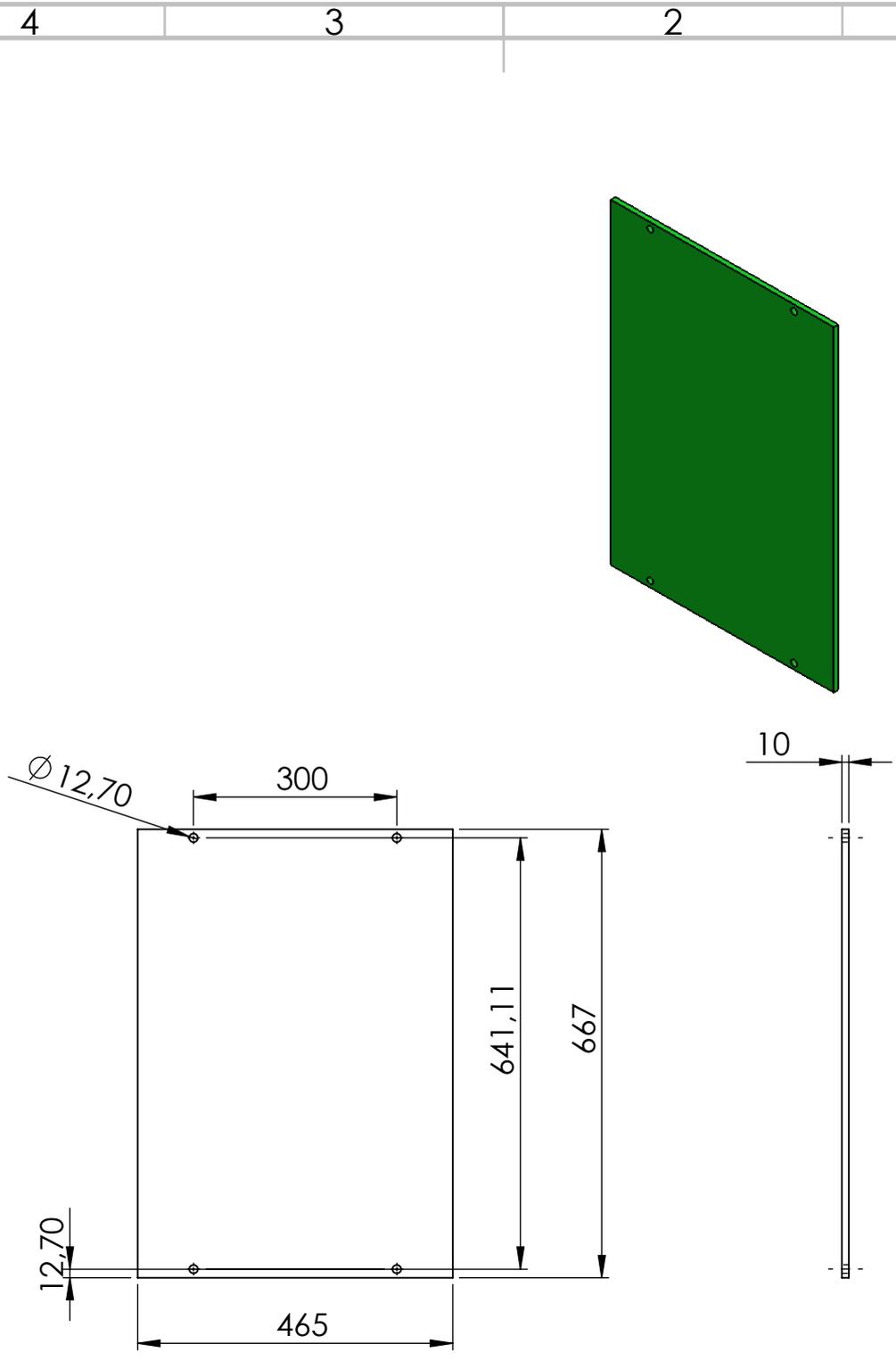
Rosca de 1/2" hilo fino

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	<h1>ESPOL</h1>	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
NOMBRE		FIRMA	FECHA		MATERIAL:	TÍTULO:
DIBUJ.	Gilson Triana R		2/09/2016	<h2>ASTM A 36</h2>	<h2>Celosía fijas</h2>	1.02
VERIF.	Msc. Carola Sanchez		2/09/2016			
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016			
				PESO: 114,65 kg	ESCALA: 1:10	HOJA 3 DE 41

4 3 2 1

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		<h1>ESPOL</h1>	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
NOMBRE		FIRMA			TÍTULO:	
DIBUJ.	Gilson Triana R		2/09/2016	<h2>ASTM A 36</h2>	<h1>Plancha celosía fija</h1>	
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016			
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016			
				PESO: 63,76kg	ESCALA: 1:10	HOJA 4 DE 41

A4
1.03

4 3 2 1

F

F

E

E

D

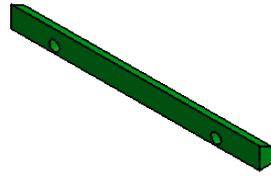
D

C

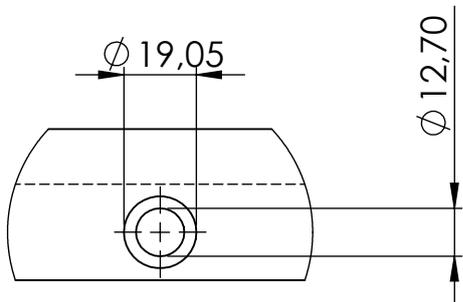
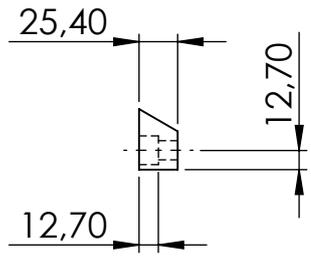
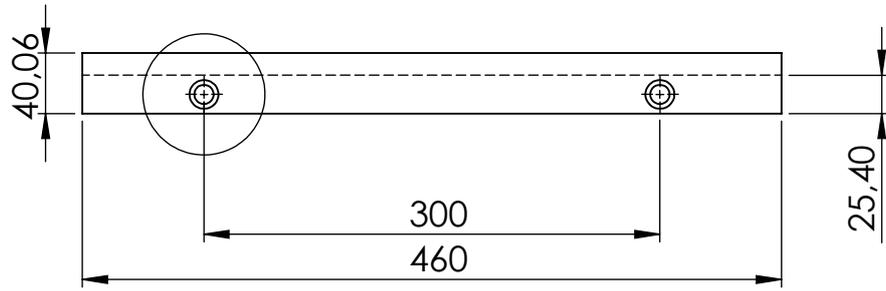
C

B

B



Detalle A



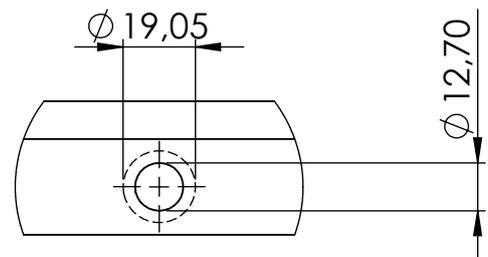
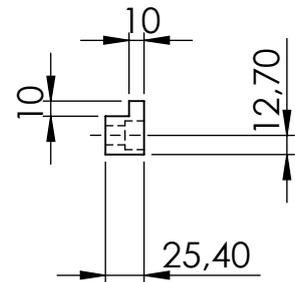
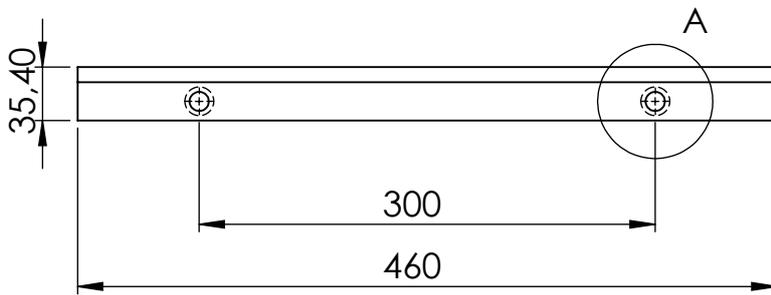
DETALLE A
ESCALA 1 : 2

A

A

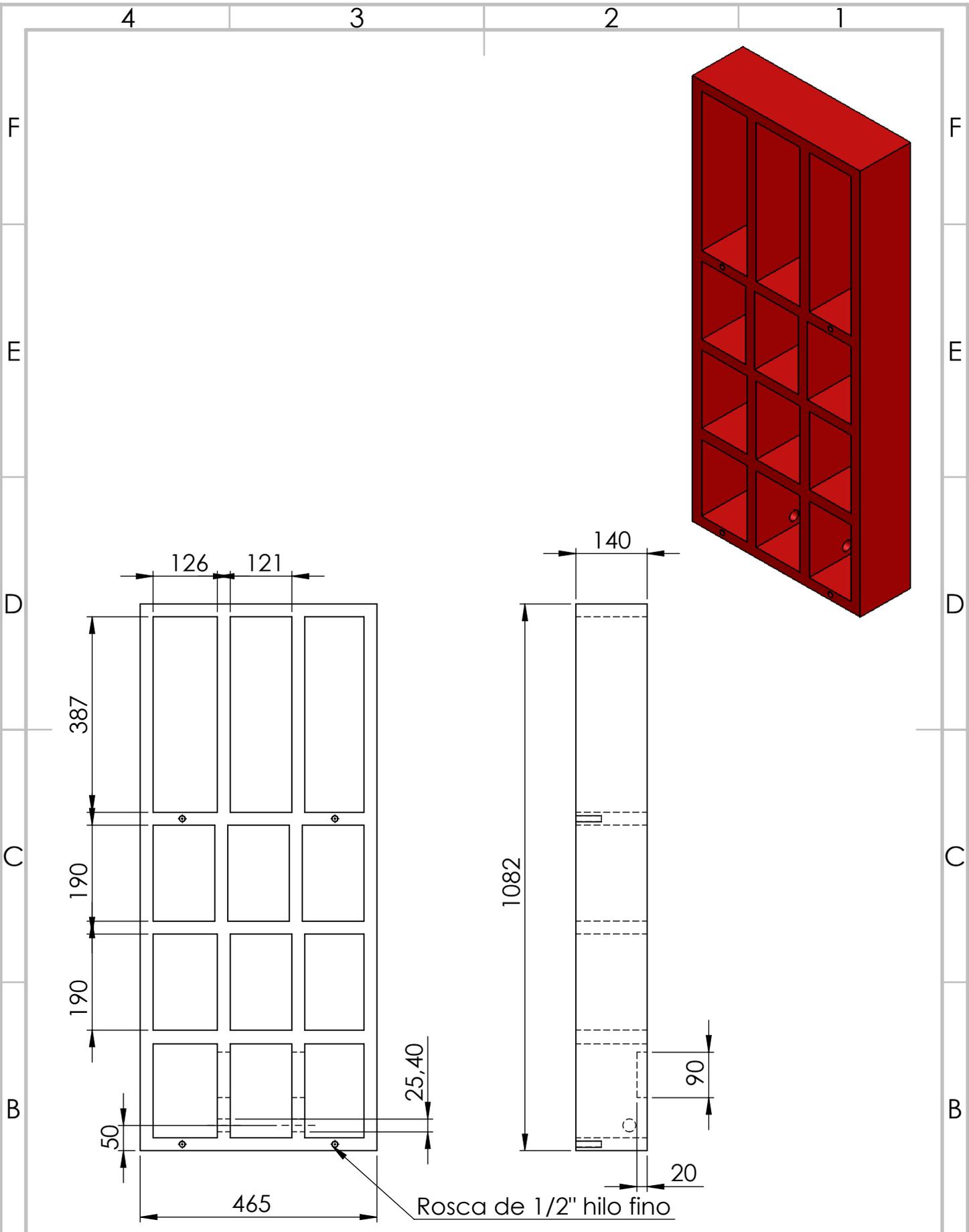
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		<h1>ESPOL</h1>	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
DIBUJ.	Gilson Triana R	FIRMA	FECHA		MATERIAL:	TÍTULO:
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016	<h2>ASTM A 36</h2>	<h2>Seguro inferior de muela</h2>	A4
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016			1.04
				PESO: 15,22kg	ESCALA:1:5	HOJA 5 DE 41

4 3 2 1

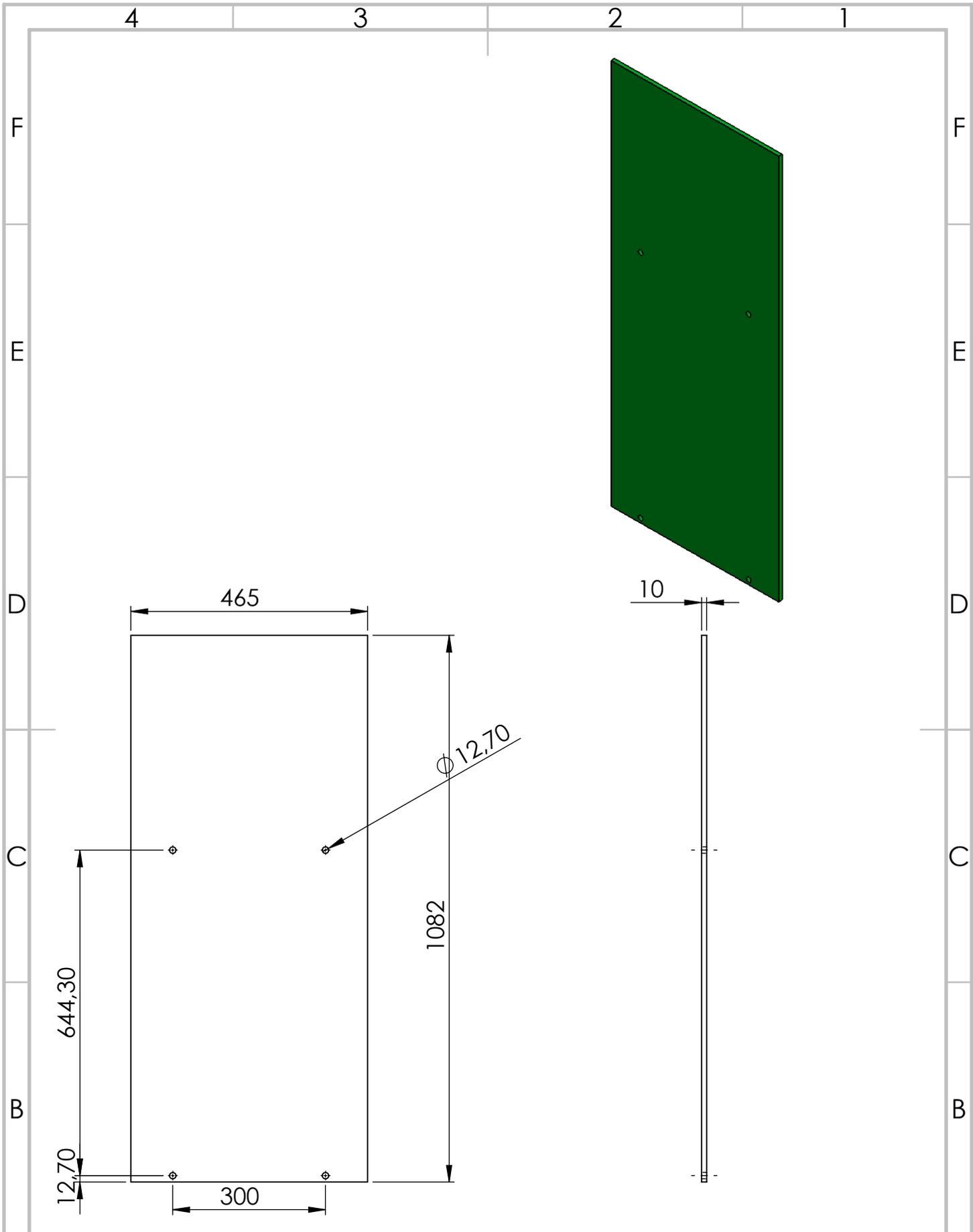


DETALLE A
ESCALA 1 : 2

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	<h1>ESPOL</h1>	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
				ASTM A 36	TÍTULO: Seguro superior de muela	
DIBUJ.	Gilson Triana R	FIRMA			A4	
VERIF.	Msc. Carola Sánchez	FECHA	2/09/2016		1.05	
APROB.	Ing. Ernesto Martínez	FECHA	2/09/2016			
				PESO: 17,02kg	ESCALA: 1:5	HOJA 6 DE 41



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL		PROYECTO			
						Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro			
A	NOMBRE	FIRMA	FECHA	MATERIAL:	TÍTULO:	A4	1.06		
	DIBUJ.	Gilson Triana R	2/09/2016					ASTM A 36	Celosía Móvil
	VERIF.	Msc. Carola Sánchez	2/09/2016						
	APROB.	Ing. Ernesto Martínez	2/09/2016	PESO: 176,26 kg	ESCALA: 1:10	HOJA 7 DE 41			



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

ESPOL

PROYECTO

Diseño de una planta trituradora
y molienda de piedra para la
extracción de oro

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Gilson Triana R		2/09/2016
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016

MATERIAL:
ASTM A 36

TÍTULO:
Plancha celosía móvil

PESO: 63,76kg

ESCALA:1:10

HOJA 8 DE 41

A4
1.07

4 3 2 1

F

F

E

E

D

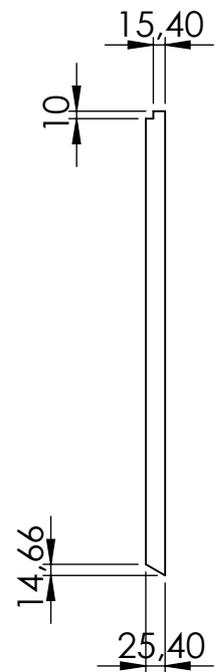
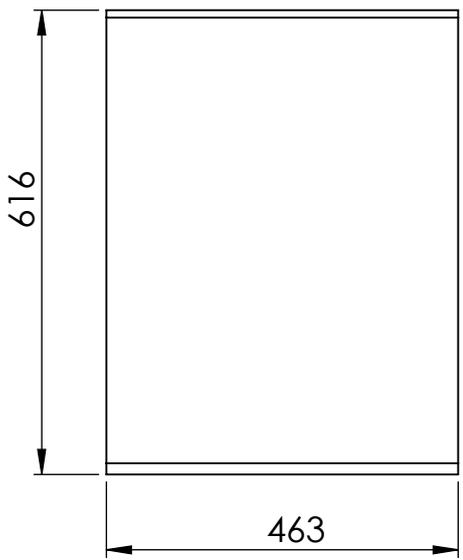
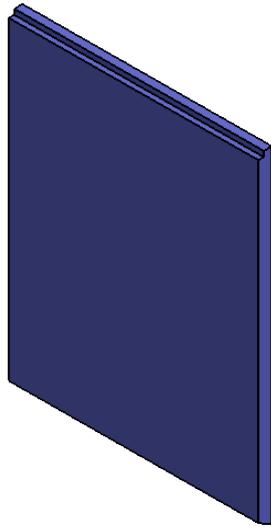
D

C

C

B

B



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		<h1>ESPOL</h1>		PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
				<h2>Fora 450</h2>		TÍTULO: Muelas dentadas fijas	
				PESO: 112,18kg		ESCALA:1:10	
						HOJA 9 DE 41	

A

A

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

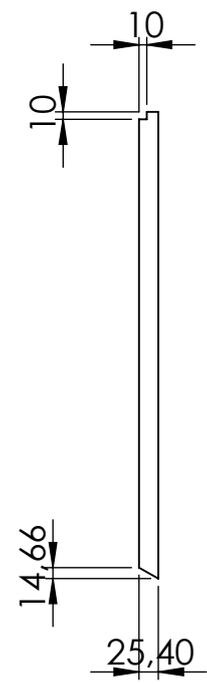
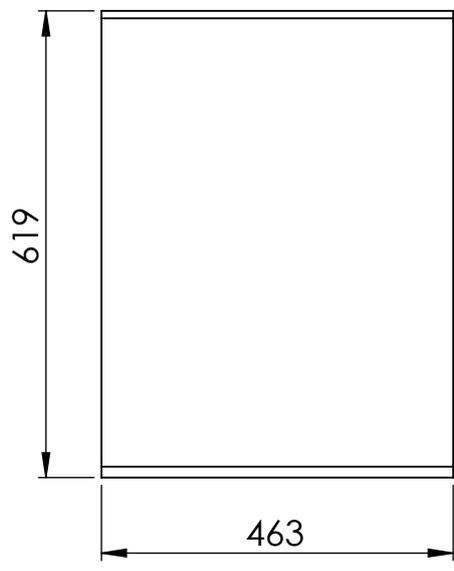
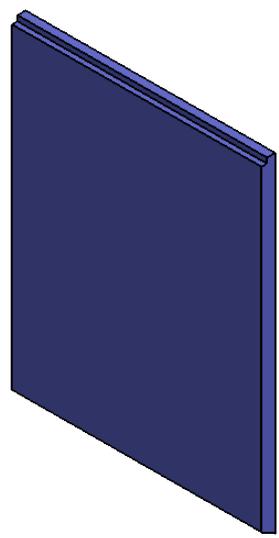
D

C

C

B

B



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		<h1>ESPOL</h1>		PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
						TÍTULO: Muelas dentadas móviles	
DIBUJ.	Nombre: Gilson Triana R	FIRMA	FECHA: 2/09/2016	MATERIAL: Fora 450		ESCALA: 1:10	
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016	PESO: 112,18kg		HOJA 10 DE 41	
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016			1.09	

4 3 2 1

A

A

4 3 2 1

F

F

E

E

D

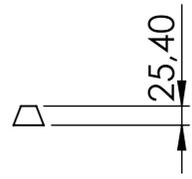
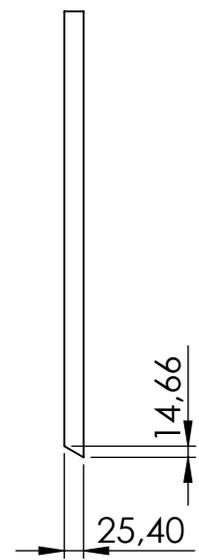
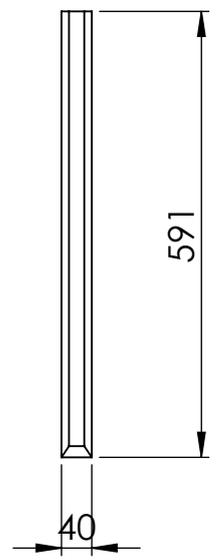
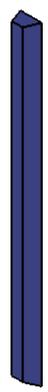
D

C

C

B

B



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		<h1>ESPOL</h1>	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
DIBUJ.	Nombre	FIRMA	FECHA		MATERIAL:	TÍTULO:
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016	<h2>Foro 450</h2>	<h2>Dientes de muela fijas</h2>	A4
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016			1.10
				PESO: 9,8kg	ESCALA:1:10	HOJA 11 DE 41

4 3 2 1

A

A

4 3 2 1

F

F

E

E

D

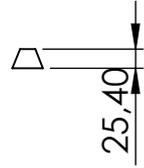
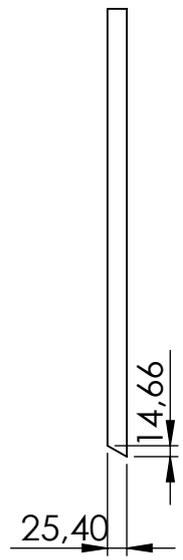
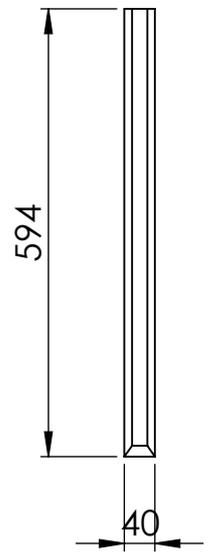
D

C

C

B

B

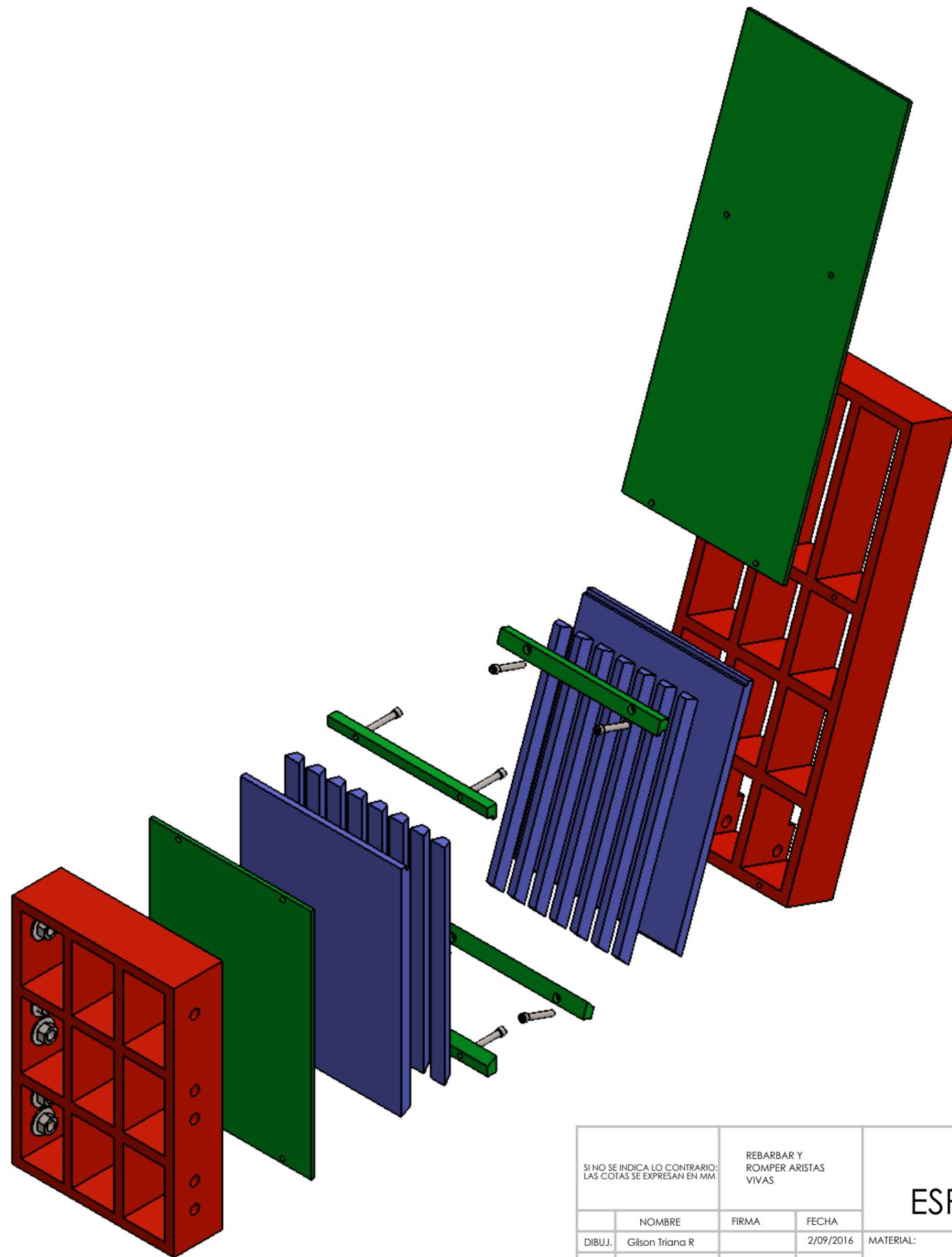


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		<h1>ESPOL</h1>	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	MATERIAL: Foro 450	TÍTULO:	
DIBUJ.	Gilson Triana R		2/09/2016		Dientes de muela móviles	
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016		A4	
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016	PESO: 9,8kg	ESCALA:1:10	HOJA 12 DE 41
						1.11

4 3 2 1

A

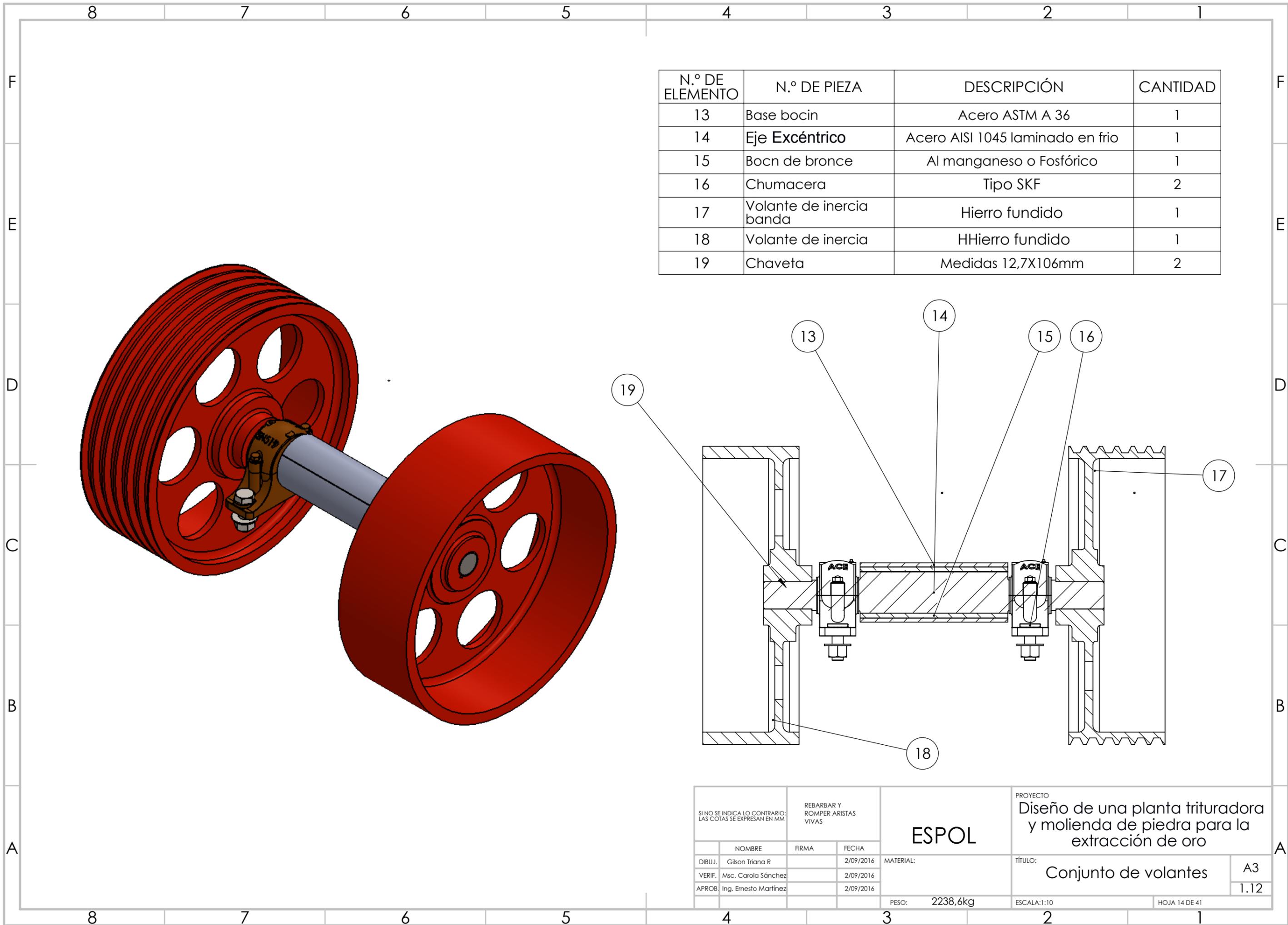
A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
NOMBRE	FIRMA	FECHA	MATERIAL:		TÍTULO:	A3
DIBUJ.	Gilson Triana R		2/09/2016			
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016			
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016			
				PESO:	2238,6kg	ESCALA:1:10
						HOJA 13 DE 41

Vista explosionada del
conjunto celosías

1.S1



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
13	Base bocin	Acero ASTM A 36	1
14	Eje Excéntrico	Acero AISI 1045 laminado en frio	1
15	Bocn de bronce	Al manganeso o Fosfórico	1
16	Chumacera	Tipo SKF	2
17	Volante de inercia banda	Hierro fundido	1
18	Volante de inercia	HHierro fundido	1
19	Chaveta	Medidas 12,7X106mm	2

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	ESPOL	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro
NOMBRE	FIRMA	FECHA	MATERIAL:		TÍTULO: Conjunto de volantes
DIBUJ.	Gilson Triana R	2/09/2016			A3
VERIF.	Msc. Carola Sánchez	2/09/2016			1.12
APROB.	Ing. Ernesto Martínez	2/09/2016			
				PESO: 2238,6kg	ESCALA:1:10
					HOJA 14 DE 41

4 3 2 1

F

F

E

E

D

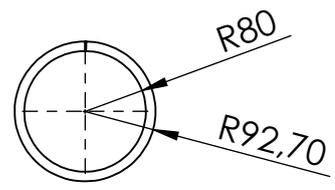
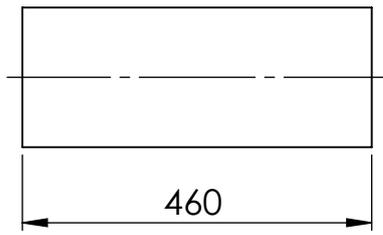
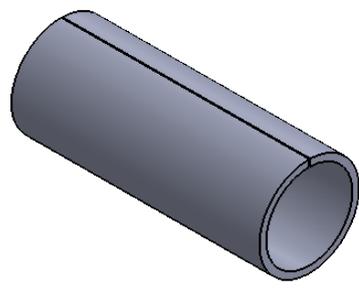
D

C

C

B

B

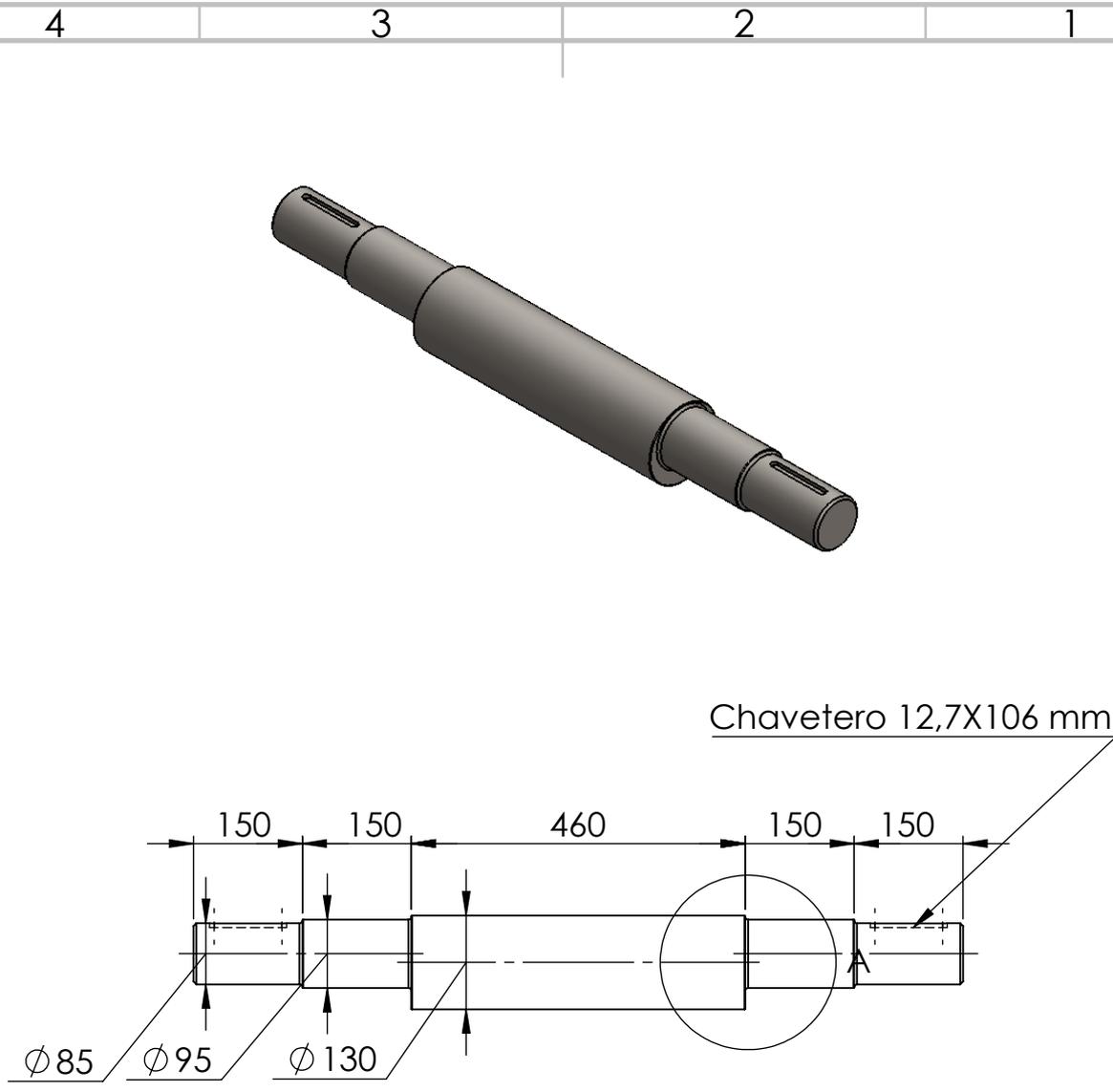


A

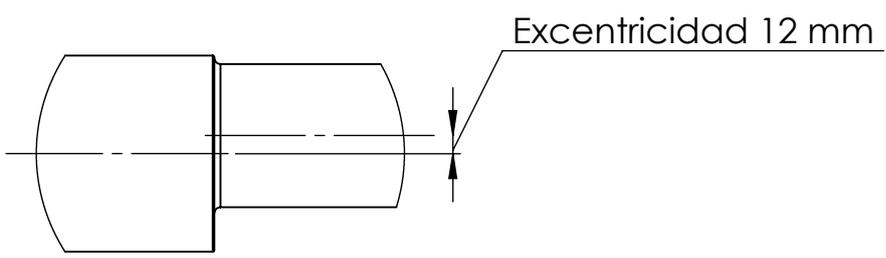
A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		<h1>ESPOL</h1>	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
DIBUJ.	Gilson Triana R	FIRMA	FECHA		MATERIAL:	TÍTULO:
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016	<h2>Foro 450</h2>	<h2>Base de bocín</h2>	A4
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016			1.13
				PESO: 9,8kg	ESCALA:1:10	HOJA 15 DE 41

4 3 2 1



Redondeos de 4 mm



DETALLE A
ESCALA 1 : 5

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	ESPOL	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molinda de piedra para la extracción de oro	
NOMBRE		FIRMA	FECHA		MATERIAL:	TÍTULO:
DIBUJ.	Gilson Triana R		2/09/2016	AISA 1045 CD	Eje excéntrico	1.14
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016			
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016			
				PESO: 77,85kg	ESCALA:1:10	HOJA 16 DE 41

4 3 2 1

F

F

E

E

D

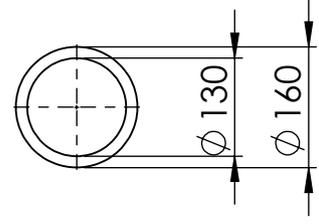
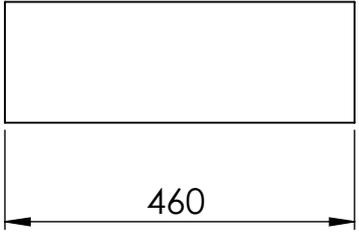
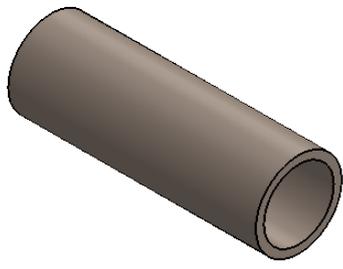
D

C

C

B

B



A

A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL		PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molinda de piedra para la extracción de oro	
DIBUJ.	Gilson Triana R	FIRMA	FECHA			MATERIAL:	TÍTULO:
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016	AISI 1045 CD	Eje excéntrico	1.15	
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016			PESO: 77,85kg	ESCALA:1:10

4 3 2 1

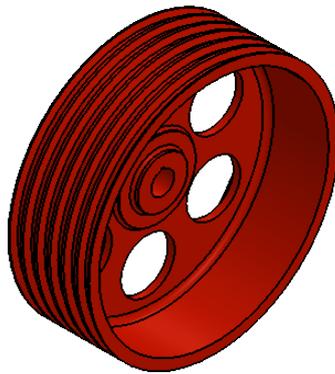
4 3 2 1

F

F

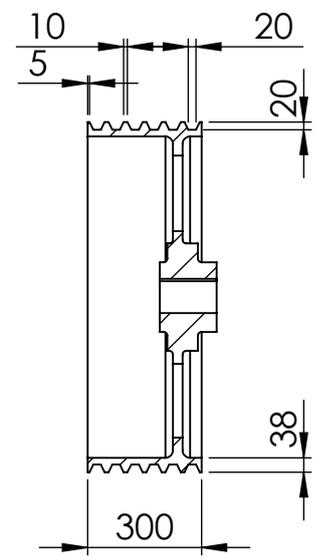
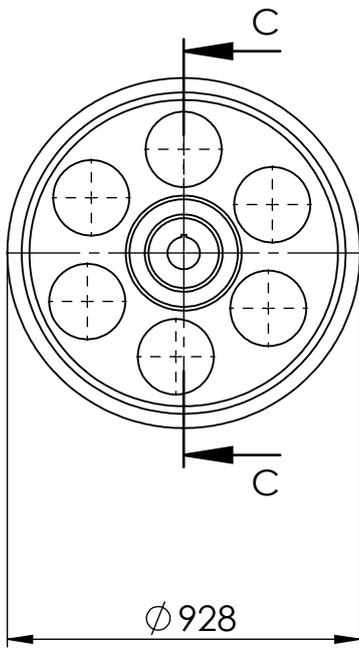
E

E



D

D



SECCIÓN C-C

C

C

B

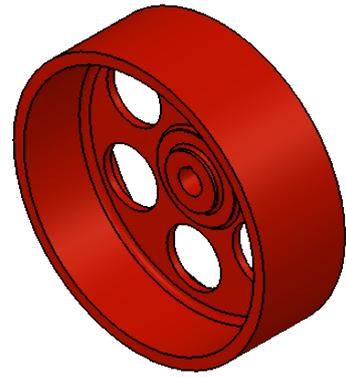
B

A

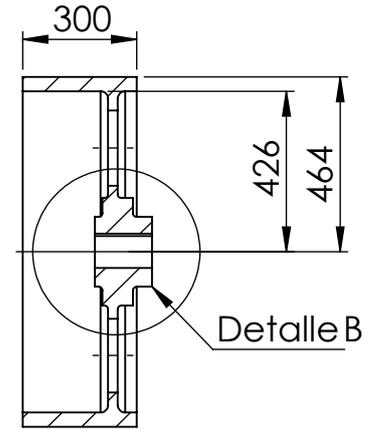
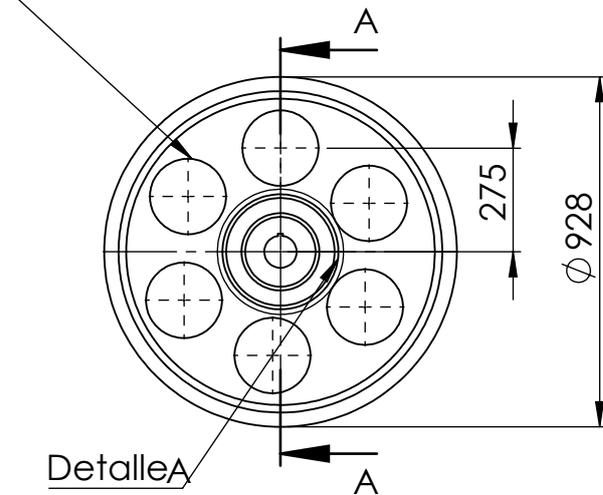
A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		<h1>ESPOL</h1>	PROYECTO		Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA		MATERIAL:	TÍTULO:	<h2>Volantes de inercia banda</h2>	A4
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016	Hierro fundido				1.16
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016	PESO:	ESCALA:1:20	HOJA 18 DE 41		

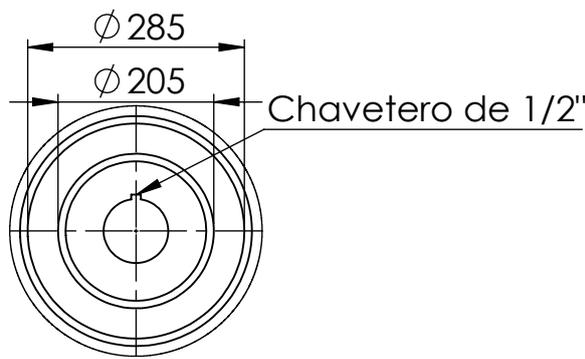
4 3 2 1



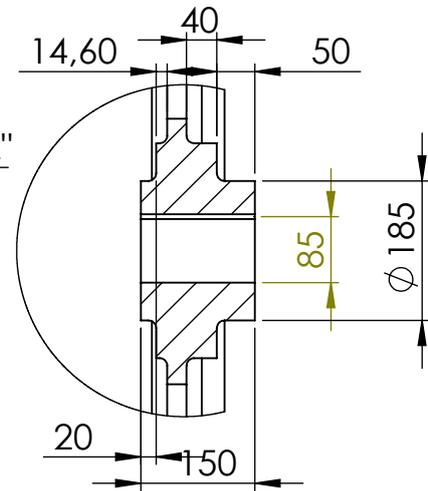
6X200mm espacios equidistantes



SECCIÓN A-A



DETALLE A
ESCALA 1 : 10



DETALLE B
ESCALA 1 : 10

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

ESPOL

PROYECTO

Diseño de una planta trituradora
y molienda de piedra para la
extracción de oro

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Gilson Triana R		2/09/2016
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016

MATERIAL:
Hierro fundido

TÍTULO:

Volantes de inercia

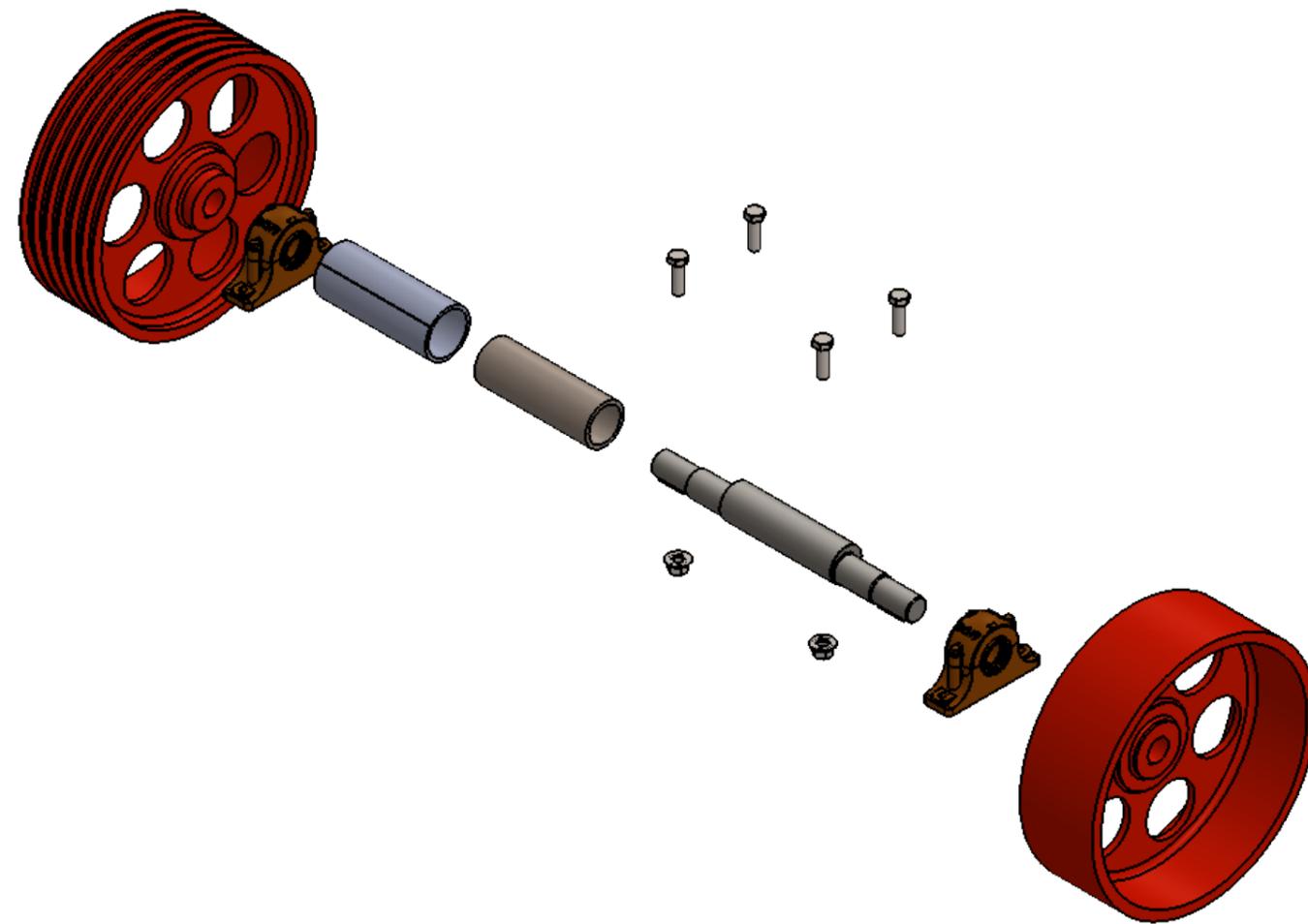
A4

1.17

PESO:

ESCALA:1:20

HOJA 19 DE 41

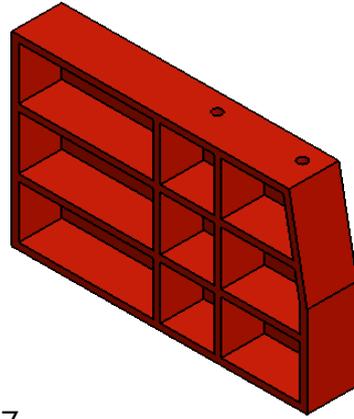


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro		
DIBUJ.	Gilson Triana R	FIRMA	FECHA		MATERIAL:	TÍTULO:	A3
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016		Vista explosionada del conjunto volante	1.S2	
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016				
				PESO:	2238,6kg	ESCALA:1:20	HOJA 20 DE 41

4 3 2 1

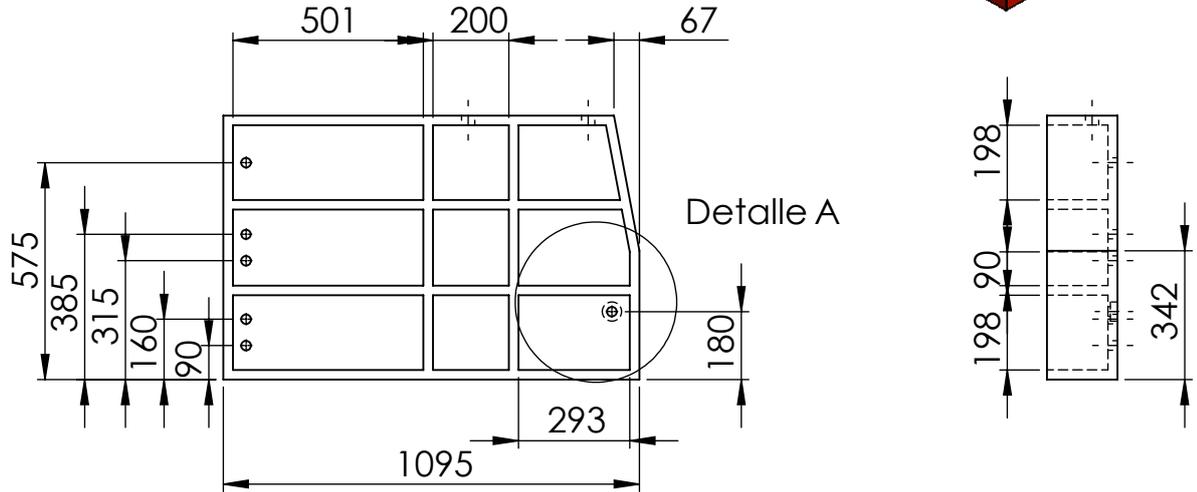
F

F



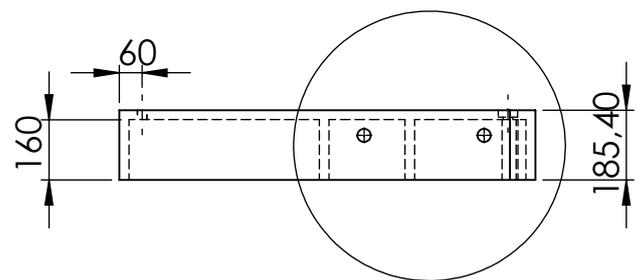
E

E



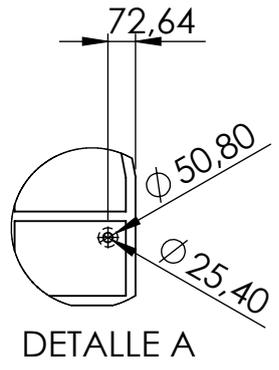
D

D



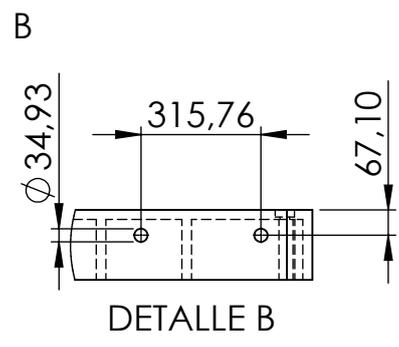
C

C



B

B



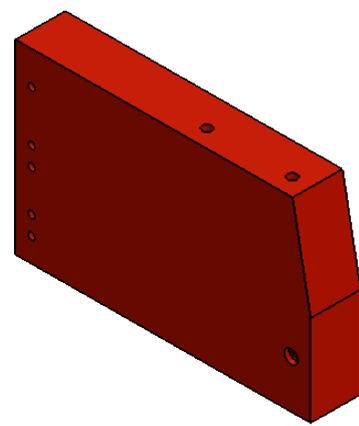
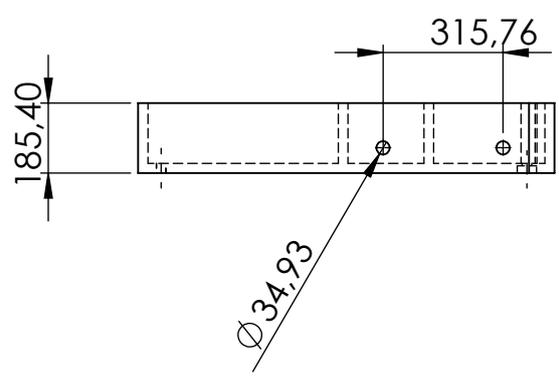
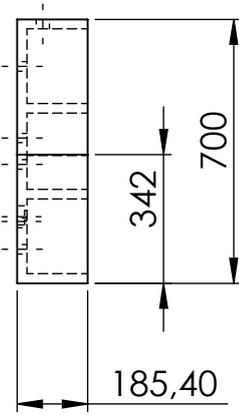
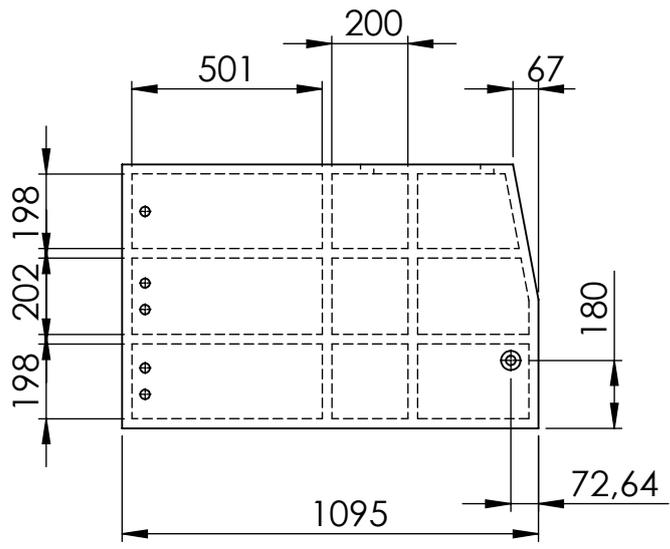
A

A

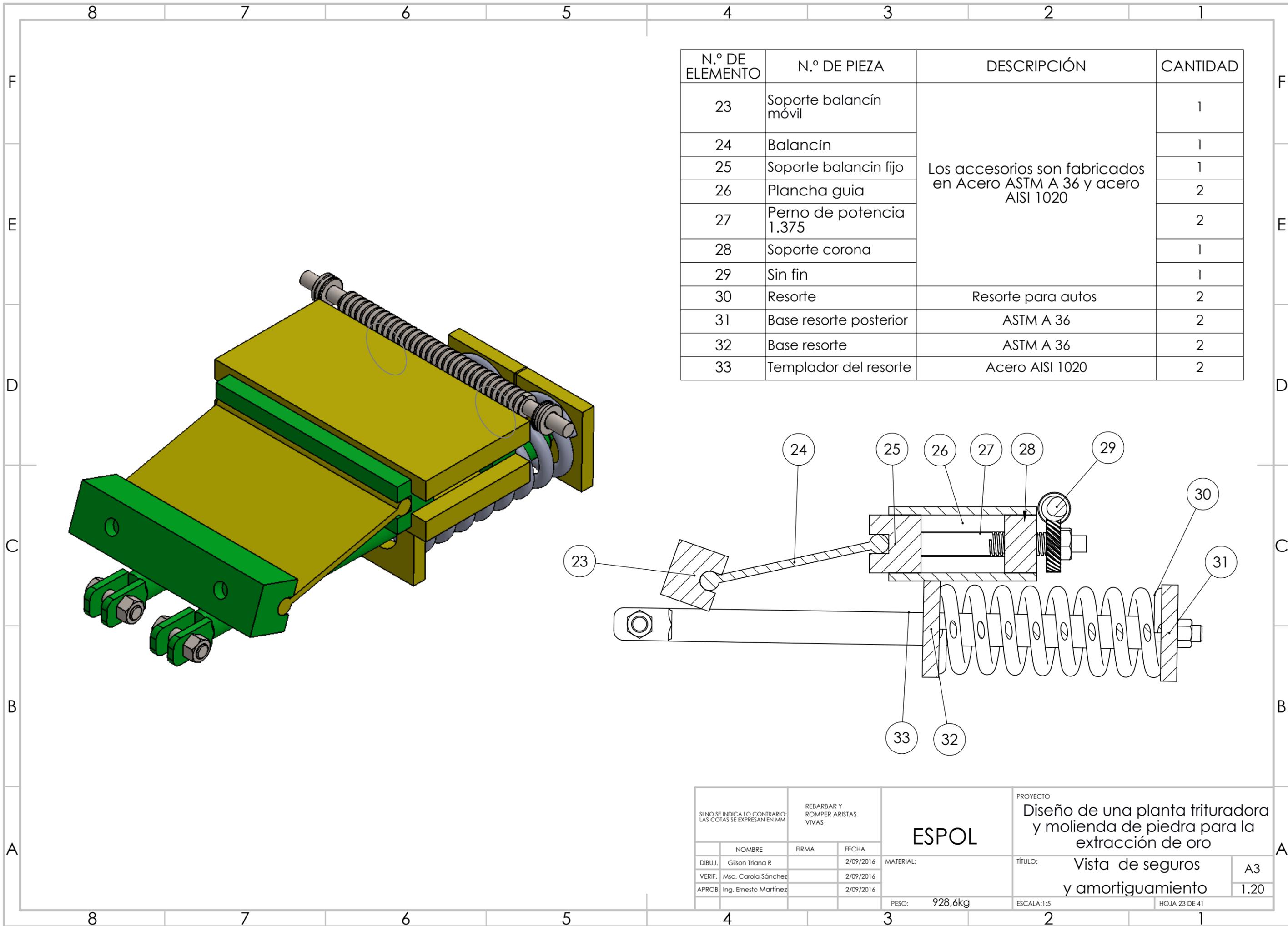
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		<h1>ESPOL</h1>	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
NOMBRE	FIRMA	FECHA		<h2>ASTM A 36</h2>	TÍTULO: <h1>Pared latera der</h1>	
DIBUJ.	Gilson Triana R	2/09/2016	MATERIAL:			
VERIF.	Msc. Carola Sánchez	2/09/2016				
APROB.	Ing. Ernesto Martínez	2/09/2016		PESO: 362,82kg	ESCALA: 1:20	HOJA 21 DE 41

4 3 2 1

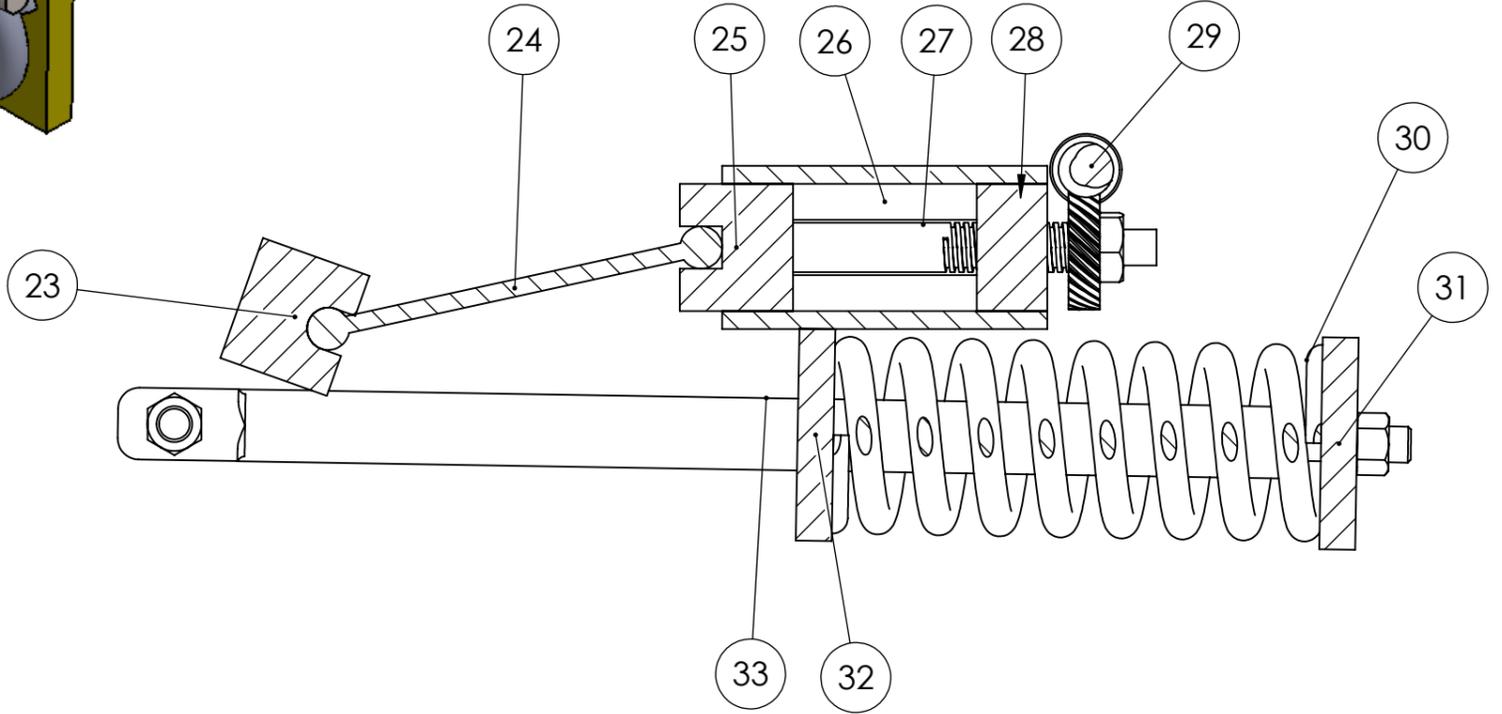
A4
1.18



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	<h1>ESPOL</h1>	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
NOMBRE		FIRMA	FECHA	MATERIAL: ASTM A 36	TÍTULO: Pared lateral izq.	A4 1.19
DIBUJ.	Gilson Triana R		2/09/2016			
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016			
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016	PESO: 362,82kg	ESCALA: 1:20	HOJA 22 DE 41



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
23	Soporte balancín móvil	Los accesorios son fabricados en Acero ASTM A 36 y acero AISI 1020	1
24	Balancín		1
25	Soporte balancin fijo		1
26	Plancha guia		2
27	Perno de potencia 1.375		2
28	Soporte corona		1
29	Sin fin		1
30	Resorte	Resorte para autos	2
31	Base resorte posterior	ASTM A 36	2
32	Base resorte	ASTM A 36	2
33	Templador del resorte	Acero AISI 1020	2



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro		
DIBUJ.	Gilson Triana R	FIRMA	FECHA		MATERIAL:	TÍTULO:	A3
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016		Vista de seguros y amortiguamiento	1.20	
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016				
				PESO:	928,6kg	ESCALA:1:5	HOJA 23 DE 41

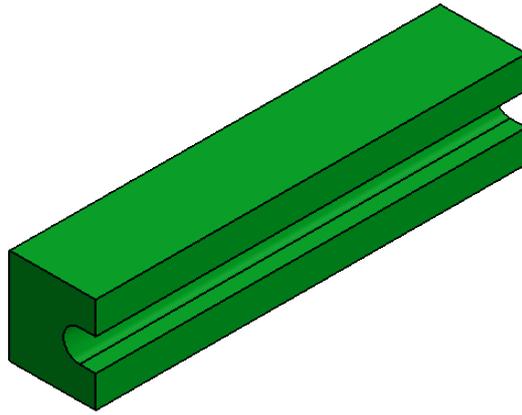
4 3 2 1

F

F

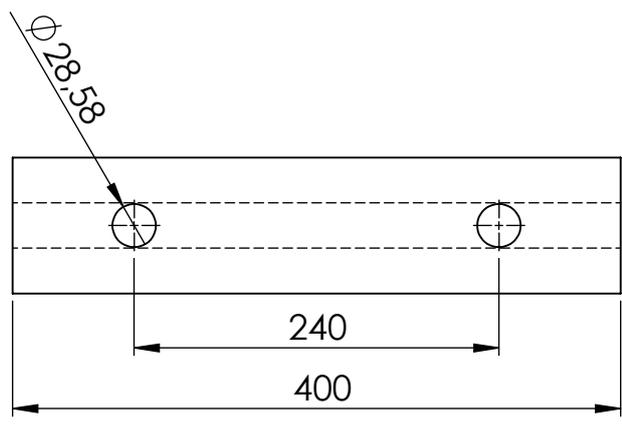
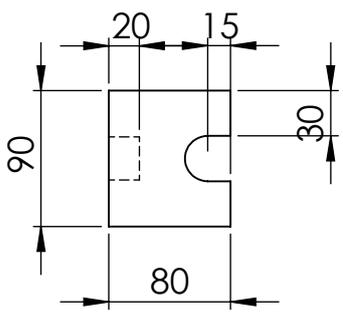
E

E



D

D



C

C

B

B

A

A

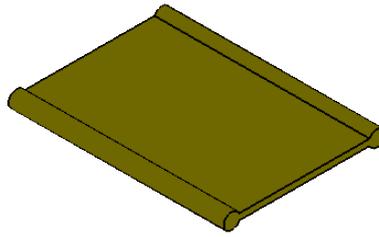
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		<h1>ESPOL</h1>		PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
						TÍTULO: Soporte de balancín móvil	
DIBUJ.	Gilson Triana R	FIRMA		FECHA	2/09/2016	MATERIAL:	ASTM A 36
VERIF.	Msc. Carola Sánchez				2/09/2016		
APROB.	Ing. Ernesto Martínez				2/09/2016		
						PESO:	12,34kg
						ESCALA:	1:5
						HOJA 24 DE 41	

4 3 2 1

4 3 2 1

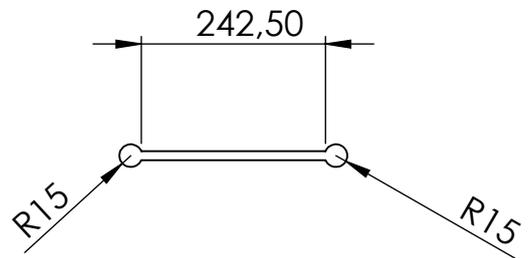
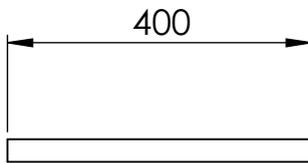
F

F



E

E

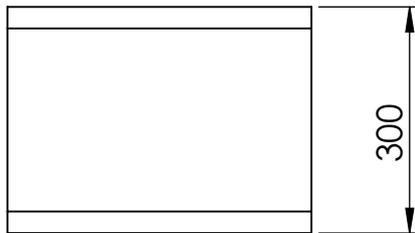


D

D

C

C



B

B

A

A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

ESPOL

PROYECTO

Diseño de una planta trituradora
y molienda de piedra para la
extracción de oro

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Gilson Triana R		2/09/2016
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016

MATERIAL:
ASTM A 36
PESO: 12,34kg

TÍTULO:
Balancín
ESCALA:1:5
HOJA 25 DE 41

A4
1:22

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

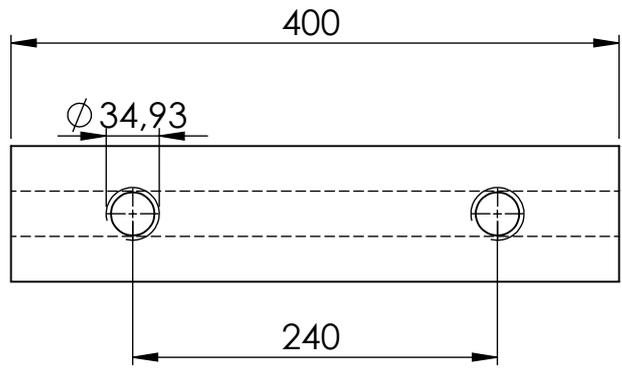
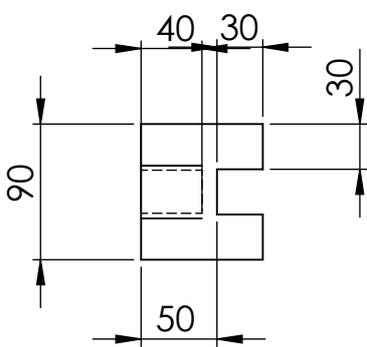
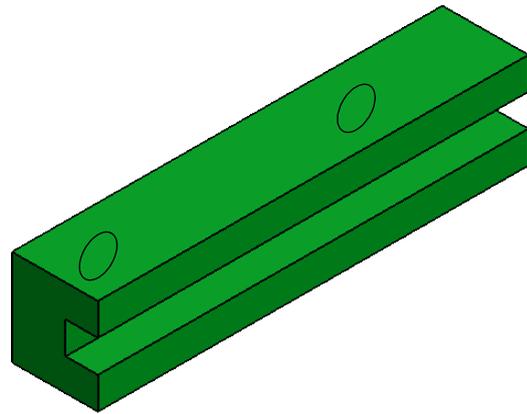
D

C

C

B

B



A

A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		<h1>ESPOL</h1>		PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
						TÍTULO: Soporte de balancín fijos	
DIBUJ.	Gilson Triana R	FIRMA		FECHA	2/09/2016	MATERIAL:	<h2>ASTM A 36</h2>
VERIF.	Msc. Carola Sánchez			FECHA	2/09/2016		
APROB.	Ing. Ernesto Martínez			FECHA	2/09/2016		
				PESO: 12,34kg		ESCALA:1:5	
						HOJA 26 DE 41	

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

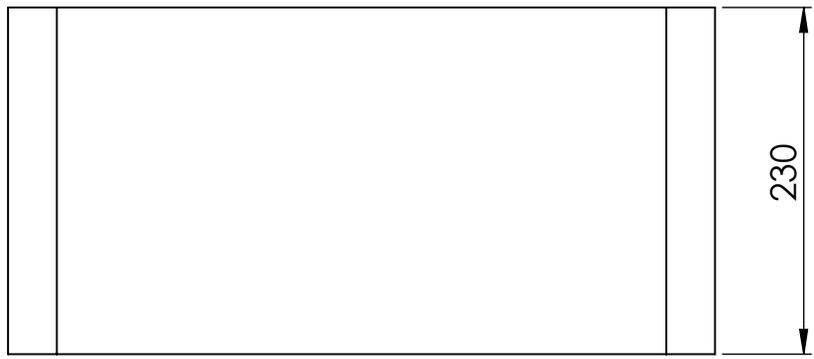
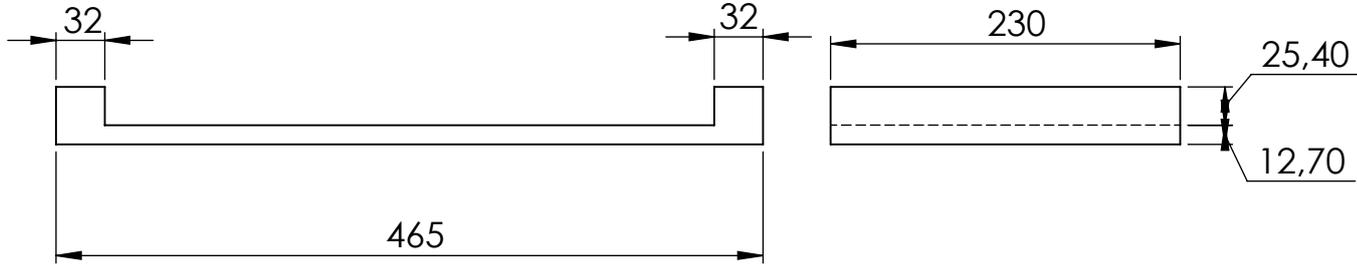
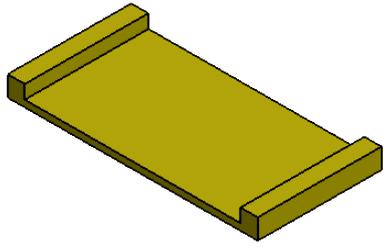
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
DIBUJ.	Gilson Triana R	FIRMA	FECHA		MATERIAL:	TÍTULO:
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016	ASTM A 36	Plancha guía	1.24
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016			PESO: 32,22kg

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

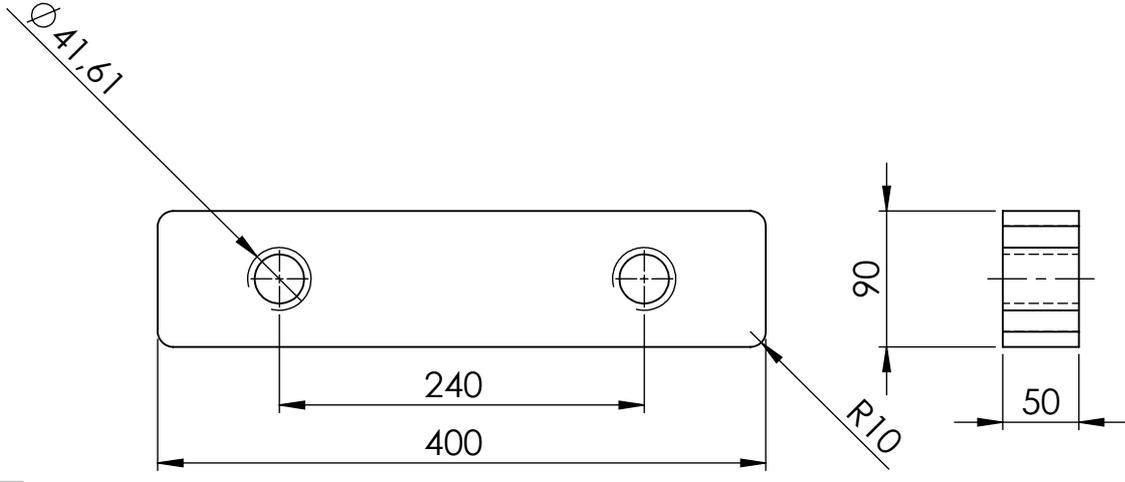
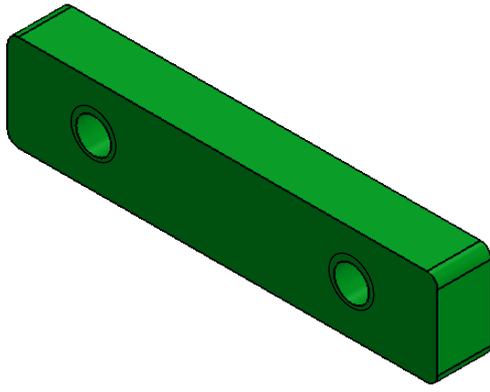
D

C

C

B

B



A

A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		<h1>ESPOL</h1>	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	<h2>ASTM A36</h2>	TÍTULO:	
DIBUJ.	Gilson Triana R		2/09/2016		<h1>Soporte corona</h1>	
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016			
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016	<h3>Peso: 14,36kg</h3>		
				ESCALA: 1:5		HOJA 28 DE 41

4 3 2 1

A4
1.25

4 3 2 1

F

F

E

E

D

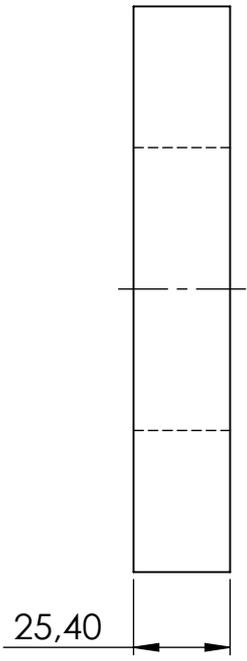
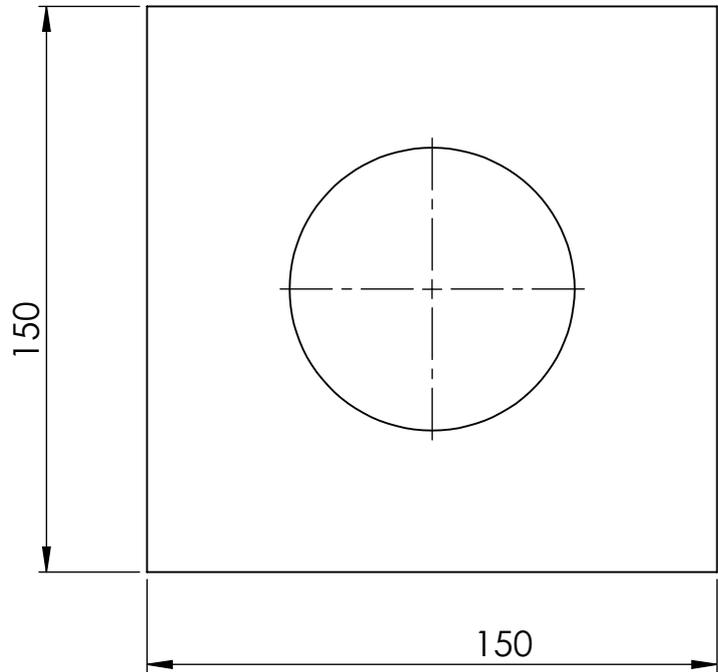
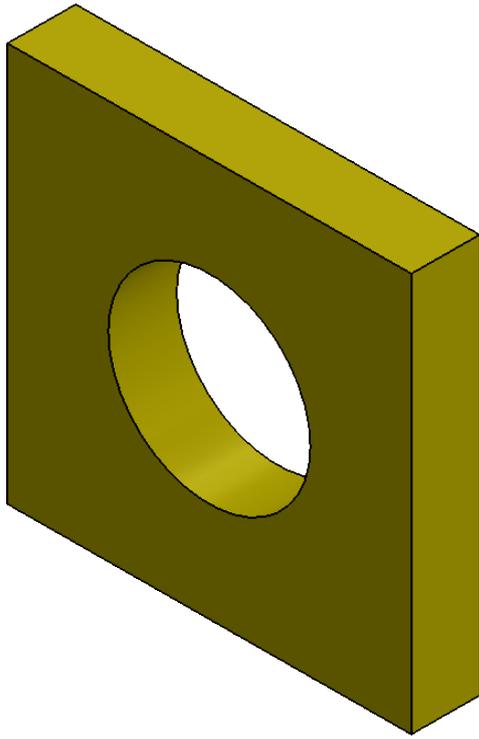
D

C

C

B

B



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL		PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molinda de piedra para la extracción de oro	
A		A				TÍTULO: Base resorte delantera	
DIBUJ.	Nombre	FIRMA	FECHA	MATERIAL:		ESCALA:1:2	
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016	ASTM A36		HOJA 29 DE 41	
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016	PESO: 14,36kg		1.26	

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

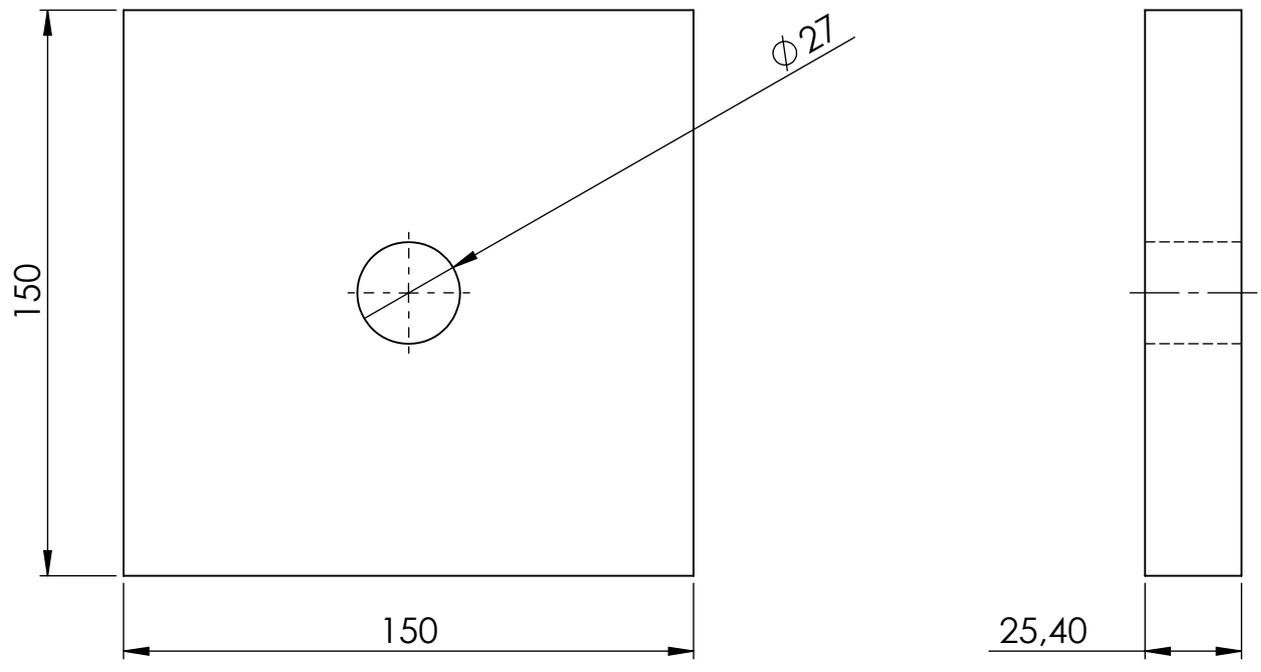
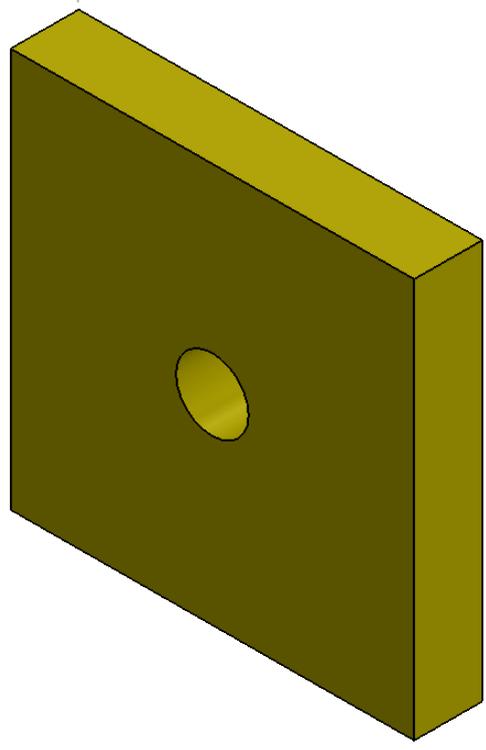
D

C

C

B

B

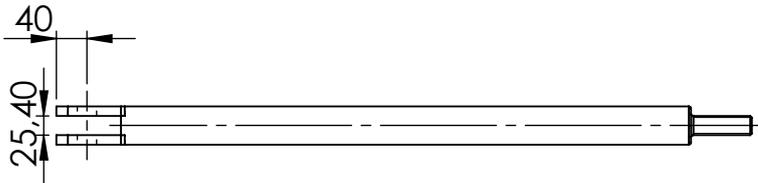
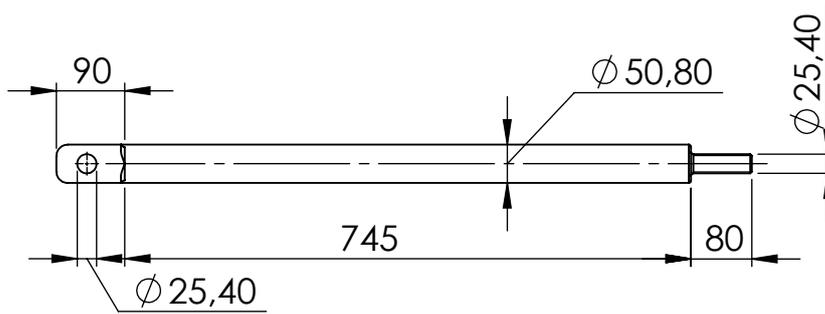
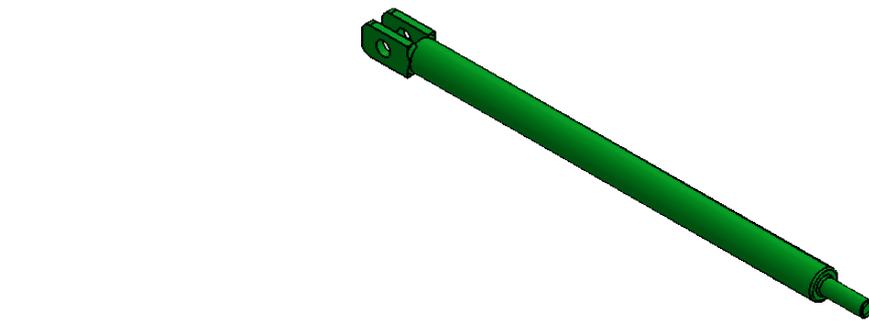


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		<h1>ESPOL</h1>		PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
				<h2>ASTM A36</h2>		TÍTULO: Base resorte posterior	
						A4	
						1.27	
				PESO: 14,36kg		ESCALA:1:2	
						HOJA 30 DE 41	

A

A

4 3 2 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

ESPOL

PROYECTO

Diseño de una planta trituradora
y molienda de piedra para la
extracción de oro

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Gilson Triana R		2/09/2016
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016

MATERIAL:
ASTM A36

TÍTULO:

Templador resorte

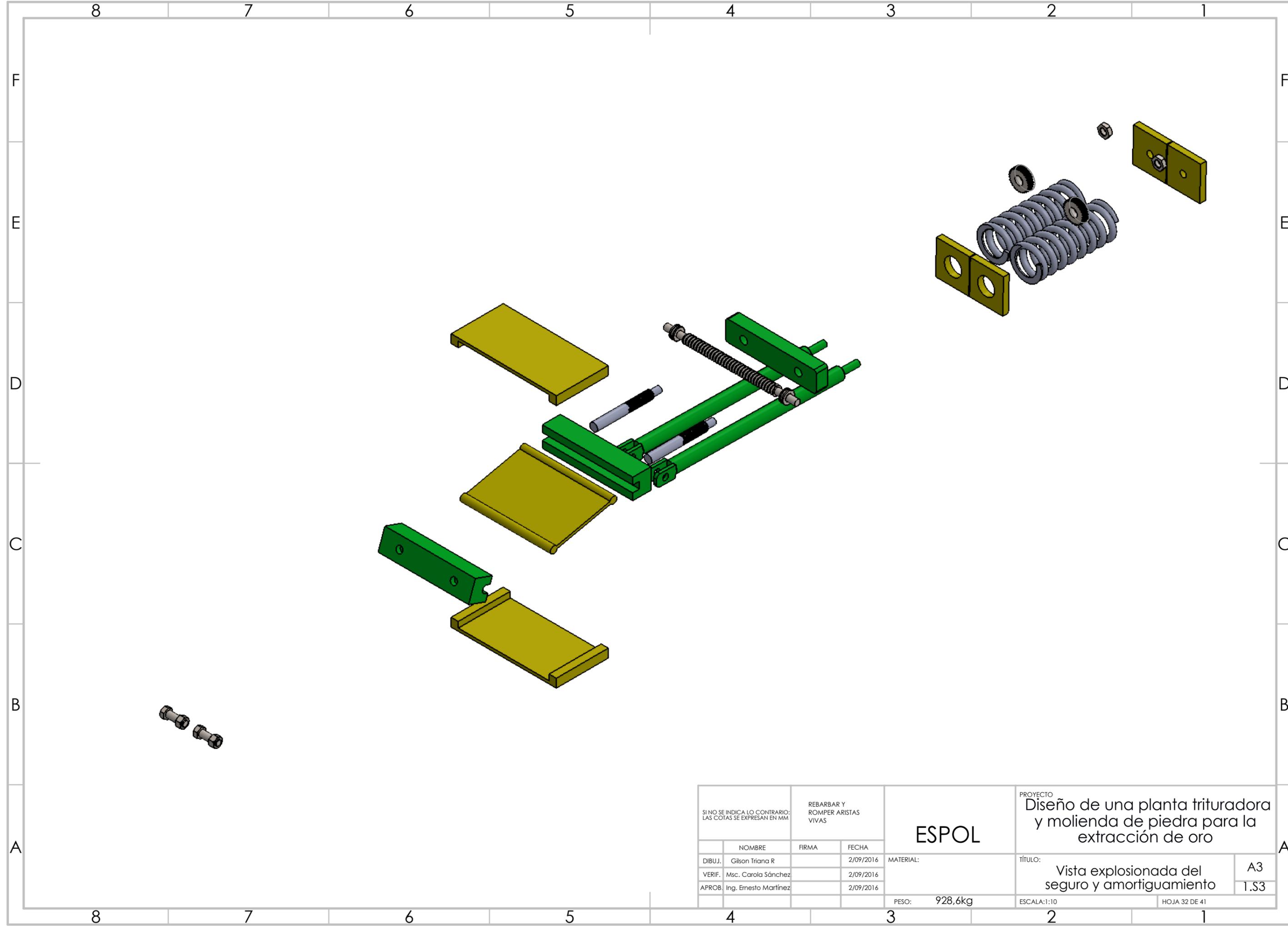
A4

1.28

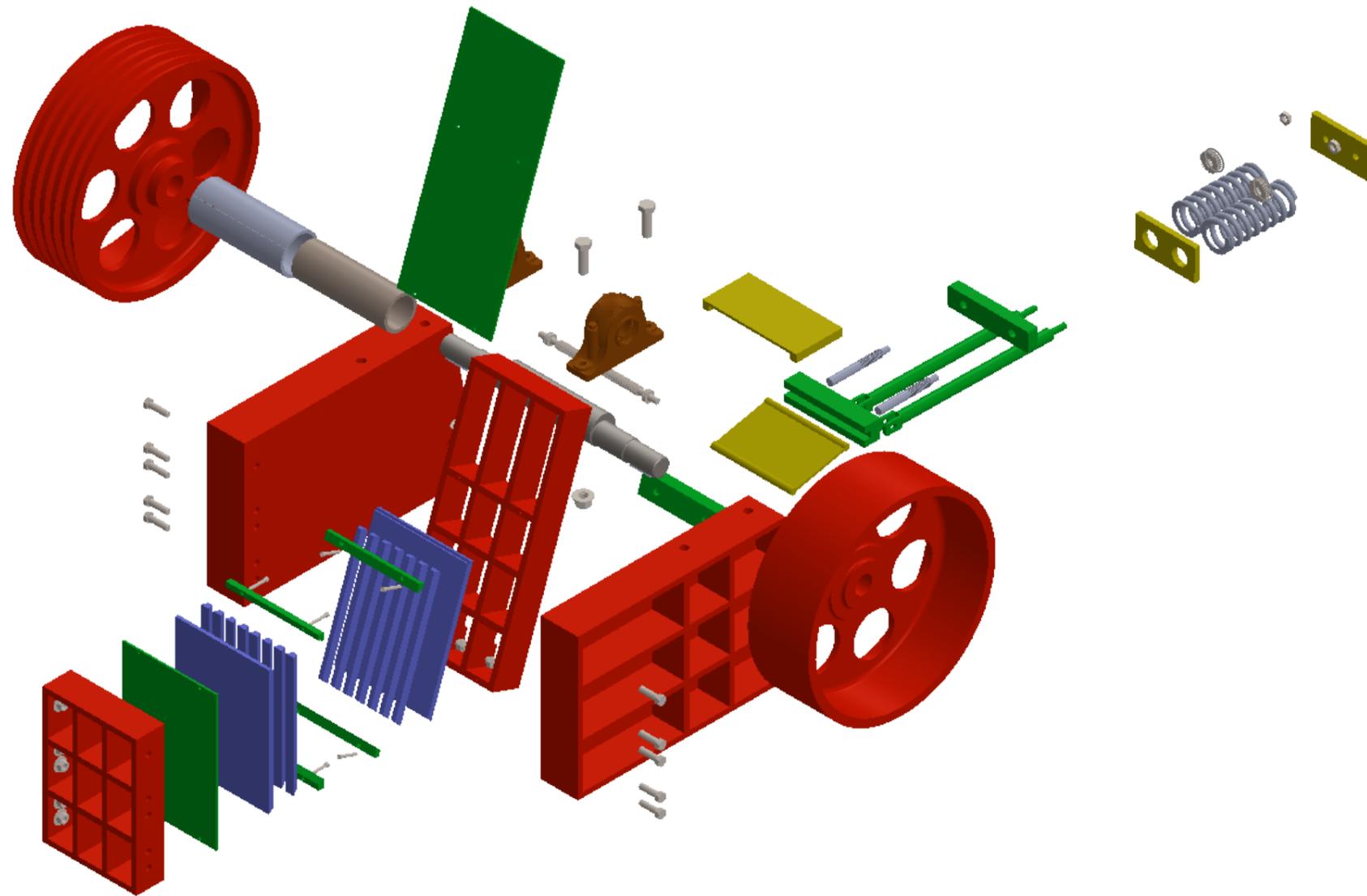
PESO: 14,36kg

ESCALA:1:10

HOJA 31 DE 41



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro		
DIBUJ.	Gilson Triana R	FIRMA	FECHA		MATERIAL:	TÍTULO: Vista explosionada del seguro y amortiguamiento	A3
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016			1.S3	
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016				
				PESO:	928,6kg	ESCALA:1:10	HOJA 32 DE 41

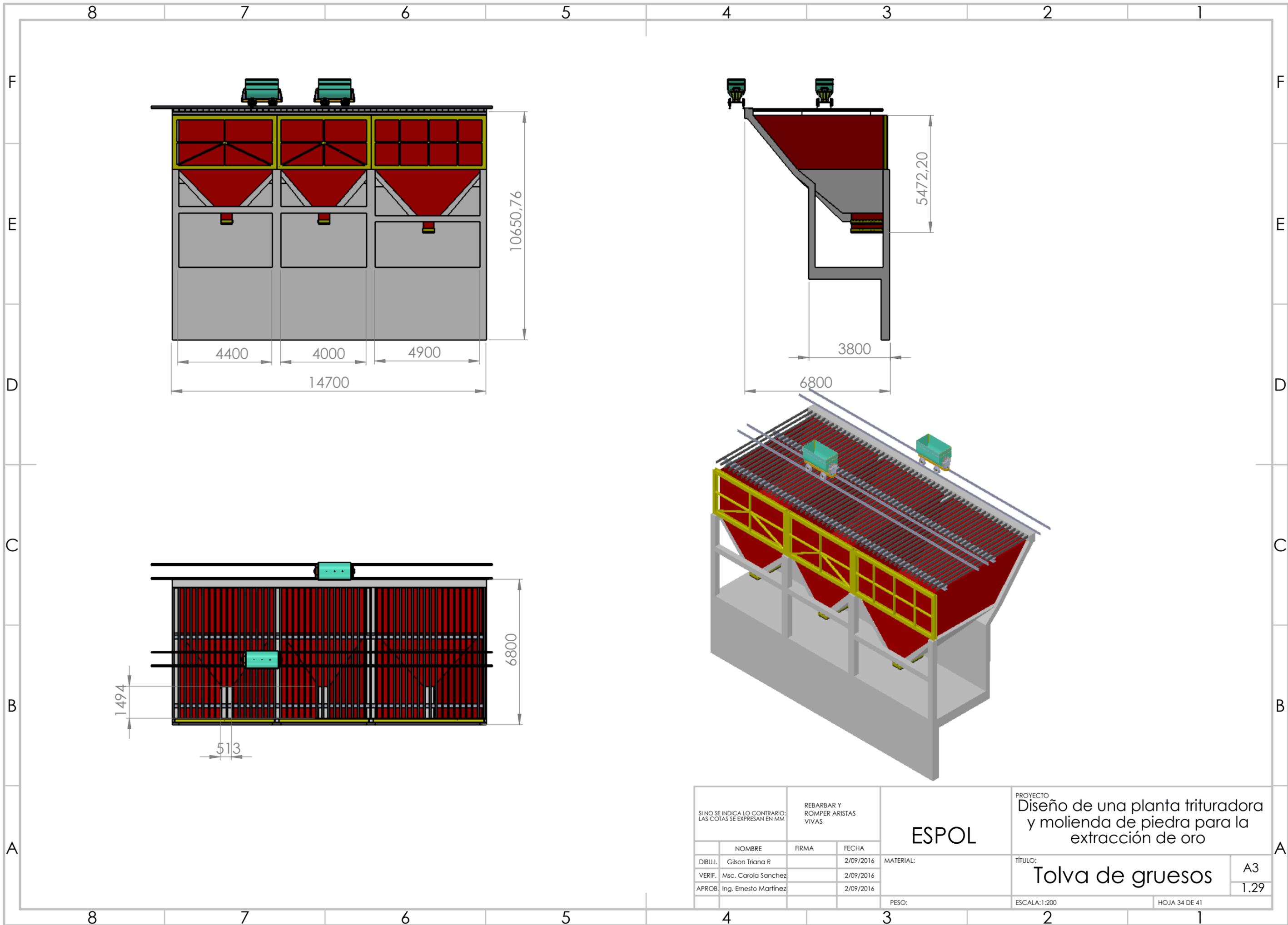


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	PROYECTO
					Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro
DIBUJ.	Gilson Triana R	FIRMA	FECHA	MATERIAL:	TÍTULO:
VERIF.	Msc. Carola Sánchez		2/09/2016		Vista explosionada de trituradora de Mandíbula
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016		A3
				PESO: 2238,6kg	ESCALA: 1:20
					HOJA 33 DE 41

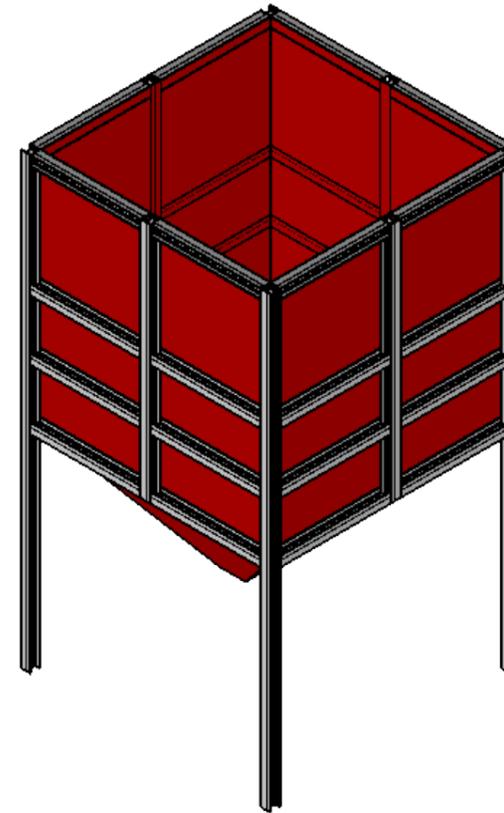
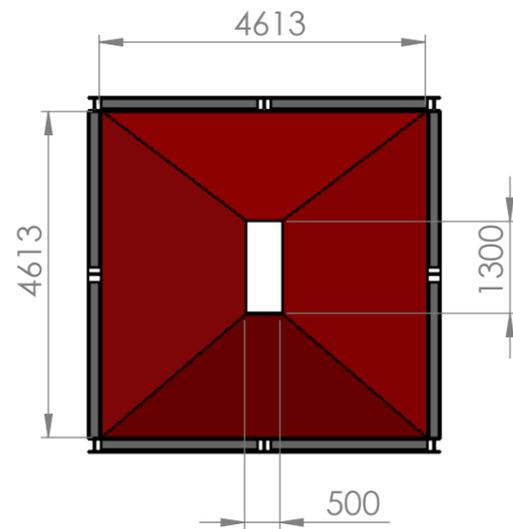
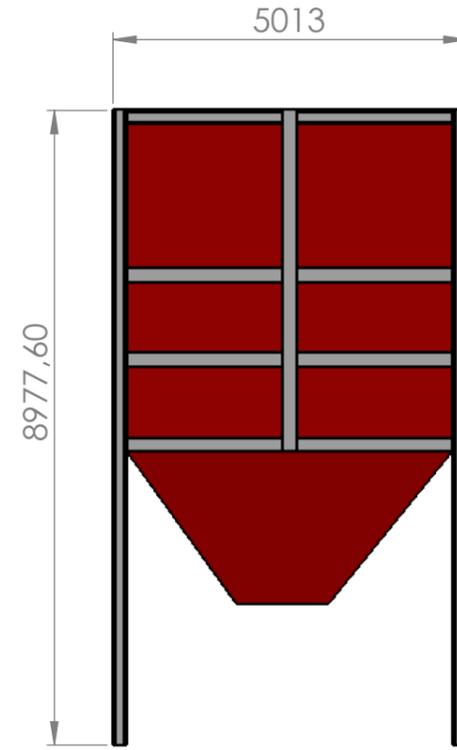
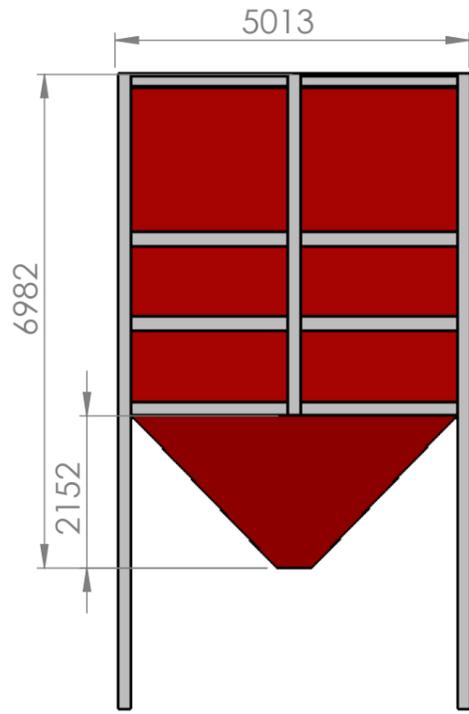
8 7 6 5 4 3 2 1

F
E
D
C
B
A

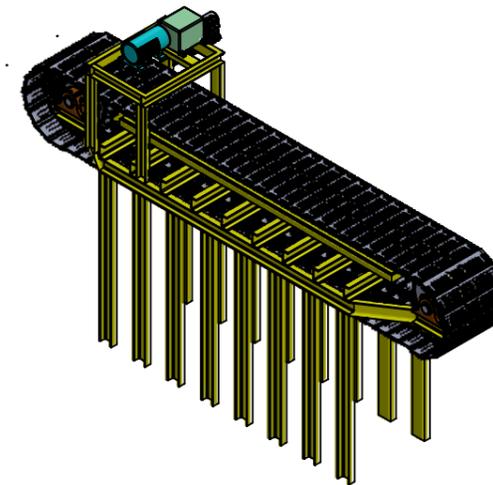
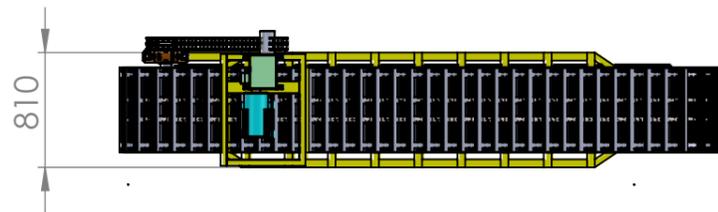
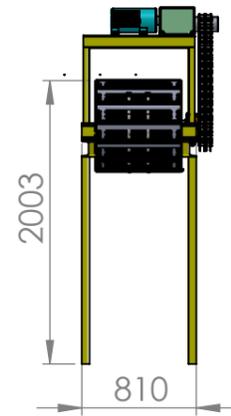
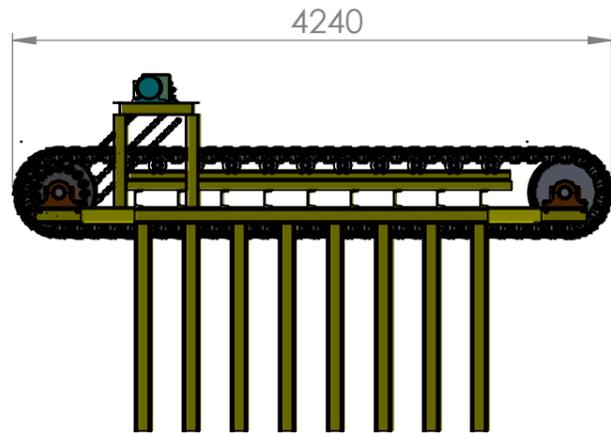
8 7 6 5 4 3 2 1



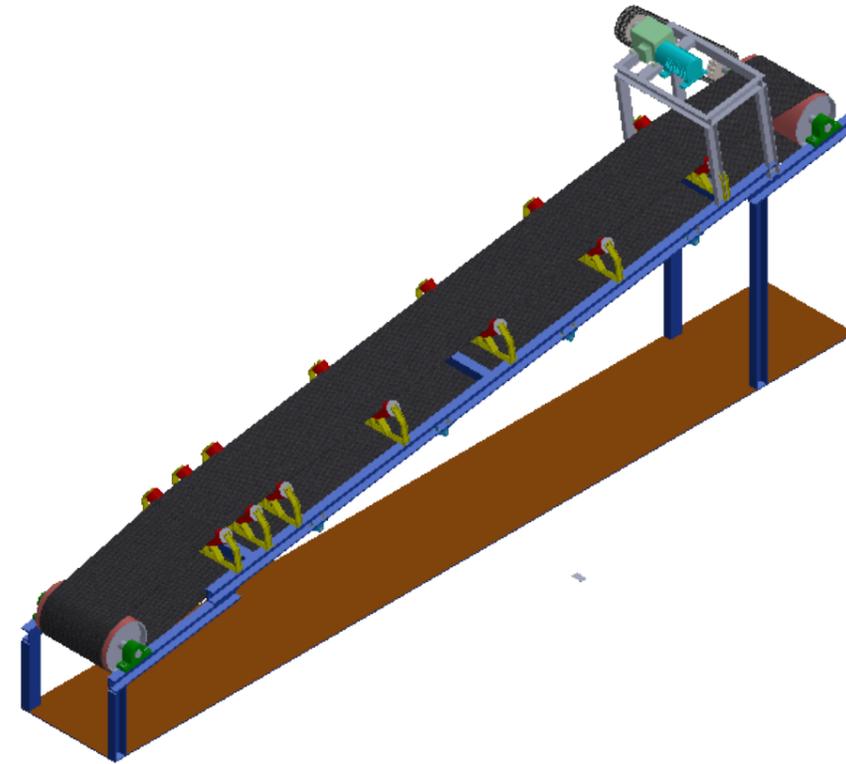
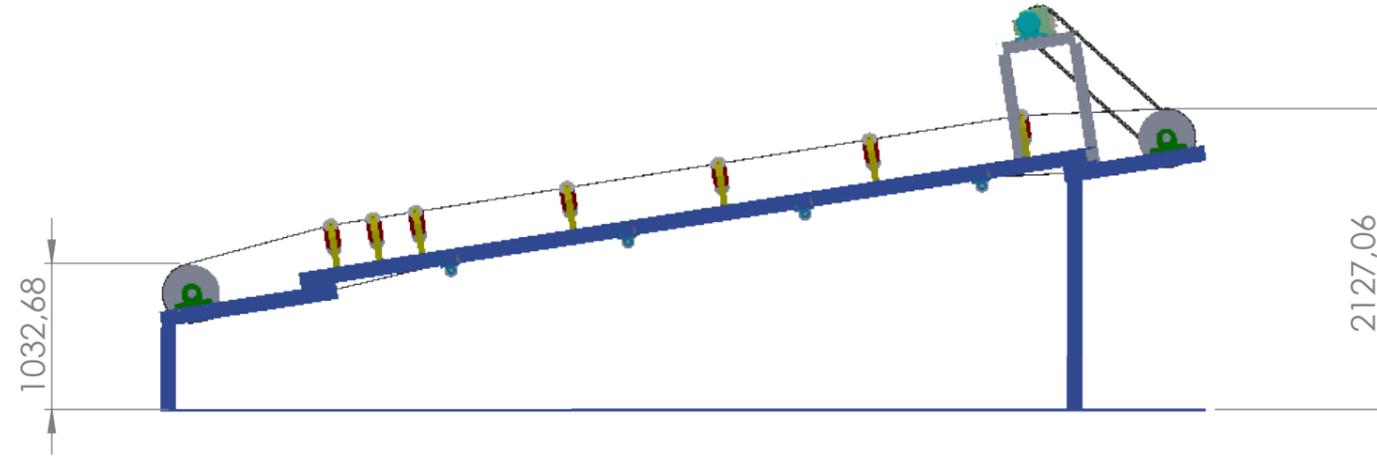
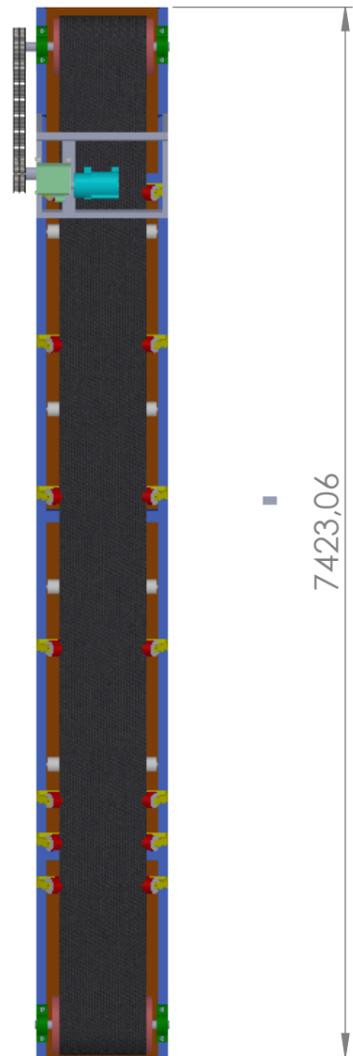
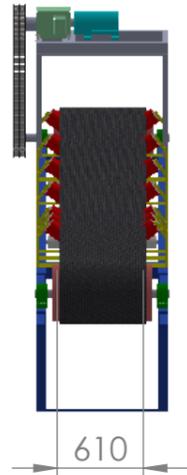
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
NOMBRE	FIRMA	FECHA	MATERIAL:		TÍTULO:	A3
DIBUJ.	Gilson Triana R		2/09/2016		1.29	
VERIF.	Msc. Carola Sanchez		2/09/2016			
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016			
				PESO:	ESCALA: 1:200	HOJA 34 DE 41



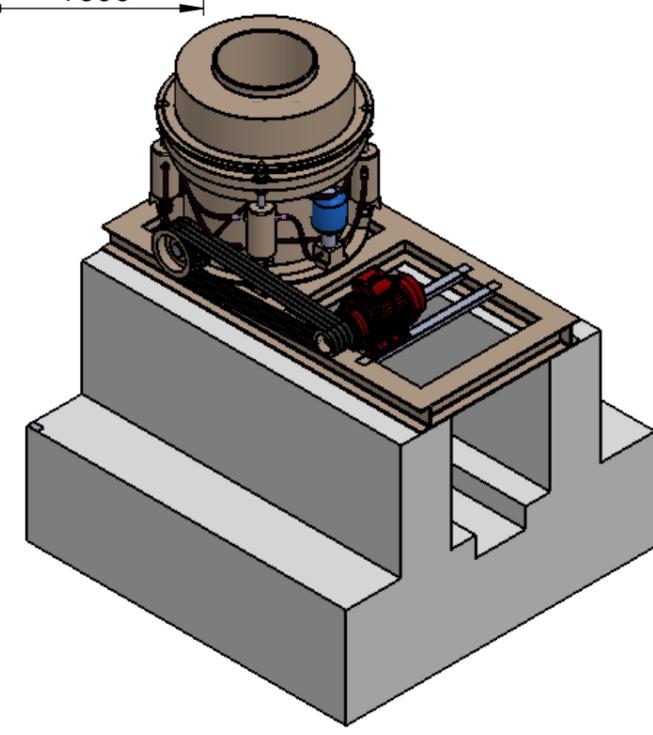
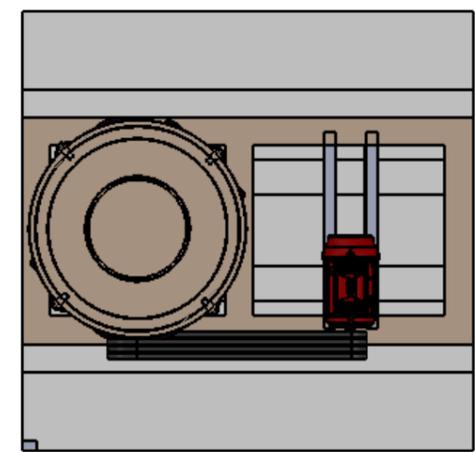
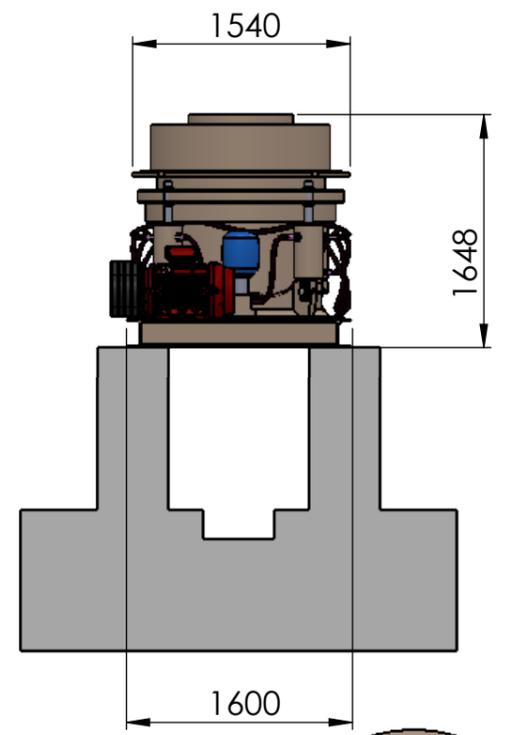
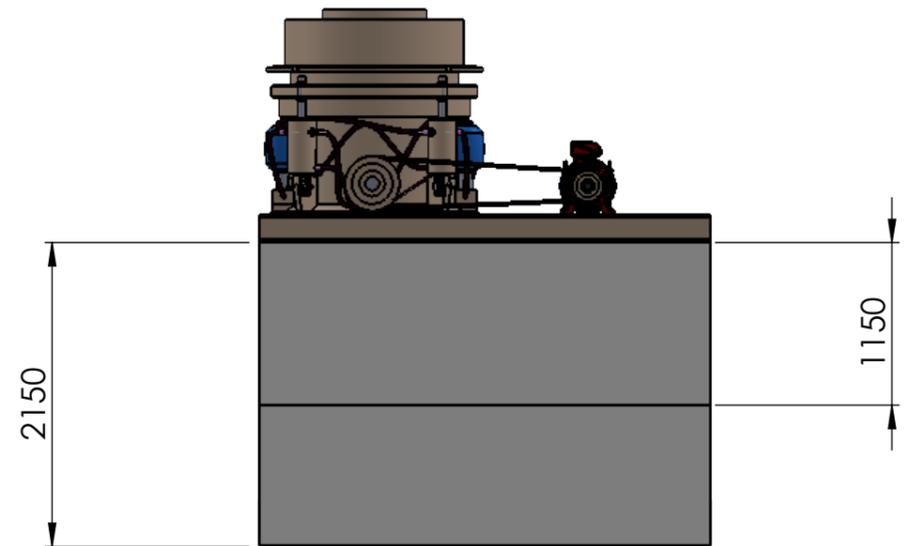
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
NOMBRE	FIRMA	FECHA	MATERIAL:		TÍTULO:	A3
DIBUJ. Gilson Triana R		2/09/2016	ASTM A 36	Tolva de finos	1.30	
VERIF. Msc. Carola Sanchez		2/09/2016				
APROB. Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016				
			PESO: 5870,46Kg	ESCALA: 1:100	HOJA 35 DE 41	



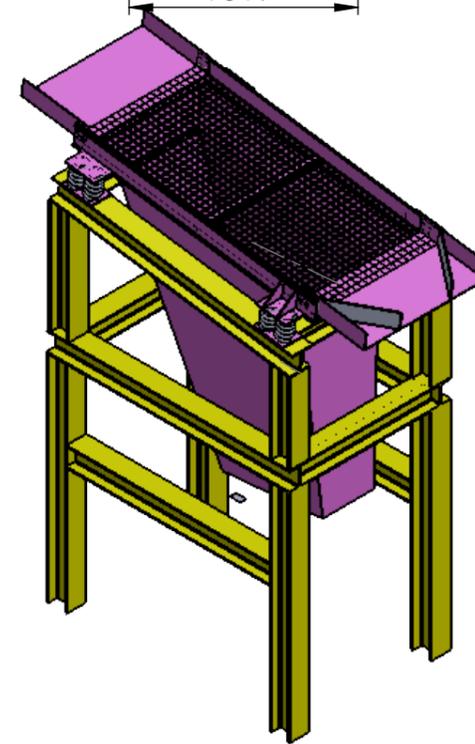
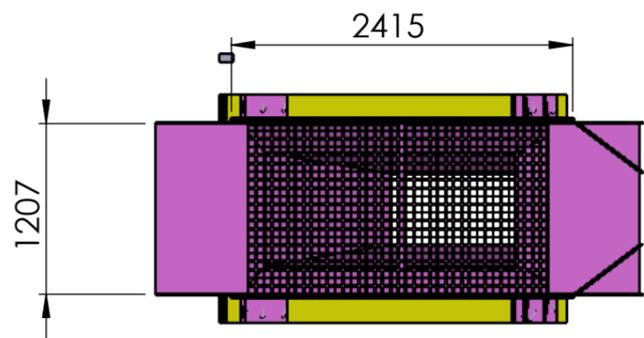
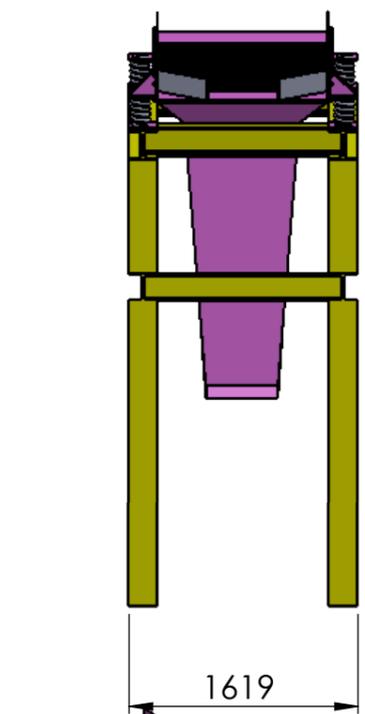
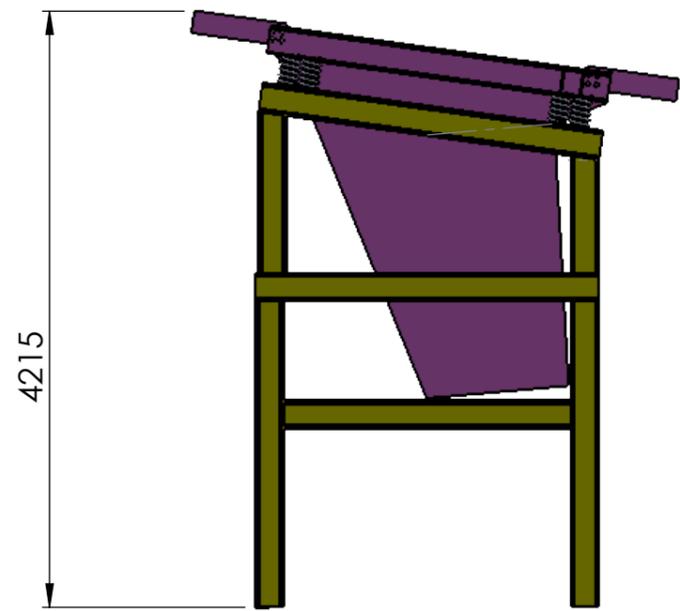
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
DIBUJ.	Gilson Triana R	FIRMA	FECHA		MATERIAL:	TÍTULO:
VERIF.	Msc. Carola Sanchez		2/09/2016	Perfil UPN 120	Bandas modulares	A3
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016			PESO: 3275,23Kg
					HOJA 36 DE 41	



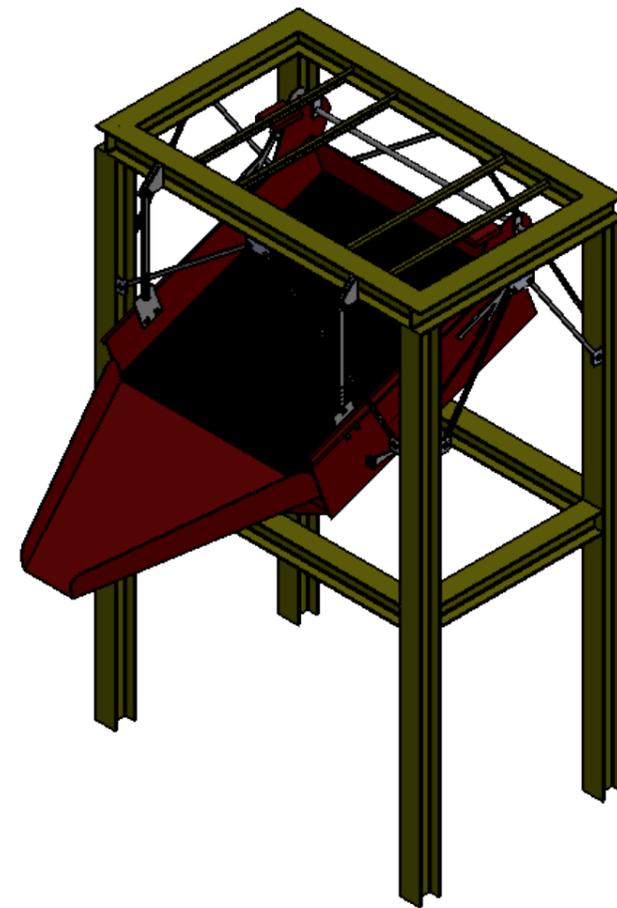
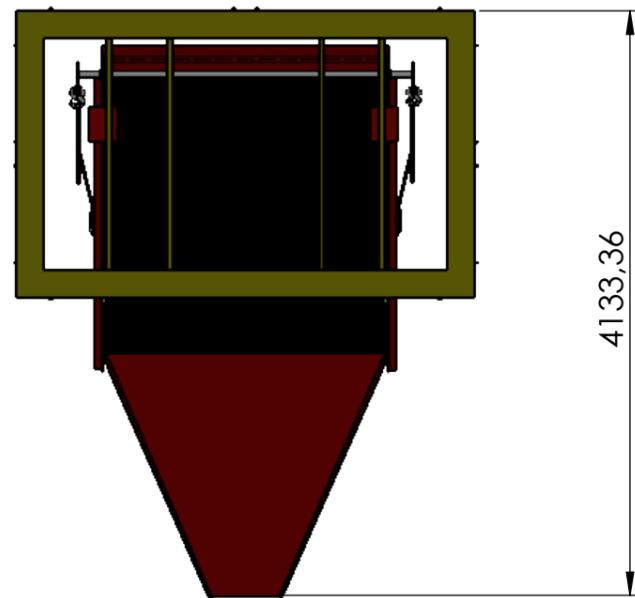
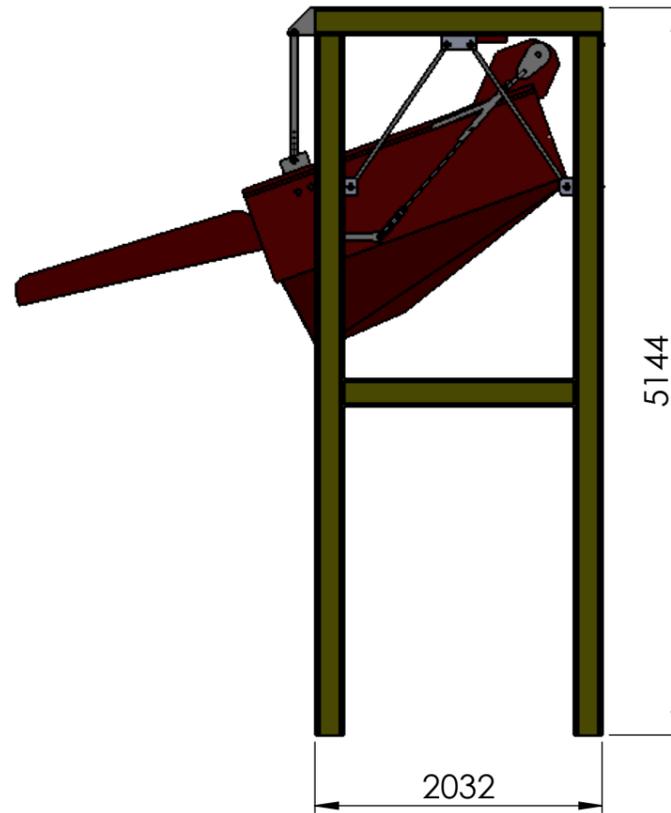
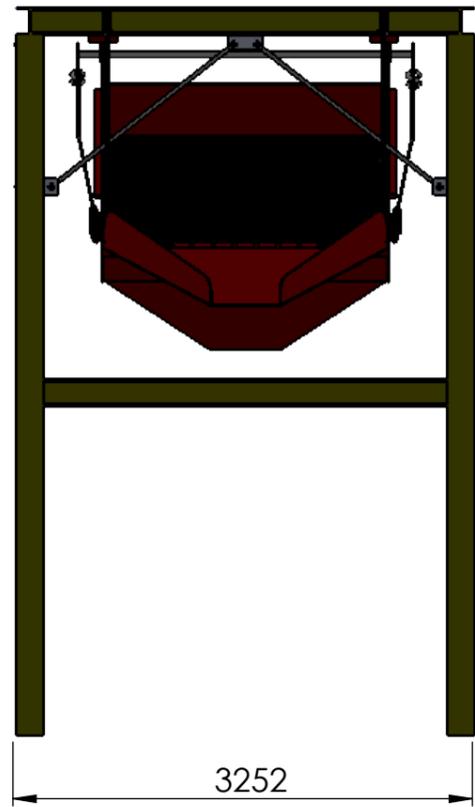
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
DIBUJ.	Nombre	FIRMA	FECHA		MATERIAL:	TÍTULO:
VERIF.	Msc. Carola Sanchez		2/09/2016	Perfil UPN 120 Hiero fundido	Banda transportadora	A3
APROB.	Ing. Ernesto Martinez		2/09/2016			PESO: 4213,24Kg
					HOJA 37 DE 41	



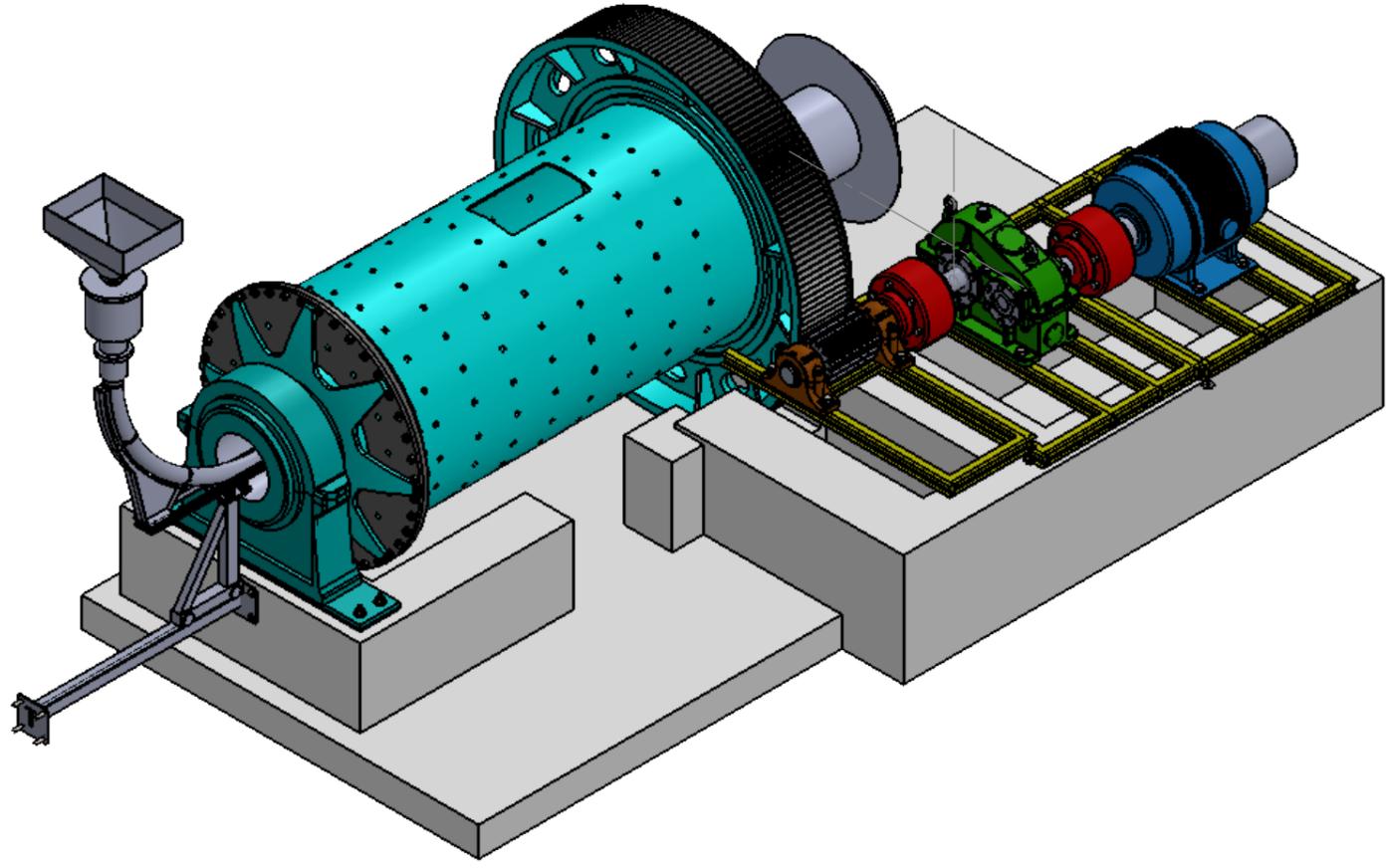
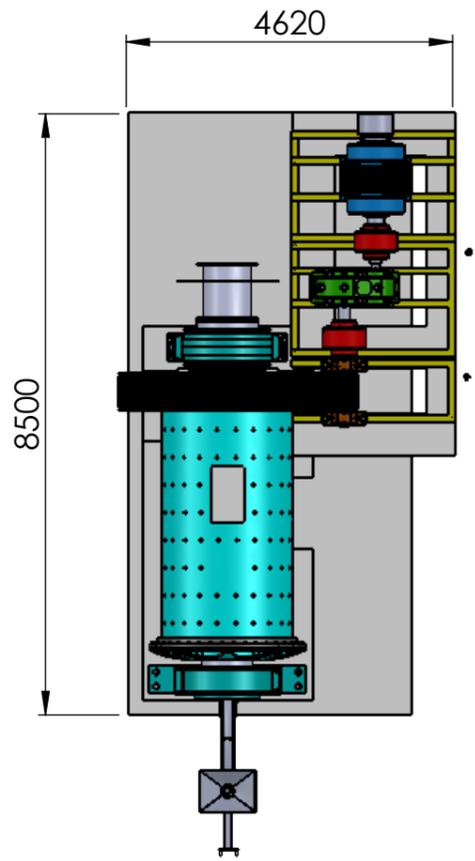
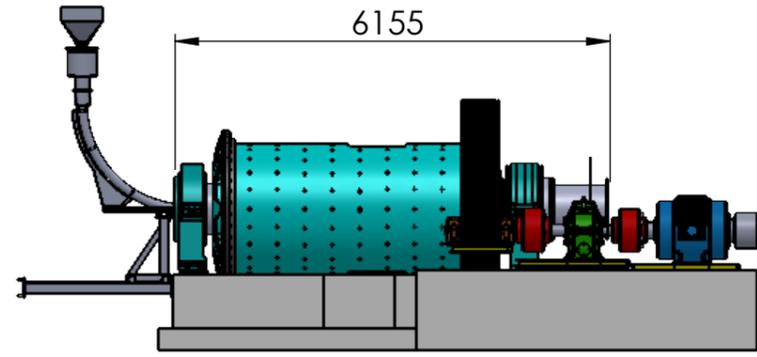
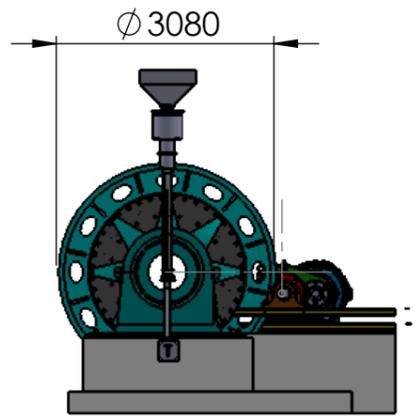
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
DIBUJ.	Gilson Triana R	FIRMA	FECHA		MATERIAL:	TÍTULO:
VERIF.	Msc. Carola Sanchez		2/09/2016		Trituradora cónica	A3
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016			1.33
				PESO: 9342,25Kg	ESCALA: 1:100	HOJA 38 DE 41



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
NOMBRE	FIRMA	FECHA	MATERIAL:		TÍTULO:	A3
DIBUJ.	Gilson Triana R		2/09/2016	Viga HEB 200	Criba de baja frecuencia	1.34
VERIF.	Msc. Carola Sanchez		2/09/2016			
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016			
				PESO: 2304,54Kg	ESCALA:1:50	HOJA 39 DE 41



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molinda de piedra para la extracción de oro	
DIBUJ.	Gilson Triana R	FIRMA	FECHA		MATERIAL:	TÍTULO:
VERIF.	Msc. Carola Sanchez		2/09/2016	Vigas HEB 200	Criba de alta frecuencia	A3
APROB.	Ing. Ernesto Martínez		2/09/2016			1.35
				PESO: 3405,56Kg	ESCALA: 1:50	HOJA 40 DE 41



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		ESPOL	PROYECTO Diseño de una planta trituradora y molienda de piedra para la extracción de oro	
NOMBRE	FIRMA	FECHA	MATERIAL:		TÍTULO:	A3
DIBUJ.	Gilson Triana R				1.36	
VERIF.	Msc. Carola Sanchez					
APROB.	Ing. Ernesto Martínez					
				PESO: 9324,43Kg	ESCALA:1:100	HOJA 41 DE 41

APÉNDICE V

Vistas de la planta

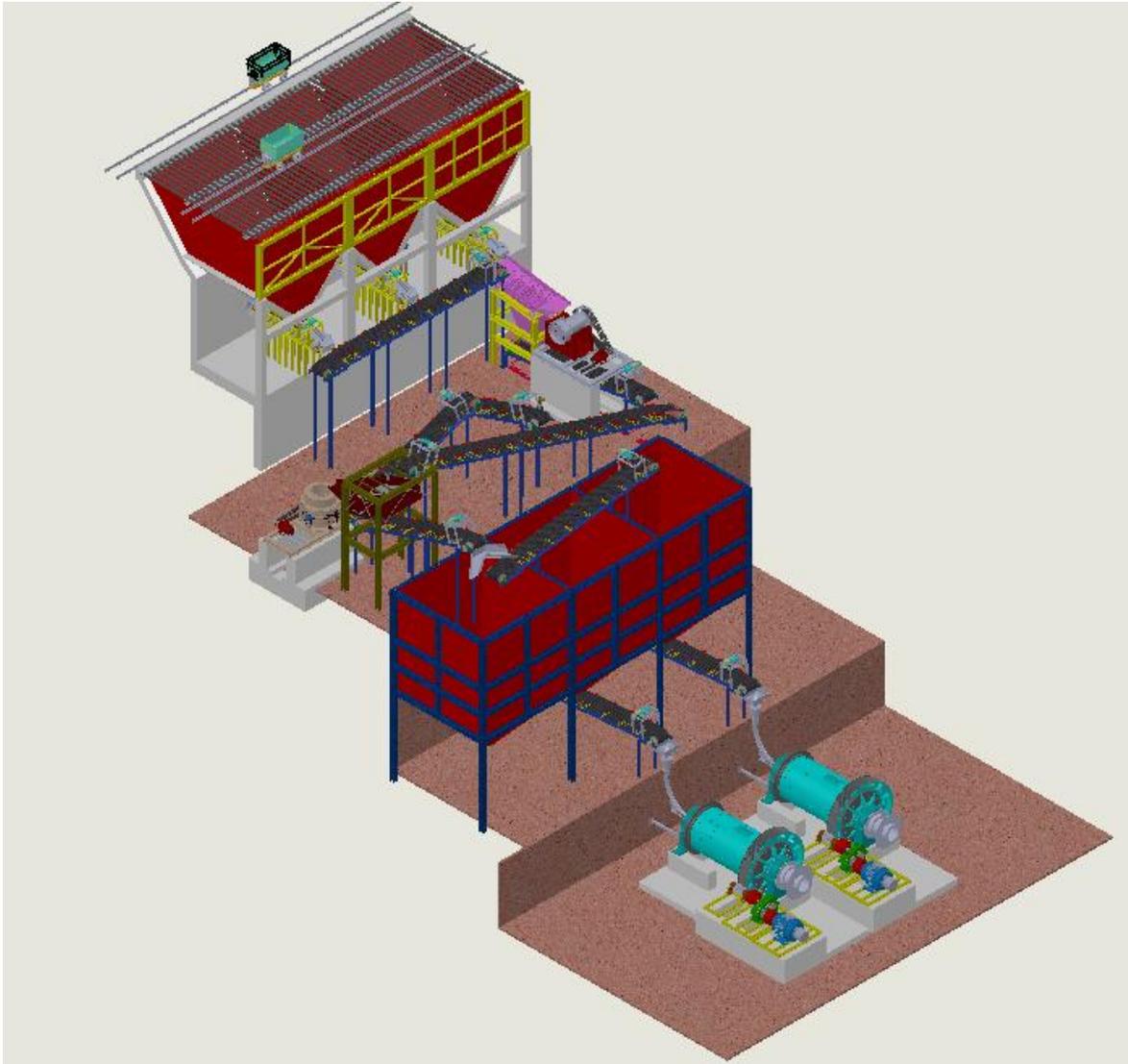


Figura de presentación Isométrica de la planta de trituracion y molienda

Fuente: Elaboración propia

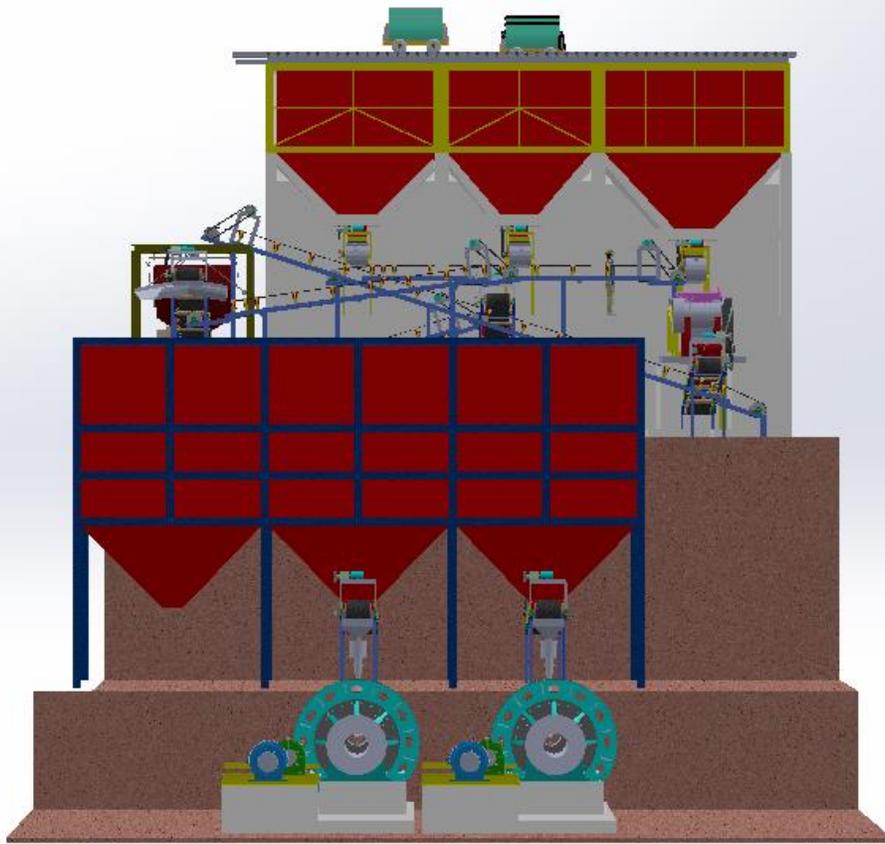


Figura de vista frontal de la planta de trituración y molienda

Fuente: Elaboración propia

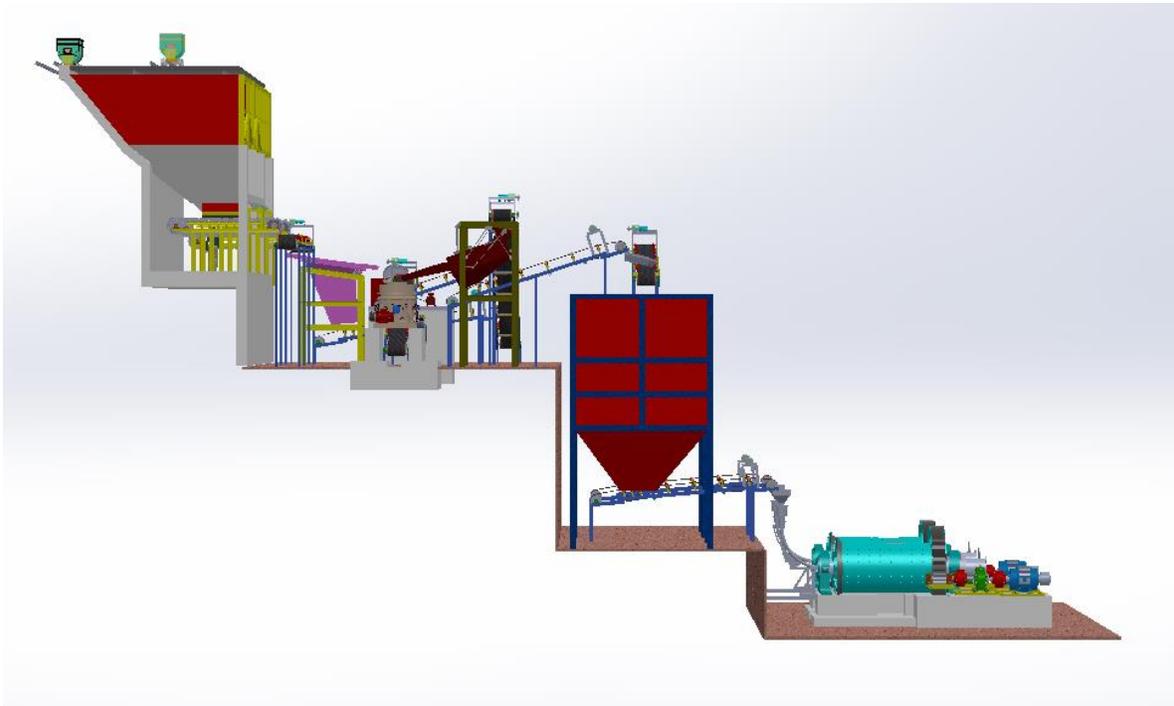


Figura de vista lateral de la planta de trituración y molienda

Fuente: Elaboración propia

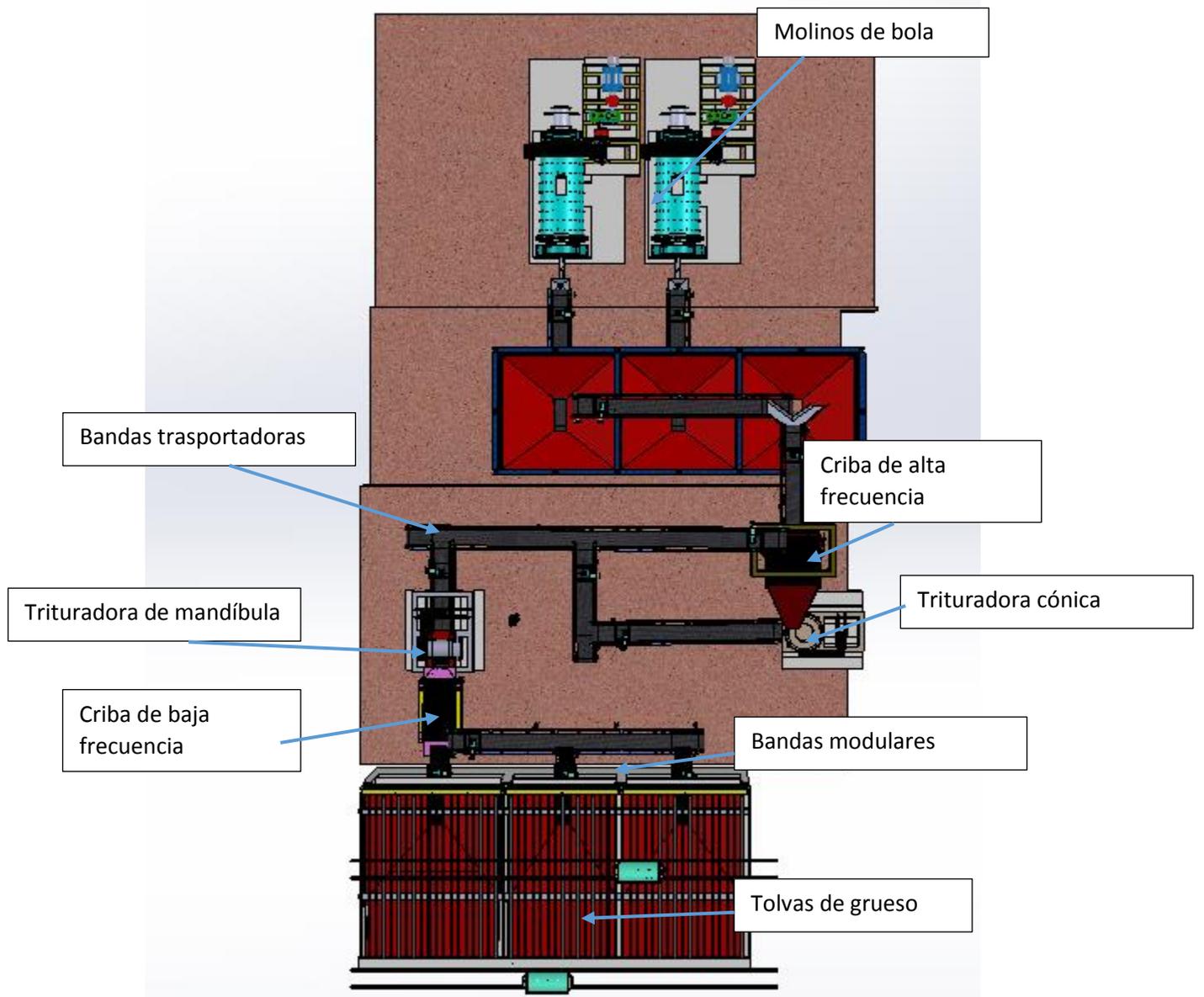


Figura de vista superior de la planta de trituración y molienda

Fuente: Elaboración propia