



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO PARA
PULVERIZAR CARBÓN CON UN SISTEMA
DOSIFICADOR, PARA LA INDUSTRIA PIROTÉCNICA
G&G FUEGOS ARTIFICIALES”**

**GUERRA GUAMANI MILTON ARMANDO
AGUIRRE ENRÍQUEZ ROBERTO CARLOS**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2013

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2012-11-12

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

MILTON ARMANDO GUERRA GUAMANI

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO PARA PULVERIZAR
CARBÓN CON UN SISTEMA DOSIFICADOR, PARA LA INDUSTRIA
PIROTÉCNICA G&G FUEGOS ARTIFICIALES”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Aníbal Viñán B.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. José Paredes M.
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: GUERRA GUAMANI MILTON ARMANDO

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO PARA PULVERIZAR CARBÓN CON UN SISTEMA DOSIFICADOR, PARA LA INDUSTRIA PIROTÉCNICA G&G FUEGOS ARTIFICIALES”

Fecha de Examinación: 2013-10-25

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Telmo Moreno Romero PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Aníbal Viñán Barragan DIRECTOR DE TESIS			
Ing. José Paredes Murillo ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Telmo Moreno Romero.
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2012-11-12

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

ROBERTO CARLOS AGUIRRE ENRÍQUEZ

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO PARA PULVERIZAR
CARBÓN CON UN SISTEMA DOSIFICADOR, PARA LA INDUSTRIA
PIROTÉCNICA G&G FUEGOS ARTIFICIALES”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Aníbal Viñán B.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. José Paredes M.
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: AGUIRRE ENRÍQUEZ ROBERTO CARLOS

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO PARA PULVERIZAR CARBÓN CON UN SISTEMA DOSIFICADOR, PARA LA INDUSTRIA PIROTÉCNICA G&G FUEGOS ARTIFICIALES”

Fecha de Examinación: 2013-10-25

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Telmo Moreno Romero PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Aníbal Viñán Barragan DIRECTOR DE TESIS			
Ing. José Paredes Murillo ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Telmo Moreno Romero.
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teórico - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual e industrial le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Milton Armando Guerra Guamani

Roberto Carlos Aguirre Enríquez

DEDICATORIA

Sin duda alguna no existe mayor galardón para los padres, que vivir cada satisfacción, cada triunfo, que sea alcanzado por sus hijos, de tal manera que su tesonero esfuerzo y sacrificio no haya sido en vano.

En tal motivo este trabajo va dedicado a toda mi familia, de manera muy especial a mis padres Maria y Rodrigo y mis hermanos Alexandra y Santiago, ya que siempre encontré en ellos una ingente muestra de apoyo y confianza, gracias a estos maravillosos seres que supieron infundir facultades de responsabilidad, respeto y trabajo, empleando el mejor método de enseñanza como es el ejemplo.

También dedico este trabajo a mi querida esposa Maricela y mis hermosos hijos quienes fueron los soportes más valiosos para culminar esta bella carrera.

Milton Guerra Guamani

Después de una ardua tarea que el ser humano realiza con dedicación y perseverancia se puede observar el fruto de ese gran esfuerzo, y es hoy que un sueño se ha convertido en realidad, estas razones me impulsan a dedicar este trabajo:

A mis padres Milton Aguirre y Gladis Enríquez que me impulsaron y apoyaron en todo momento de mi vida, inculcándome siempre valores y perseverancia en toda acción que emprendiera, a mis hermanos Enderson Aguirre y Elizabeth Aguirre y a todas las personas que comparten conmigo toda la emoción y la alegría de este momento tan anhelado.

Roberto Aguirre Enríquez

AGRADECIMIENTO

La gratitud es uno de los sentimientos más nobles que hemos heredado los seres humanos, por lo que doy gracias a Jehová por permitirme alcanzar una meta más en mi diario vivir.

Agradezco a la Escuela de Ingeniería de Mecánica, por haberme acogido en sus aulas y de manera especial a los Ingenieros Aníbal Viñán y José Paredes, distinguidos maestros forjadores de ciencia y cultura, que siempre estuvieron dispuestos a compartir sus conocimientos y experiencia en beneficio de mi formación personal y profesional.

De igual forma agradezco a la empresa de pirotecnia “*G&G FUEGOS ARTIFICIALES*”, por brindar el apoyo económico y las facilidades necesarias para la realización de la presente tesis de grado.

Milton Guerra Guamani

Agradezco a dios quien hace posible este y todos mis logros de la mejor manera, por darme la luz del conocimiento y perseverancia para concluir el presente trabajo.

El más sincero agradecimiento a la escuela superior politécnica de Chimborazo, en especial a la escuela de ingeniería mecánica, por brindarme la oportunidad de obtener una profesión y ser una persona útil para la sociedad.

A nuestros profesores Ing. Aníbal Viñán y al Ing. José Paredes, quienes nos brindaron su conocimiento y experiencia, para desarrollar nuestras capacidades académicas con objetividad y visión crítica.

Roberto Aguirre Enríquez

CONTENIDO

Pág.

1.	INTRODUCCIÓN	
1.1	Antecedentes.....	1
1.2	Justificación e importancia.....	1
1.3	Objetivos.....	2
1.3.1	<i>Objetivo general..</i>	2
1.3.2	<i>Objetivos específicos.</i>	2
2.	MARCO TEÓRICO	
2.1	El carbón vegetal.....	3
2.1.1	<i>Obtención del carbón vegetal.</i>	3
2.1.2	<i>Propiedades del carbón vegetal.</i>	5
2.1.2.1	<i>Propiedades mecánicas.</i>	6
2.1.2.2	<i>Propiedades físicas.</i>	7
2.1.3	<i>Usos y aplicaciones.</i>	8
2.1.3.1	<i>Usos principales del carbón vegetal en el Ecuador.</i>	8
2.2	Molienda.....	9
2.2.1	<i>Criterios de reducción mecánica.</i>	10
2.2.2	<i>Grado de desintegración o desmenuzamiento.</i>	12
3.	ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	
3.1	Estudio de alternativas para la molienda.....	37
3.1.1	<i>Selección de la alternativa adecuada para la molienda.</i>	41
3.2	Estudio de alternativas de alimentación de la carga.....	42
3.2.1	<i>Selección de la alternativa más adecuada para la dosificación</i>	43
4.	DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA MÁQUINA	
4.1	Generalidades.....	44
4.2	Parámetros funcionales.....	45
4.2.1	<i>Producción requerida.</i>	45
4.2.2	<i>Dimensiones del material</i>	45
4.2.3	<i>Tamaño del producto requerido.</i>	45
4.2.3.1	<i>Selección de la criba.</i>	45
4.3	Cálculo de la potencia requerida.....	46
4.4	Dimensionamiento y diseño de los martillos.....	47
4.4.1	<i>Determinación del momento de inercia del martillo.</i>	48
4.4.2	<i>Análisis del comportamiento de la materia prima.</i>	53
4.4.3	<i>Análisis de esfuerzos en el martillo.</i>	57
4.4.4	<i>Recubrimiento protector de los martillos.</i>	60
4.4.5	<i>Número necesarios de martillos.</i>	61
4.5	Energía cinética necesaria.....	63
4.5.1	<i>Espesor mínimo del volante.</i>	64
4.6	Diseño de los ejes secundarios porta martillos.....	66
4.6.1	<i>Geometría del eje.</i>	66
4.6.2	<i>Diseño estático del eje secundario.</i>	68
4.6.3	<i>Diseño del eje secundario a fatiga</i>	69
4.6.4	<i>Análisis de deformaciones en el eje secundario.</i>	76
4.7	Diseño de los volantes.....	78
4.8	Diseño y selección del sistema de transmisión.....	81
4.8.1	<i>Selección del motor eléctrico.</i>	83
4.8.2	<i>Selección de la correa más adecuada.</i>	83

4.8.3	<i>Cálculo y selección de las poleas</i>	84
4.8.3.1	<i>Determinación del diámetro de la polea motriz</i>	84
4.8.3.2	<i>Determinación del diámetro de la polea conducida</i>	85
4.8.3.3	<i>Determinación del ángulo de contacto menor</i>	88
4.8.3.4	<i>Potencia transmitida por la banda</i>	88
4.8.4	<i>Selección de la banda</i>	91
4.8.5	<i>Selección de las poleas</i>	92
4.9	<i>Diseño del eje motriz</i>	98
4.9.1	<i>Cálculo de las cargas en el eje</i>	100
4.9.1.1	<i>Distribución de cargas en el plano $x - y$</i>	102
4.9.1.2	<i>Distribución de cargas en el plano $x - z$</i>	104
4.9.2	<i>Diseño estático del eje motriz</i>	106
4.9.3	<i>Diseño del eje motriz a fatiga</i>	108
4.9.4	<i>Verificación de las deformaciones en el eje motriz</i>	112
4.10	<i>Diseño de las chavetas</i>	114
4.10.1	<i>Fallo por cizallamiento o corte</i>	115
4.10.2	<i>Diseño de las chavetas para los volantes inerciales</i>	116
4.11	<i>Selección de los rodamientos del molino</i>	116
4.11.1	<i>Cargas en los rodamientos</i>	117
4.11.1.1	<i>Análisis dinámico</i>	118
4.11.1.2	<i>Análisis estático</i>	119
4.12	<i>Dimensionamiento de la tolva de alimentación</i>	120
4.12.1	<i>Diseño de la tolva</i>	120
4.12.2	<i>Cálculo resistivo de la tolva</i>	124
4.12.3	<i>Verificación de diseño de la tolva con CAE</i>	128
4.13	<i>Diseño de la carcasa superior del molino</i>	130
4.13.1	<i>Análisis de esfuerzos en la carcasa</i>	130
4.14	<i>Selección de anillos de seguridad para el eje secundario</i>	134
4.15	<i>Análisis con CAE de la estructura soporte</i>	135
4.16	<i>Mando eléctrico del motor</i>	139
4.16.1	<i>Circuito de potencia</i>	139
4.16.2	<i>Circuito de control</i>	139
5.	TECNOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN, PRUEBAS Y MANTENIMIENTO	
5.1	<i>Definición</i>	141
5.2	<i>Construcción</i>	141
5.2.1	<i>Requerimiento para la construcción</i>	141
5.3	<i>Operaciones tecnológicas de los componentes de la máquina</i>	143
5.4	<i>Cursograma de construcción de los componentes de la máquina</i>	145
5.5	<i>Tiempo empleado de las máquinas - herramientas en la construcción</i>	148
5.6	<i>Montaje de los elementos del molino</i>	149
5.6.1	<i>Operaciones tecnológicas</i>	149
5.6.2	<i>Cursograma de montaje de la máquina</i>	149
5.7	<i>Cronograma de construcción</i>	150
5.8	<i>Procedimiento de pruebas</i>	152
5.8.1	<i>Rendimiento del molino</i>	152
5.8.2	<i>Tamaño de molienda</i>	153
5.8.3	<i>Análisis de resultados</i>	155
5.8.3.1	<i>Rendimiento experimental de la máquina</i>	155
5.8.3.2	<i>Análisis del tamaño de grano del carbón molido</i>	155
5.9	<i>Manual de operación y mantenimiento</i>	156
5.9.1	<i>Operación</i>	156
5.9.1.1	<i>Fallas comunes en el molino y posibles soluciones</i>	159
5.9.2	<i>Mantenimiento</i>	159
5.9.3	<i>Plan de mantenimiento preventivo de la máquina</i>	160

5.9.4	<i>Procedimiento para cambio de elementos</i>	162
6.	COSTOS	
6.1	Análisis de costos	166
6.1.1	<i>Costos directos</i>	166
6.1.1.1	<i>Costos de materia prima</i>	166
6.1.2	<i>Valor total de costos directos</i>	170
6.1.3	<i>Costos indirectos</i>	171
6.2	Costos totales.....	171
6.3	Análisis de costos por operación y mantenimiento	171
6.4	Salvamento de la máquina	173
6.4.1	<i>Depreciación de la máquina</i>	174
6.5	Cálculo del valor actual neto	176
6.6	Cálculo de la tasa interna de retorno.....	177
7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
7.1	Conclusiones.....	179
7.2	Recomendaciones	180

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

		Pág.
1	Características del carbón vegetal según el método de obtención.....	5
2	Clasificación del tipo de molienda.....	10
3	Granulometría de carbón molido.....	38
4	Escala de tamices estándar Tyler.....	39
5	Matriz de decisión para el equipo óptimo para la molienda.....	41
6	Matriz de decisión para el sistema óptimo de dosificación.....	43
7	Comportamiento del carbón a ensayo de compresión.....	53
8	Parámetros de diseño de los martillos.....	57
9	Factor de velocidad tangencial.....	62
10	Coefficiente de fluctuaciones para diversas aplicaciones.....	64
11	Constantes del factor de superficie.....	74
12	Factor de tamaño y forma.....	74
13	Factor de confiabilidad.....	75
14	Factor de temperatura.....	75
15	Características del material de los volantes.....	80
16	Factores de servicio para diferentes tipos de máquinas.....	82
17	Diámetro mínimo de la polea motriz.....	84
18	Factor por razón de transmisión ku	89
19	Factores de cálculo $k1, k2, k3$ y $k4$, para correas de perfil normal.....	89
20	Coefficiente de arco de contacto.....	90
21	Factor de servicio.....	92
22	Factor Kc	93
23	Factor de esfuerzo de tensión máxima.....	96
24	Parámetros de durabilidad de la banda k y b	97
25	Parámetros de entrada de la carcasa del molino.....	131
26	Parámetros de estudio en el diseño de la carcasa superior.....	132
27	Propiedades del estudio.....	135
28	Información de la malla.....	137
29	Designación de elementos.....	141
30	Codificación Herramientas - Accesorios.....	142
31	Codificación Máquinas - Herramientas.....	142
32	Operaciones tecnológicas.....	143
33	Nomenclaturas de operaciones tecnológicas.....	145
34	Tiempo empleado en las máquinas, equipos y herramientas.....	148
35	Operaciones tecnológicas en el montaje.....	149
36	Cronograma de construcción.....	151
37	Pruebas experimentales de molienda en el molino de martillos.....	153
38	Tiempo total de la molienda.....	153
39	Ensayos granulométricos del carbón molido.....	154
40	Movimientos para operar el molino de martillos.....	157
41	Fallas y soluciones del molino de martillos.....	159
42	Manual de mantenimiento.....	160
43	Programa de mantenimiento preventivo de la máquina.....	161
44	Problemas en bandas.....	164
45	Costos de fabricación del rotor.....	166
46	Costos de fabricación del sistema de protección y carcasas.....	167
47	Costos de fabricación del sistema de dosificación y bastidor.....	167
48	Costos de fabricación del sistema de control.....	168
49	Costo de materiales directos.....	168

50	Costo de materiales directos consumibles.....	169
51	Costo de mano de obra.....	170
52	Costo de equipos y herramientas.....	170
53	Costo total directo.....	171
54	Costos totales indirectos.....	171
55	Depreciación mensual de la máquina.....	175
56	Flujo de caja.....	175
57	Interés compuesto.....	177

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1	Carbón vegetal..... 3
2	Sistemas de carbonización de la madera..... 5
3	Usos del carbón vegetal..... 8
4	Máquinas para reducción de tamaño..... 14
5	Partes de un triturador de mandíbulas..... 15
6	Triturador giratorio..... 16
7	Triturador de rodillos..... 17
8	Triturador de rodillos dentados..... 18
9	Molino de martillos y sus partes..... 18
10	Esquemas de un molino de martillos..... 19
11	Esquema de un molino de rodillos..... 21
12	Molino de discos. a) disco único; b) disco doble..... 22
13	Molino de piedras..... 23
14	Molino de bolas..... 24
15	Molino de barras..... 26
16	Molino de martillos con clasificación..... 27
17	Molino accionado por energía de fluido..... 28
18	Máquina cortadora de cuchillas..... 30
19	Dosificador de tornillo..... 31
20	Dosificador de compuerta rotativa..... 32
21	Cinta o banda transportadora..... 33
22	Dosificador de banda rodante..... 34
23	Dosificadores gravimétricos de banda..... 35
24	Dosificador gravimétrico por pérdida de peso..... 35
25	Dosificadores de caída por gravedad..... 36
26	Tamaño de carbón molido..... 38
27	Esquema del molino..... 44
28	Medidas para los martillos y el volante..... 47
29	Propiedades físicas del martillo..... 48
30	Momento de inercia de masa del martillo..... 49
31	Representación de las fuerzas tangencial y normal en el martillo..... 51
32	Probeta de carbón vegetal..... 53
33	Área de trabajo en el martillo..... 54
34	Fuerzas de inercia de los martillos..... 56
35	Círculo de Mohr del martillo..... 58
36	Factor de seguridad del martillo..... 59
37	Área revestida del martillo..... 60
38	Propiedades físicas del eje secundario..... 63
39	Geometría del eje secundario..... 66
40	Diagrama de cuerpo libre del eje secundario..... 67
41	Diagrama de cargas del eje secundario..... 67
42	Variación de la dirección de la carga..... 70
43	Variación del esfuerzo..... 70
44	Deformaciones en el eje secundario..... 76
45	Dimensiones del volante..... 78
46	Posible acción de la carga en un instante de la molienda..... 78
47	Caso extremo de acción de cargas..... 79
48	Sección crítica de análisis de diseño..... 79
49	Curvas para la elección de la sección de la correa..... 84

50	Sistema de transmisión por bandas.....	86
51	Elementos sujetos al eje motriz.....	98
52	Dimensiones del eje motriz.....	99
53	Elementos en el eje motriz.....	99
54	Masa de los volantes y separadores.....	100
55	Propiedades físicas del eje motriz.....	101
56	Distribución de cargas en el plano $x - y$, del eje motriz.....	102
57	Diagramas de cargas, momentos y cortante del eje motriz, plano $x - y$	103
58	Distribución de cargas en el plano $x - z$, del eje motriz.....	104
59	Diagramas de cargas, momentos y cortante de eje motriz, plano $x - z$	105
60	Sección de análisis de esfuerzos del eje motriz.....	106
61	Variación del esfuerzo en el eje motriz.....	108
62	Sensibilidad a las ranuras.....	111
63	Deformaciones en el eje motriz.....	113
64	Dimensión de la chaveta.....	114
65	Análisis de la fuerza de corte en la chaveta.....	115
66	Distintas geometrías de las tolvas.....	121
67	Coefficiente de fricción del carbón vegetal.....	121
68	Parámetros de dimensionamiento de la tolva.....	122
69	Altura y dimensiones de la tolva de alimentación.....	122
70	Volumen calculado de la tolva.....	123
71	Dimensiones de la tolva de alimentación.....	123
72	Esfuerzos actuantes en la tolva.....	124
73	Propiedades físicas de la tolva.....	125
74	Coefficientes para esfuerzos actuantes en una tolva.....	127
75	Tensiones máximas y mínimas en la tolva.....	129
76	Factor de seguridad de la tolva.....	129
77	Carcasa superior.....	130
78	Restricciones de la carcasa superior.....	131
79	Asignación de cargas en la carcasa superior.....	131
80	Material utilizado en el diseño de la carcasa superior.....	132
81	Tensiones en la carcasa superior.....	133
82	Factor de seguridad en la carcasa superior.....	133
83	Anillo de sujeción externo.....	134
84	Dimensiones del anillo de sujeción.....	134
85	Propiedades del material de los elementos de la estructura.....	135
86	Sujeciones en la estructura.....	136
87	Peso total de la máquina y centro de gravedad.....	136
88	Cargas en la estructura.....	137
89	Tensiones en la estructura.....	138
90	Factor de seguridad en la estructura.....	138
91	Circuito de potencia.....	139
92	Circuito de control.....	140
93	Tamaño de carbón molido.....	154
94	Comparación de tamaño de grano.....	156
95	Elementos principales del molino de martillos.....	158
96	Cambio de criba.....	162
97	Cambio de martillos.....	163
98	Desalineamiento de las poleas.....	164
99	Montaje eje motriz – chumacera.....	165
100	Diagrama de evaluación financiera.....	176
101	Interés vs. VAN.....	177

SIMBOLOGÍA

a^n	Aceleración normal	m/s ²
a_G	Aceleración resultante	m/s ²
a^t	Aceleración tangencial	m/s ²
A	Área de la sección transversal	cm ²
A_i	Área de impacto del martillo	cm ²
A_n	Área neta	cm ²
b	Arista de impacto del martillo	m
c_θ	Coefficiente de arco de contacto menor	
c_L	Coefficiente de corrección por longitud	
C	Distancia entre centros de las poleas	mm
C_c	Distancia corregida entre centros de las poleas	mm
C_o	Capacidad de carga estática	kN
C_{req}	Capacidad requerida en el rodamiento	kN
C_s	Coefficiente de fluctuaciones	
d	Diámetro, diámetro de la polea motriz	in
D	Diámetro de la polea conducida	in
$d_{m\acute{a}x}$	Mayor dimensión lineal del material desmenuzado	mm
$D_{m\acute{a}x}$	Mayor dimensión lineal del material antes de la subdivisión	mm
d_v	Diámetro del volante	m
e_m	Número de martillos	unidad
E_k	Energía cinética requerida	J
f	Factor dependiente de la velocidad de rotación de los martillos	
f_l	Factor de esfuerzos dinámicos	
f_n	Factor de velocidad	
f_s	Factor de servicio	
F_a	Carga axial real	N

F_G	Fuerza de inercia resultante	N
F_i	Fuerza de impacto necesaria para la molienda	N
F_r	Carga radial real	N
F_S	Factor de seguridad	
F^n	Fuerza normal	N
F^t	Fuerza tangencial	N
G	Peso del martillo	Kg
h	Distancia del centro de gravedad al punto de percusión	m
i	Relación de transmisión	
i_d	Grado de desmenuzamiento	
I_G	Momento principal de inercia	Kg.m ²
I_o	Momento de entorno a un eje paralelo	Kg.m ²
k_1 a k_4	Factores empíricos	
k_a	Factor de superficie	
k_b	Factor de forma y tamaño	
k_c	Factor de confiabilidad	
k_d	Factor de temperatura	
k_e	Factor de concentración de esfuerzos	
k_f	Coefficiente de mayoración de esfuerzos	
k_t	Factor por configuración geométrica	
k_u	Factor por razón de transmisión	
L	Longitud primitiva de la correa	mm
L_n	Longitud normalizada de la correa	mm
L_p	Longitud al centro de percusión con respecto al origen	m
m_e	Masa del eje	Kg
m_m	Masa del martillo	Kg
m_s	Masa de los separadores de los martillos	Kg
m_v	Masa del volante	Kg

$M_{m\acute{a}x}$	Momento máximo	N.m
M_T	Momento máximo resultante	N.m
N_p	Número de pasadas	unidad
P	Carga dinámica equivalente del rodamiento	N
P_a	Potencia transmisible por correa	Kw/correa
P_m	Potencia necesaria del motor para el molido	Kw
P_d	Potencia de diseño	Kw
q	Coefficiente de sensibilidad de ranura	
Q	Caudal o flujo msico de entrada	Ton/h
R_g	Radio de giro	m
S_e	Límite de resistencia a la fatiga	Kg/cm ²
S'_e	Límite de resistencia a la fatiga de la muestra	Kg/cm ²
S_{ut}	Esfuerzo ltimo	Kg/cm ²
S_y	Límite de fluencia del material	Kg/cm ²
t_n	Espesor neto	m
T	Tensión	N
V	Velocidad de rotación de los martillos	m/s
$V_{m\acute{a}x}$	Velocidad máxima	m/s
$V_{m\acute{a}x}$	Cortante máximo	N
V_t	Volumen de almacenamiento	m ³
X	Factor radial	
Y	Factor axial.	
z	Número de correas	
α	Aceleración angular	rad/s ²
β	ángulo de contacto de la banda	
η	Rendimiento	
μ_s, μ_s	Coefficiente de rozamiento	
ω	Velocidad angular	rad/s

σ	Esfuerzo normal	Mpa
τ	Esfuerzo tangencial	Mpa
θ_d	Ángulo de contacto en la polea menor	°
θ_D	Ángulo de contacto en la polea mayor	°

LISTA DE ABREVIACIONES

AISI	American Iron and Steel Institute (Instituto Americano de hierro y acero)
ASME	American Society of Mechanical Engineers (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos)
ASTM	American Society for Testing and Materials (Sociedad Americana para la evaluación y materiales)
AWS	American Welding Society (Sociedad Americana de Soldadura)
CAD	Computer Aided Design (Diseño asistido por computador)
CAE	Computer Aided Engineering (Ingeniería asistida por computador)
CD	Cold Drawn (estirados en frio)
DIN	Comité de Normas Alemana
HR	Hot rolled (laminado en caliente)
INEN	Instituto Nacional Ecuatoriano de Normalización

LISTA DE ANEXOS

- A** Tipos principales de trituradoras, características y aplicaciones.
- B** Eficiencia mecánica de la transmisión de potencia.
- C** Velocidad tangencial de los martillos en rotación.
- D** Propiedades de acero para los ejes.
- E** Cálculo de la resistencia última del acero.
- F** Motor y características técnicas.
- G** Dimensiones de las poleas motriz y conducida.
- H** Longitud primitiva de la banda.
- I** Factores de corrección por longitud de la correa.
- J** Coeficiente de fricción de la polea y la correa.
- K** Dimensiones de la chaveta y el chavetero.
- L** Horas de servicio de máquinas según su aplicación.
- M** Factores radiales y axiales de los rodamientos.
- N** Factor de esfuerzos dinámicos y factores de vida para rodamientos de bolas.
- O** Factor de esfuerzos estáticos para rodamientos de bolas.
- P** Características y dimensiones del rodamiento seleccionado y soporte del rodamiento.
- Q** Características del material de los martillos, volantes, tolvas y carcasas.
- R** Características de los anillos de sujeción.
- S** Características y composición de la soldadura B-84
- T** Propiedades del carbón vegetal.
- U** Características de la criba.
- V** Tasas de interés en el Ecuador.

RESUMEN

El Diseño y Construcción de un Molino para Pulverizar Carbón con un Sistema Dosificador, para la industria pirotécnica “G&G FUEGOS ARTIFICIALES” está basado en el requerimiento obtener un producto molido en corto tiempo con las características de granulometría apropiadas para la elaboración de la pólvora de buena calidad, basándonos en ensayos de granulometría se obtuvo un tamaño del producto final de la molienda de diámetro de 0.887 [mm] o malla 20 en la escala de tamices Tayler, por lo que se seleccionaron y diseñaron los diferentes elementos de acuerdo a esta necesidad.

El proceso investigativo previo y necesario para determinar la funcionalidad y las características de la máquina, se fundamentó en los principios de máquinas y herramientas similares construidas en otros países y en consultas permanentes a profesionales de la rama.

Como resultado de esta investigación se consiguió un equipo que está compuesto por: bastidor, dosificador de la materia prima, sistema de molienda, dispositivo eléctrico de control semiautomático, motor, criba, tolvas y una transmisión de potencia por banda conectada a un motor trifásico de 220 [V] y 3 [HP], logrando que en la misma máquina se pueda moler 200 [kg/h] de carbón.

Esta máquina permite a la empresa a optimizar tiempos de producción y aumentar su producción actual.

ABSTRACT

This research is about the Design and Construction of a Mill for Pulverizing Coal with a Dispenser Method, for “G&G” firework industry, it is required to obtain a pulverized product in a short period of time, which contains the appropriate granulometry characteristics for the elaboration of high quality gunpowder. A final product size from the milling whit a 0.887 [mm] in diameter or 20 grids according to Tayler sieve rating was gotten by means of granulometry tests; that’s why different elements were chosen and designed according to this need.

The previous and necessary investigative process was based on machinery principles and similar tools made in other countries by means of permanent inquiries applied to professionals in this area, in order to determine the functionality and characteristics of the machine.

As a result of this research, an equipment containing a frame, raw material dispenser, milling system, semi- automatic electric control device, motor, sieve, hoppers, and a belt powered transmission connected to a 220 [V] and 3 [Hp] phase motor was gotten, so this machine can grid 200 [Kg/h] of coal.

This machine allows the company to optimize the production time and increase its current production.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

El avance de la ciencia, la evolución tecnológica y exigencias del mercado han obligado a la industria pirotécnica a buscar nuevas formas de producción, que sean eficientes, esto hace que se busque nuevas alternativas para la optimización de los procesos de fabricación.

En la obtención del carbón pulverizado, las máquinas o equipos no adecuados conllevan a un bajo rendimiento en la producción, pérdida del material y un alto índice de fallas en la fabricación de los productos, lo cual se puede evitar con la implementación de maquinaria adecuada que cumpla con los requerimientos necesarios.

El presente proyecto permitirá minimizar los tiempos de producción y mejorar la calidad del producto, con respecto al que se obtiene actualmente en maquinaria improvisada.

1.2 Justificación e importancia

El presente proyecto mejora el proceso de obtención de carbón pulverizado, de tal manera que se reduzca el trabajo excesivo del operario y se incremente su seguridad laboral en el sector industrial, por lo que es necesario el diseño e implementación de un equipo que cumpla con las necesidades tecnológicas actuales y requeridas para la industria pirotécnica.

El equipo ayudará a obtener un producto de mejor calidad. Con una producción mucho mayor a la que se realiza artesanalmente, aumentando considerablemente la rentabilidad, facilitando el cumplimiento de la entrega del producto ya que en el medio actual su demanda crece diariamente.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.* Diseñar y construir un equipo adecuado para la obtención de carbón pulverizado para la “G&G FUEGOS ARTIFICIALES”.

1.3.2 *Objetivos específicos:*

Realizar una investigación de tipo bibliográfica y de campo sobre los distintos sistemas de molienda utilizados en las industrias.

Diseñar una máquina que permita un fácil manejo y mantenimiento por parte de las personas encargadas.

Construir las partes y los sistemas necesarios empleando factores de seguridad óptimos para este tipo de equipo.

Llevar a cabo el montaje de los elementos, manejando conceptos de seguridad y estética.

Efectuar las pruebas necesarias para garantizar el adecuado funcionamiento de la máquina.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 El carbón vegetal

El uso del carbón vegetal que se obtiene de la leña se remonta quizá al tiempo en que el hombre aprendió a manejar el fuego. Su destino es tan variado como podemos imaginarlo. Se ha utilizado para cocinar, generar calor y para protegerse del frío. Se ha empleado en diversas industrias, como la metalúrgica, para producir aleaciones y limpieza del acero; en la química como filtro purificador ambiental y de líquidos, como el agua, así como en la farmacéutica, donde se utiliza para el tratamiento de malestares diversos. En el Ecuador, la mayor parte del carbón se produce a partir de técnicas tradicionales, las cuales se han transmitido de generación en generación entre los pobladores de los bosques y selvas, quienes lo usan para autoconsumo o para comercializarlo en ciudades o poblaciones rurales donde se emplea como fuente de calor para la preparación de alimentos. Para producir carbón vegetal es bueno cualquier material leñoso, Figura 1.

Figura 1. Carbón vegetal



Fuente: Autores

2.1.1 Obtención del carbón vegetal. El carbón vegetal es un producto sólido, frágil y poroso que contiene un alto porcentaje de carbono de un orden del 80%, este es producido por el calentamiento de la madera o residuos de vegetales en ausencia de oxígeno, la temperatura con la cual se forma el carbón se encuentra entre 400 a 700 [°C], este proceso

se denomina pirolisis o carbonización, en dicho proceso se obtienen gases y aceites que son producidos por el calentamiento del material vegetal.

Como materia prima para obtener carbón vegetal de uso comercial se utiliza en la actualidad varias fuentes:

- Partes leñosas de árboles y arbustos.
- Desechos de la industria de la madera.
- Partes orgánicas de los desechos urbanos (basura).

Durante el proceso de carbonización de la madera se produce una variedad de cambios químicos que pasa por tres fases:

Fase 1. La deshidratación de la madera se produce hasta alcanzar los 170 [°C] donde se destilan algunos gases y se degrada la madera.

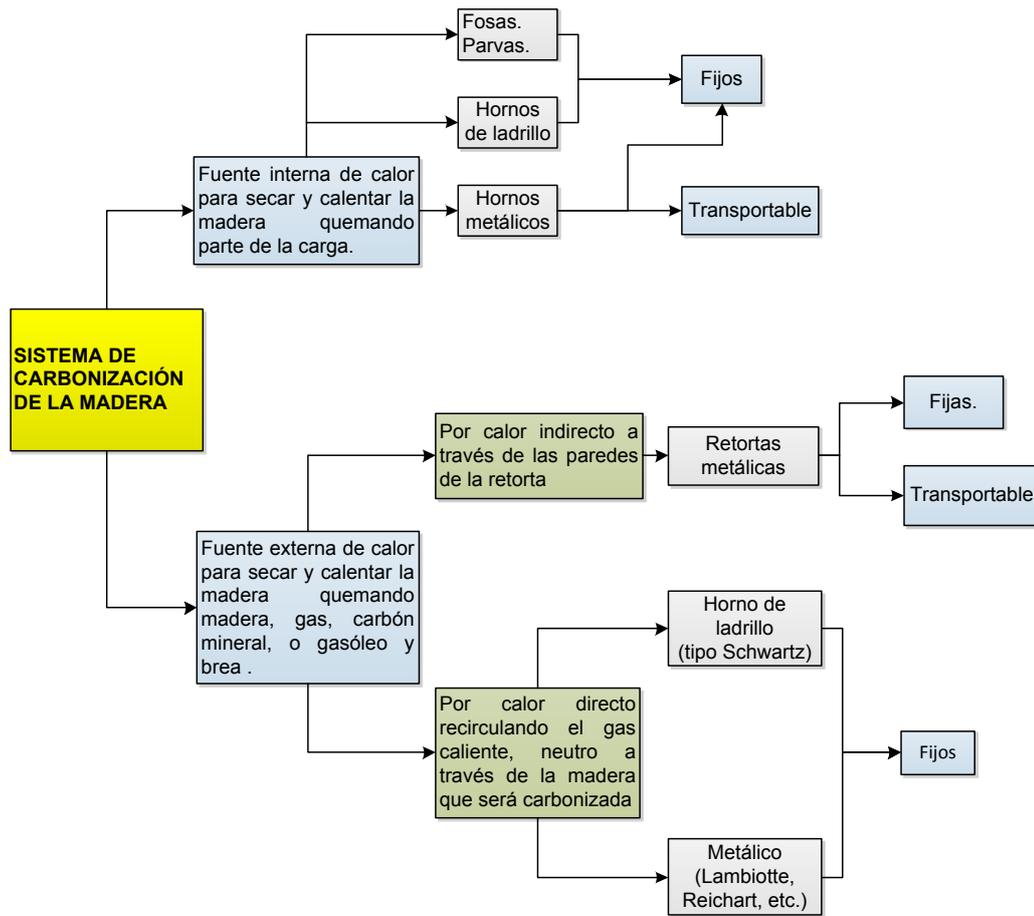
Fase 2. Cuando el proceso de producción de carbón alcanza los 270 [°C], se desprenden gases, constituidos en su mayor parte por CO₂ y CO, en esta fase se observa también el desprendimiento de líquidos acuosos.

Fase 3. En esta fase se alcanza la mayor temperatura del proceso, la que usualmente es cercana a los 600 [°C]. A esta temperatura ocurre la carbonización, observándose el desprendimiento de sustancias volátiles en abundancia. Cuando cesa la liberación de sustancias volátiles el carbón vegetal se encuentre listo.

Para la obtención del carbón vegetal, los productores crean una barrera física que aisle la madera del exterior, con el fin de evitar que el oxígeno entre en contacto con la madera caliente y esta se incendia. Esta barrera puede ser creada por diversos métodos utilizando capas protectoras de tierra o ladrillo, una fosa en el suelo, paredes de cemento armado o metal. (GUARDADO, y otros, 2010 págs. 2-3)

En la Figura 2 se muestra los principales sistemas de carbonización de la madera según la fuente de calor.

Figura 2. Sistemas de carbonización de la madera



Fuente: Autores

Los métodos usualmente utilizados para el proceso de carbonización en el país son: El método de fosas y el método de parvas. En la Tabla 1 se destacan las características sobresalientes del carbón según los métodos de obtención enunciados:

Tabla 1. Características del carbón vegetal según el método de obtención

Características del carbón vegetal por los métodos de fosas y parvas
Carbón contaminado con la tierra
Variación de la calidad de carbón
Carbono fijo (66%)
Humedad (10%)
Contenido de cenizas (de 0.5 a más del 5)%

Fuente: HERNÁNDEZ, Joe. 2011. Estudio técnico para la obtención de briquetas de fácil encendido a partir de carbón de la cascarilla de palma africana y su producción en la empresa Tysai S.A. TESIS. Riobamba : Facultad de Mecánica, 2011. págs 23-24

2.1.2 *Propiedades del carbón vegetal.* El carbón vegetal tiene varias propiedades entre

ellas están las propiedades mecánicas, térmicas, eléctricas y físicas.

Para el presente trabajo se tomara en cuenta las propiedades mecánicas y físicas, considerando el proceso (molienda) al que se le va a someter el carbón.

2.1.2.1 Propiedades mecánicas. Entre las propiedades mecánicas tenemos: Dureza, abrasividad, resistencia mecánica, cohesión, friabilidad, fragilidad, triturabilidad.

Dureza. Indica su resistencia a la abrasión producida en el rozamiento con otros materiales en un movimiento de deslizamiento. Es una propiedad que influye en los molinos y demás instalaciones, produciendo desgastes importantes.

Abrasividad. Mide el poder de desgaste sobre paredes metálicas (de tolvas, molinos, conductos, quemadores, etc.). Tiene una gran significación económica y está ligada a la dureza del carbón y a su composición, principalmente a la existencia de impurezas más que por el carbón mismo.

Resistencia Mecánica. Se debe medir la resistencia mecánica en el sentido normal a la estratificación, tomándose el valor medio de las mediciones. Es importante ya que nos determina la cantidad de carbón que puede apilarse en tolvas.

Cohesión. La cohesión es la acción y efecto que tiende a unir los componentes de la materia carbonosa. Se trata de una propiedad positiva o de resistencia.

Friabilidad. Es la capacidad que presentan los carbones de descomponerse fácilmente en granulometrías inferiores por efecto de impacto o rozamiento. Esta propiedad habrá que tenerla en cuenta en algunos procesos, puesto que dan la tendencia del carbón a romperse durante su manipulación.

Fragilidad. Es la facilidad que presentan los carbones para romperse o quebrarse en pedazos. Es lo opuesto a la cohesión. Se trata de una propiedad negativa, que va a depender de su tenacidad y elasticidad, de las características de su fractura y de su resistencia.

La cohesión, friabilidad y la fragilidad marcan la degradación, es decir, el paso a

granulometrías menores por impacto o rozamiento.

Triturabilidad, molturabilidad. Es la facilidad con la que el carbón se desmenuza sin reducirse totalmente a polvo. Es una combinación de dureza, resistencia, tenacidad y modo de fractura.

2.1.2.2 Propiedades físicas. Entre las propiedades físicas más importantes se tiene:

Humedad. La humedad es un adulterante que baja el valor calorífico del carbón, y las especificaciones de calidad limitan al contenido de humedad varia del 1 al 16% del peso bruto.

Densidad. La densidad del carbón no es más que la relación entre su masa y el volumen desplazado de este.

Peso específico. Es el peso contenido en la unidad de volumen de un trozo de carbón en su estado natural (poros, humedad y materia vegetal incluida).

Contenido de agua. El carbón contiene agua tanto por su proceso de formación en origen como por las transformaciones sufridas.

Contenido de cenizas. Las cenizas corresponden al residuo inorgánico que resta después de la combustión completa del carbón. Son sustancias minerales presentes en la madera original, recogidos como contaminantes del suelo. Este contenido varía entre 0,5 a más del 5% dependiendo de la madera, la cantidad de corteza y los contaminantes de tierra y arena. Un buen carbón tiene aproximadamente un 3% de cenizas.

Contenido de volátiles. Comprende los residuos líquidos y alquitranosos que no fueron eliminados completamente en la carbonización. Un buen carbón vegetal tiene cerca de un 30% de sustancias volátiles. Un carbón con mucha materia volátil se enciende fácilmente pero al quemar produce humo. Uno con poca materia volátil es difícil de encender, con una combustión muy limpia, pero más quebradizo. El porcentaje varía entre un 10 y un 40%.

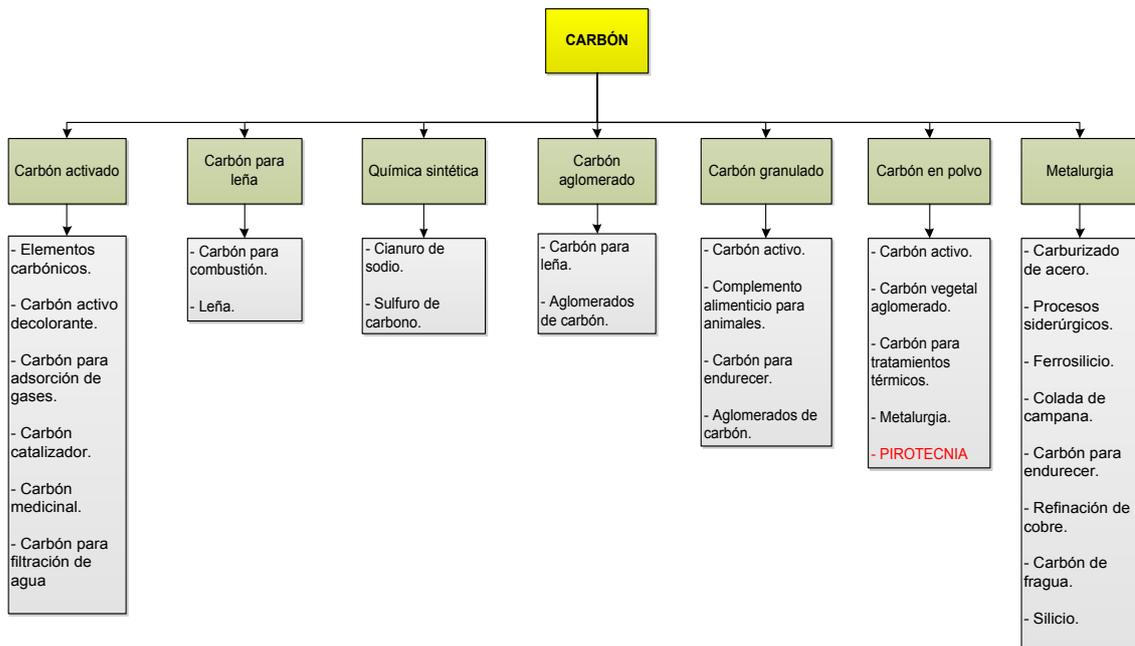
Carbono fijo. Varía entre 50 y 95%. Con alto contenido de carbono fijo, el carbón es más

quebradizo, con menos sustancias volátiles. (PACHECO, 2005 págs. 15-19)

Tamaño. Determinado por el grado de rotura que sufre en la manipulación, pero regulado por la trituración que se realiza durante el proceso.

2.1.3 Usos y aplicaciones. En la Figura 3, se observa los usos más frecuentes del carbón vegetal.

Figura 3. Usos del carbón vegetal



Fuente. Autores

2.1.3.1 Usos principales del carbón vegetal en el Ecuador. Entre los principales usos se destacan:

Combustible. El carbón vegetal se utiliza mayormente como combustible, no solo para uso doméstico sino que también para uso industrial, usualmente en países en vías de desarrollo.

Metalurgia. Este es uno de los usos más antiguos del carbón vegetal. La metalurgia del hierro, data de alrededor de 1,200 años A.C. la cual fue desarrollada en Europa durante la “Edad de Hierro” (700 A.C. hasta 68 D.C.) este avance tecnológico de la época no hubiese sido posible sin las temperaturas que el carbón vegetal logra alcanzar para poder fundir los minerales, ya que la madera tiene un poder calorífico bajo a comparación del

carbón, no logra alcanzar las temperaturas requeridas que el carbón vegetal cumple. El carbono contenido en el carbón vegetal actúa como reductor de los óxidos del metal que forman los minerales de tal manera que si se aplican técnicas especiales puede lograrse que un cierto porcentaje de carbono pueda alearse con el hierro dando paso así a la creación del acero, lo cual fue importante para desarrollo de armamento y herramientas más resistentes al impacto y oxidación.

Absorbente. El carbón vegetal por ser un material con porosidades y cavidades pequeñas ha sido aplicado como material absorbente.

El carbón vegetal no tiene una textura porosa tan fina como la de los carbones activados. Sin embargo, resulta más barata y sencilla de producir, por lo que a pesar de ser un absorbente relativamente de baja eficiencia, se pueden utilizar en determinadas aplicaciones que no necesitan de una gran capacidad de absorción, como por ejemplo, para absorber moléculas de tamaño relativamente grandes que se encuentren en un rango menor a 50 [nm], una de las aplicaciones de este tipo es la clarificación de bebidas alcohólicas como el vino, cerveza, whisky, etc.

Fabricación de pólvora negra. La pólvora negra es uno de los explosivos más usados, desde explosivo para minería hasta detonante para armamento militar, se compone de un 75% de nitrato de potasio, un 12% de azufre y un 13% de carbón vegetal. Estos ingredientes al quemarse producen un gas que tiende a ocupar un volumen 400 veces mayor que la mezcla original, produciendo una fuerte presión en las paredes del recipiente que los contiene.

Usos domésticos. En Ecuador, en España y en otros países hispanoparlantes el carbón vegetal se ha usado durante siglos como combustible en los braseros o en hornillos. (GUARDADO, y otros, 2010 págs. 1-2).

2.2 Molienda

La operación de molienda consiste esencialmente en producir unidades de masa inferiores, a partir de fragmentos más grandes del material que se desea moler; por imposición de la naturaleza de la propia materia y por los tratamientos físicos y químicos que puedan seguirse, la molienda o pulverización es a menudo una operación compleja,

bajo su aparente simplicidad.

Dentro de la operación de molienda es importante el tamaño en que se presenta el material que se desea moler; así cuando la materia a tratar es de importantes dimensiones (diámetro medio comprendido entre 50 y 150 [mm]), se hace necesaria una operación previa de trituración, la cual consiste en reducir, en uno o dos pasos, el tamaño del material de partida a fragmentos menores con dimensiones inferiores a 50 [mm], para posteriormente efectuar la molienda propiamente dicha de los nuevos fragmentos, obteniendo un polvo fino que pueda pasar en casi su totalidad por aberturas muy pequeñas (mallas de un tamiz cuya sección de paso sea sólo de algunas decenas de micras).

Los métodos de reducción más empleados en las máquinas de molienda son compresión, impacto, frotamiento de cizalla y cortado.

Los tamaños de salida de los productos de esta etapa, según Hukki, serán los siguientes:

Tabla 2. Clasificación del tipo de molienda

Tipo de proceso	Tamaño de salida
Molienda gruesa	1 – 5 [mm]
Molienda media	200 – 500 [μ m]
Molienda fina	50 – 100 [μ m]

Fuente: http://ocw.bib.upct.es/pluginfile.php/5547/mod_resource/content/1/Tema_4_-_Molienda_I_.pdf

2.2.1 *Criterios de reducción mecánica.* Los principales factores que intervienen en la selección o diseño de un sistema que facilite la reducción de tamaños de un material son:

- Los fundamentos de la naturaleza o el estado físico del producto a tratar.
- El grado de finura resultante.
- El número de etapas del proceso.
- El volumen de producción que se desea obtener.

Características de la materia prima. Para definir las características de los productos se debe tener en cuenta factores como: estructura mecánica, temperaturas de ablandamiento, temperaturas de fusión, humedad, sensibilidad térmica, tamaño, etc.; a continuación se presenta una breve descripción de las propiedades más relevantes.

Estructura mecánica. La materia prima es un factor sumamente importante ya que ésta indica la clase de fuerza que se debe aplicar para la correspondiente molienda.

Cuando el material posee una estructura cristalina (frágil), la fractura se produce a lo largo de los planos de anclaje; por lo tanto las fuerzas de compresión son las más convenientes para este proceso. En cambio cuando el material posee escasos planos de anclaje se crean nuevos puntos de partida de grieta para lo cual es necesaria la aplicación de fuerzas de impacto o cizalla. Las fuerzas de cizalladura son las más indicadas para la molienda de materiales de estructura fibrosa.

Sensibilidad térmica. La fricción producida por la acción de un molino y la elongación que sufren las partículas más allá de su límite elástico sin que ocurra fractura, producen al cesar las causas de su acción una considerable elevación de la temperatura de los productos procesados y por ende la degradación de los mismos.

Si la acción del calor generado produce untuosidad, ésta como efecto primordial embotará el molino y por lo tanto reducirá la eficacia del proceso.

Humedad. La utilización de agua dentro de los procesos de reducción de tamaño puede, según cada caso, agilizar u obstaculizar la eficiencia de los mismos. Para un amplio porcentaje de las materias primas, una humedad superior al 13% produce embotamiento del molino, lo cual provoca que la eficiencia del proceso y la capacidad de producción se vean disminuidas. Otro fenómeno que ocurre con relativa frecuencia por el exceso de humedad, es la aglomeración de productos en procesos de pulverización fina, lo cual impide una fluidez libre del producto.

En la molienda en seco, el principal inconveniente que se genera es la inhalación prolongada de polvos, lo cual pueden provocar enfermedades pulmonares y la posibilidad que estos materiales reducidos adquieran características de material inflamable.

Tamaño. Las dimensiones del material a la entrada y salida del proceso de molienda tienen importancia, debido a que este factor determina el número de etapas de reducción que se deben efectuar para su cometido. Los materiales de entrada de acuerdo a su tamaño se clasifican de la siguiente manera:

- Material grueso: fragmentos de un tamaño mayor a 750 [mm].
- Material mediano: fragmentos de un tamaño de 100 a 750 [mm].
- Material fino: fragmentos de un tamaño menor a 100 [mm].

Por otra parte, según el tamaño que tienen las partículas a la salida de las máquinas de desintegración, se pueden distinguir las distintas etapas de trituración y molienda.

- Trituración (desintegración grosera)
- Trituración gruesa: tamaños de partículas de salida: 150 [mm].
- Trituración mediana: tamaños de partículas de salida: entre 30 y 150 [mm].
- Trituración fina: tamaños de partículas de salida: entre 5 y 30 [mm].
- Molienda (desintegración final)
- Molienda grosera: tamaños de partículas de salida: entre 1 y 5 [mm].
- Molienda fina y media: tamaños de partículas de salida: menores de 0.05 y 1 [mm].

La trituración grosera, mediana y fina corresponden, prácticamente, a la primera, segunda y tercera etapa de la trituración; mientras que la molienda grosera y fina corresponden a las etapas primaria y secundaria de la molienda. (CAJAS, 2011 págs. 25-34)

2.2.2 *Grado de desintegración o desmenuzamiento.* El coeficiente de reducción que se obtiene en las máquinas de trituración o de molienda se denomina grado de desintegración y se define como la relación entre los tamaños de las partículas a la entrada y salida de la máquina. El grado de desintegración (i_d) se expresa de la siguiente manera:

$$i_d = \frac{D_{m\acute{a}x}}{d_{m\acute{a}x}} \quad (1)$$

Donde:

$D_{m\acute{a}x}$: Mayor dimensión lineal del material antes de la subdivisión en [mm].

$d_{m\acute{a}x}$: Mayor dimensión lineal del material desmenuzado en [mm].

El grado de desintegración en el proceso de trituración se encuentra acotado entre 2 y 10, mientras que en la molienda está en el rango de 10 a 100 y para el proceso de

pulverización mayor 100. (DUDA H., 2007 pág. 27).

2.2.3 Leyes de desintegración. En términos generales, se puede decir que las leyes y teorías existentes están superadas, dado que las mismas consideraban que el proceso era puramente mecánico, cuando en realidad se trata, también, de un proceso cinético, donde influye, en forma importante, el estado físico-químico de los sólidos.

En la actualidad se puede decir que todavía no existe una teoría general satisfactoria. No obstante, como algunas leyes dan una aproximación, al menos parcial, de los fenómenos reales. Las leyes de la desintegración se pueden clasificar de la siguiente manera:

2.2.3.1 Leyes de distribución granulométrica. Se ha comprobado que resulta imposible obtener, por medio de la trituración, partículas que, en su totalidad, sean de tamaño igual y uniforme. El material producido es de distintas dimensiones, repartiéndose de acuerdo a curvas bien definidas denominadas curvas granulométricas. Después de muchos estudios acerca del comportamiento de los materiales en la desintegración se llegó a las siguientes conclusiones:

- El porcentaje de material fino aumenta a medida que aumenta el grado de desintegración. Varias etapas de trituración producen menor cantidad de materiales muy finos (ultra finos) con relación a efectuar esta operación en una sola etapa.
- La desintegración de fragmentos planos produce más material fino que la de fragmentos en forma regular.
- La forma media de los granos desintegrados varía con la ubicación en la escala de tamizado. Los granos gruesos y finos (los extremos) son alargados, mientras que los medios tienen forma más cúbica.

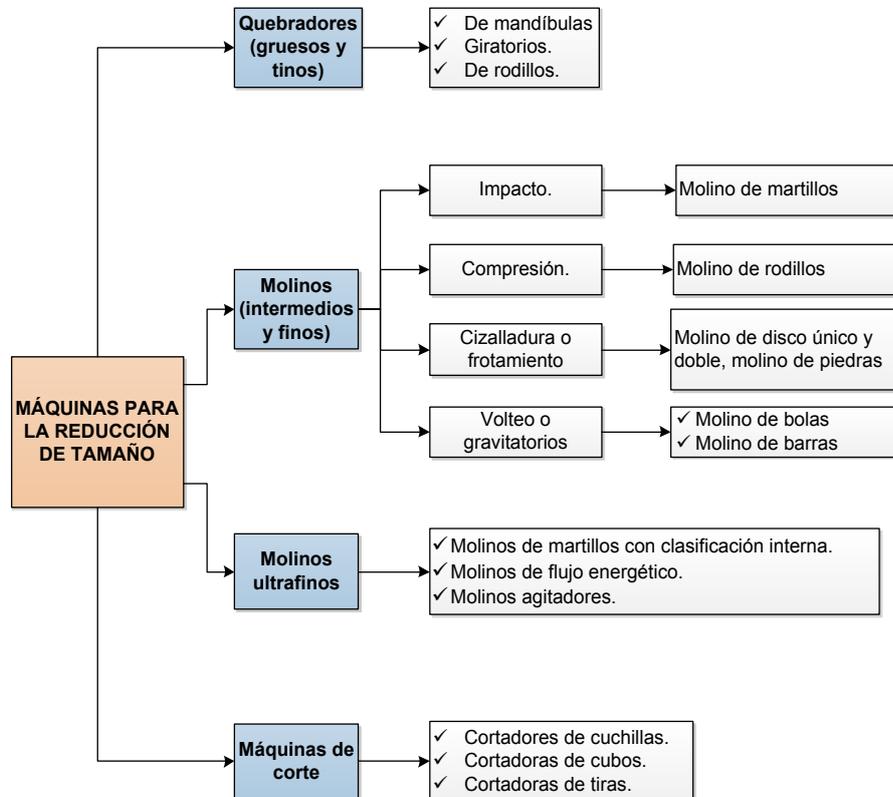
2.2.3.2 Leyes Energéticas. Dentro de las leyes energéticas más relevantes se derivan las siguientes: Ley de Rittinger, enunciada en el año 1867 y la cual se basa en la hipótesis de las superficies de las partículas; la Ley de Kick, expresada en el año 1885 basada en una hipótesis volumétrica y la teoría de Bond, del año 1951, que relaciona las dos anteriores. (PERRY, 1992 pág. 8.13).

2.3 Equipos para la reducción de tamaño

Los equipos para la reducción de tamaño se divide en trituradoras, molinos, molinos de

ultrafinos y máquinas de corte. En la Figura 4 se muestran los tipos de equipos utilizados para la reducción de tamaño.

Figura 4. Máquinas para reducción de tamaño



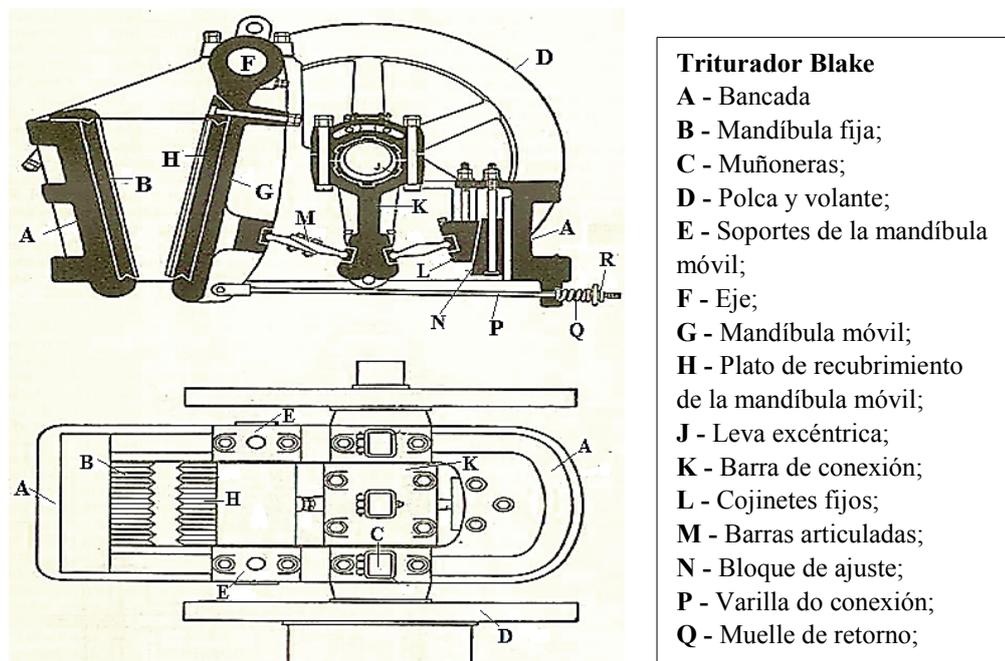
Fuente: Autores

Estas máquinas realizan su trabajo en formas muy diferentes. La comprensión es la acción característica de los trituradores. Los molinos utilizan impacto y frotación, a veces combinadas con compresión; los molinos de ultrafinos operan principalmente por frotación. El corte es, por supuesto, la acción característica de las máquinas cortadas.

2.3.1 Máquinas trituradoras. Las trituradoras son máquinas de baja velocidad utilizadas para la reducción gruesa de grandes cantidades de sólidos. Los principales tipos son las trituradoras de mandíbulas, giratorias y de rodillos lisos y los dentados. Los tres operan por comprensión y pueden romper grandes trozos de materiales muy duros, como es el caso de la reducción primaria y secundaria de rocas y minerales. Las trituradoras dentadas trocean y separan la alimentación; pueden tratar alimentaciones blandas como carbón, huesos y minerales blandos.

Trituradores de mandíbulas. En un triturador de mandíbula la alimentación se produce entre dos mandíbulas que forman una V abierta por la parte superior. Una de las mandíbulas, que recibe el nombre de yunque, es fija, está situada en posición casi vertical y no se mueve; la otra, que recibe el nombre de oscilante, se mueve alternativamente en un plano vertical, y forma un ángulo de 20 [°] a 30 [°] con la mandíbula fija. Esta accionada por una excéntrica, de forma que aplica una fuerza de compresión a los trozos situados entre las mandíbulas. Las caras de las mandíbulas son planas o ligeramente combadas, y pueden tener muchas en forma de hendiduras horizontales. El tipo más común es el triturador Blake que se representa en la Figura 5.

Figura 5. Partes de un triturador de mandíbulas



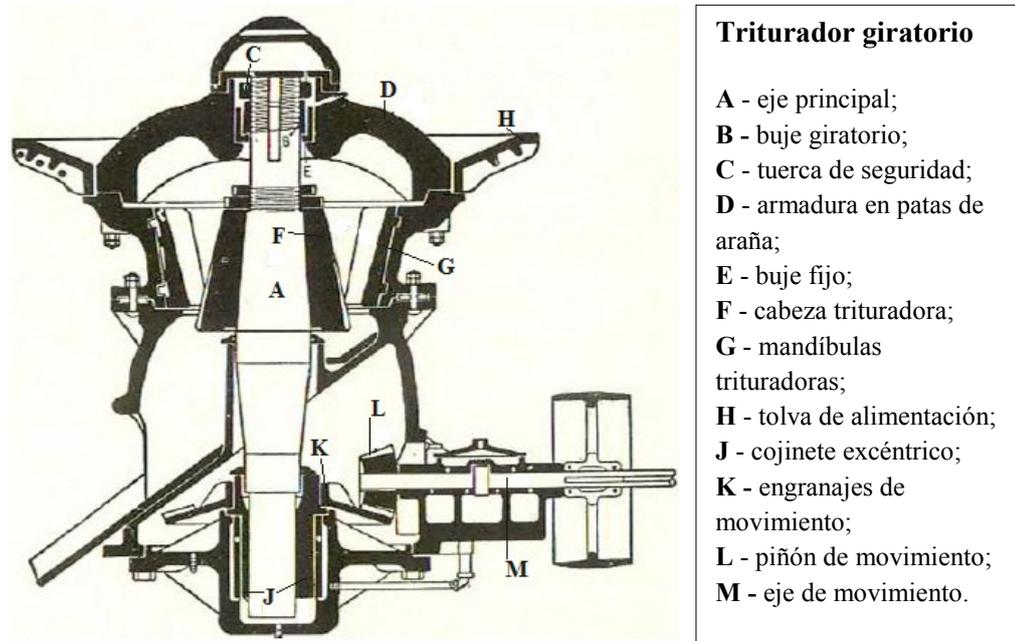
Fuente: <http://es.scribd.com/doc/85058298/molinos-2011>

Trituradores giratorios. Un triturador giratorio puede considerarse como un triturador de mandíbulas troncocónicas, entre las cuales el material es triturado en algún punto en todo momento. Un cabezal cónico de trituración gira en el interior de una carcasa en forma de embudo abierta por su parte superior. Tal como muestra la Figura 6., el cabezal triturador está acoplado a un robusto eje pivotado en la parte superior de la máquina.

Una excéntrica acciona el extremo inferior del eje. Por tanto, en cualquier punto de la periferia de la carcasa, el fondo del cabezal de trituración se mueve hacia dentro y hacia fuera de la pared estacionaria. Los sólidos atrapados en el espacio en forma de V entre el

cabezal y la carcasa se van rompiendo sucesivamente hasta que salen por el fondo. El cabezal de trituración puede rotar sobre el eje y gira lentamente debido a la fricción con el material que se tritura.

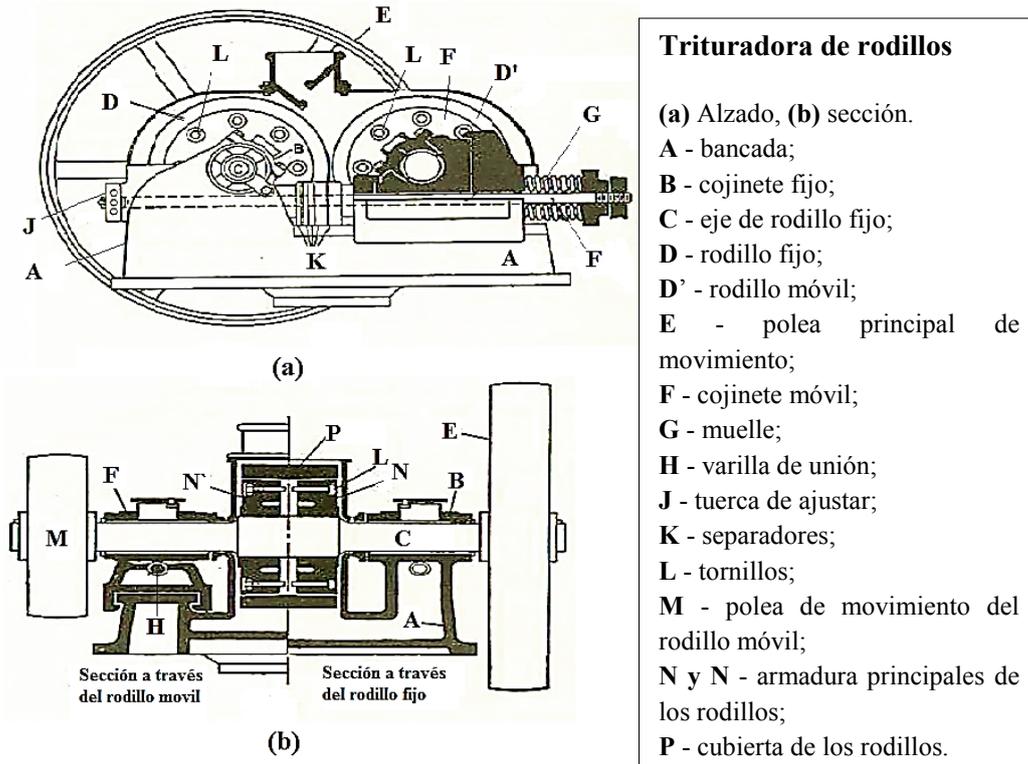
Figura 6. Triturador giratorio



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/85058298/molinos-2011>

Triturador de rodillos lisos. Los dos rodillos metálicos de superficies lisas, que giran sobre ejes horizontales paralelos, son los elementos activos del triturador que se representa en la Figura 7. Las partículas de la alimentación quedan atrapadas entre los rodillos, se rompen por compresión y caen por la parte inferior. Los dos rodillos giran uno hacia el otro con la misma velocidad. Los rodillos son relativamente estrechos y de gran diámetro de forma que pueden atrapar trozos moderadamente grandes.

Figura 7. Triturador de rodillos



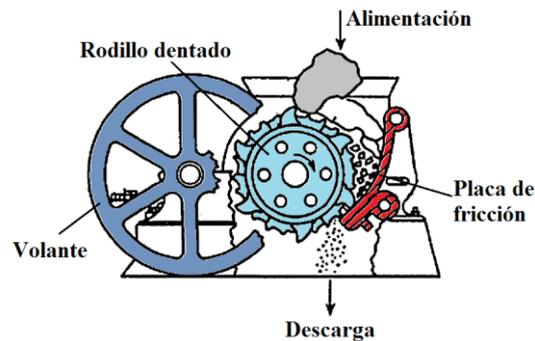
Fuente: <http://es.scribd.com/doc/85058298/molinos-2011>

Trituradores de rodillos dentados. En muchos trituradores de rodillos sus superficies están provistas de rugosidades, barras trituradoras o dientes. Tales trituradores pueden tener dos rodillos o solamente un rodillo que actúa frente a una placa estacionaria curvada. En la Figura 8., se representa un triturador de un solo rodillo dentado. Las máquinas conocidas como desintegradores contienen dos rodillos rugosos que giran a velocidades diferentes, o bien un pequeño rodillo de alta velocidad provisto de barras transversales sobre su superficie y que gira hacia un gran rodillo liso de baja velocidad.

Algunos rodillos para el tratamiento de alimentaciones gruesas están provistos de robustos dientes piramidales. Otros diseños utilizan un gran número de discos con pequeños dientes a modo de sierras de láminas del material. Los trituradores de rodillos dentados más versátiles que los de rodillos lisos, con la limitación de que no pueden tratar sólidos muy duros. Operan por compresión, impacto y cizalla, en vez de solamente por compresión como ocurre en el caso de máquinas de rodillos lisos. No están limitados por el problema de agarre o captura de la alimentación, por tanto, pueden tratar partículas mucho más grandes. El tamaño de la alimentación de estas máquinas puede ser tan grande

como (500 [mm]), y su capacidad asciende hasta 500 [ton/h]. (McCABE, y otros, 1991 págs. 902-906)

Figura 8. Triturador de rodillos dentados

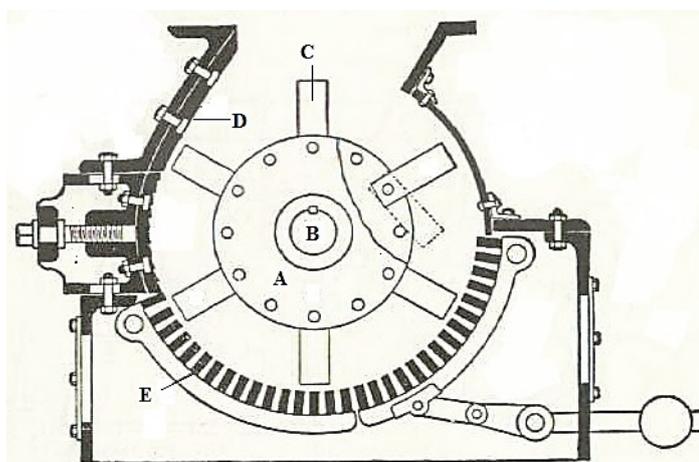


Fuente: <http://es.scribd.com/doc/85058298/molinos-2011>

2.3.2 Molinos. El término molino se utiliza para describir una gran variedad de máquinas de reducción de tamaño para servicio intermedio. El producto procedente de triturador con frecuencia se introduce como alimentación de un molino, en el que se reduce a polvo. Los principales tipos de molinos que se describen a continuación son los molinos de martillos e impactadores, máquinas de rodadura-compresión, molinos de frotación y molinos de volteo.

Molino de martillos. El molino de martillos actúa por efecto de impacto sobre el material a desintegrar. Figura 9.

Figura 9. Molino de martillos y sus partes



Molino de martillos
A - disco giratorio;
B - eje;
C - martillos;
D - platos
 quebrantadores;
E - barras de la criba.

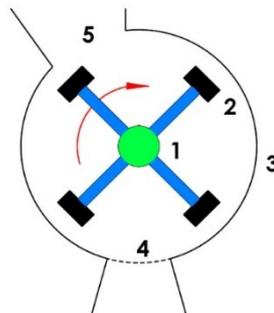
Fuente: <http://es.scribd.com/doc/85058298/molinos-2011>

En la Figura 10, puede verse un esquema del molino, el cual cuenta con una cámara de desintegración (3), con una boca de entrada del material en la parte superior (5) y una boca de descarga cerrada por una rejilla (4). En el interior de la cámara hay un eje (1), que gira a gran velocidad y perpendicularmente a él van montados articuladamente los elementos de percusión (martillos) (2) los cuales por la fuerza centrífuga que se genera al girar el eje, se posicionan perpendicularmente en posición de trabajo.

El material a moler ingresa por la boca de entrada (5) y por gravedad cae al interior de la cámara de desintegración, donde es golpeado por los martillos. Seguidamente choca contra la cámara de desintegración y nuevamente es golpeado por los martillos.

Esto ocurre sucesivamente hasta que alcanza un tamaño tal que puede pasar por el tamiz o criba de descarga (4). El tamaño de salida de los materiales triturados puede variarse cambiando el tamiz de salida.

Figura 10. Esquemas de un molino de martillos



Fuente: Autores

Los molinos de martillos se usan para triturar y pulverizar materiales que no sean demasiado duros o abrasivos.

Un molino de martillos tritura material que tiende a ser fácilmente reducido a pequeños pedazos, por medio de impactos contra un martillo rotatorio (el cual típicamente trabaja a 750 [rpm] y 1800 [rpm]).

Ventajas

- Produce un amplio rango de tamaño de partículas.
- Bajo costo de mantenimiento.

- Posee facilidad de operación.
- No requiere personal calificado.
- Equipo liviano y poco robusto.
- Puede tener sistema de clasificación incorporado.
- El material de salida es homogéneo, y no requiere sistemas adicional es para la evacuación de los mismos.
- Consta de elementos de fácil construcción por ende el costo de construcción no es alto.
- No produce contaminación por polvo con un sistema adecuado de recolección.
- No produce exagerada contaminación auditiva.

Desventajas

- Elevación temperatura.
- Puede haber atascamiento entre los martillos si la separación de los mismos no es la adecuada. (ARPI, y otros, 2012 págs. 86-92)

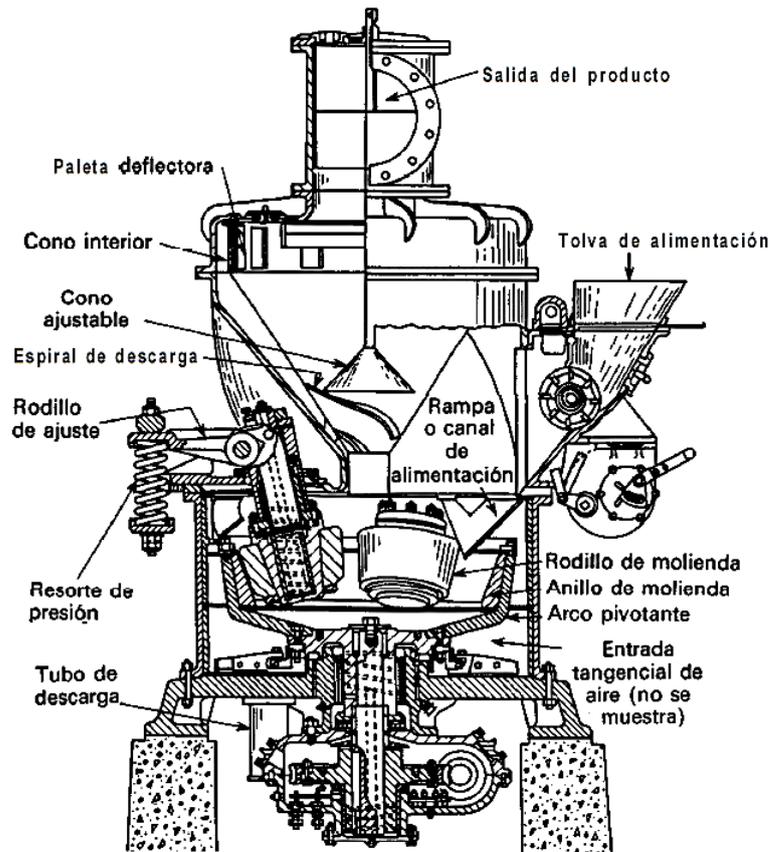
Molino de rodillos. En este tipo de molinos las partículas sólidas son captadas y trituradas entre un medio rodante y la superficie de un anillo o carcasa. Los tipos más frecuentes son los pulverizadores de rodadura-anillo, los molinos de rulos, y los molinos de rodillos. En el molino de rodillos que se ilustra en la Figura 11., los rodillos cilíndricos verticales presionan con gran fuerza hacia fuera, frente a un anillo estacionario, con la forma de una plaza de toros.

Giran con velocidades moderadas siguiendo un recorrido circular. Los trozos de sólidos son desplazados desde la solera del molino y llevados entre el anillo y los rodillos, donde tiene lugar la molienda. El producto es barrido fuera del molino por una corriente de aire hasta un separador-clasificador, desde el cual las partículas grandes retornan al molino para su posterior reducción. En un molino de rulos, y en algunos molinos de rodillos, gira la carcasa o el anillo, mientras que los rodillos rotan sobre ejes estacionarios, que pueden ser verticales u horizontales.

Los molinos de este tipo encuentran su principal aplicación en la molienda de piedra caliza, clinker de cemento y carbón. Pulverizan hasta 50 toneladas por hora. Cuando se utiliza clasificación, puede ser tan fino como que el 99 % pase a través de un tamiz de

200 mallas. (McCABE, y otros, 1991 págs. 907-909).

Figura 11. Esquema de un molino de rodillos



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/85058298/molinos-2011>

Ventajas

- Eficiencia de energía.
- Distribución uniforme del tamaño de la partícula.
- Bajo ruido y generación de polvo.

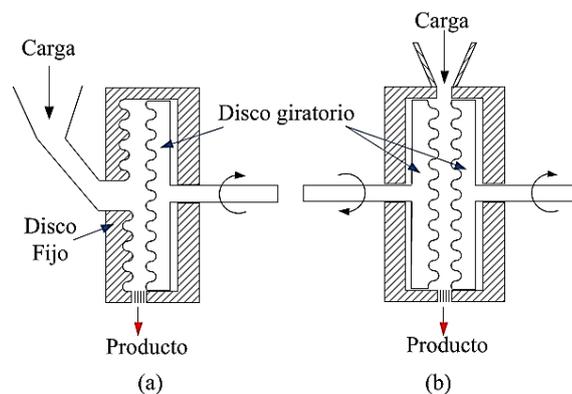
Desventajas

- La alimentación tiene que ser en tamaños medianos.
- Las partículas tienden a ser irregulares en forma y en dimensión.
- Pueden tener un costo inicial alto (dependiendo del diseño del sistema).
- Equipo pesado, robusto y de gran tamaño.
- Poca flexibilidad para variar la relación de reducción y capacidad de producción.
- Requiere sistemas complementarios.
- Complejo y altos costos de mantenimiento.
- Su manipulación tiene un grado de peligro para considerar. (ARPI, y otros, 2012)

págs. 84-86)

Molinos de discos de frotamiento. El molino de discos o fricción es un equivalente moderno de los antiguos molinos de piedra. Las piedras se sustituyen por discos de acero en los que se montan placas de molienda intercambiables ya sea metálica o abrasiva, que giran a velocidades muchos mayores, permitiendo con ello una gama más amplia de aplicaciones. Estas máquinas tienen un lugar especial en la molienda de materiales orgánicos resistentes, tales como la pulpa de la madera y harina de maíz. La molienda se lleva a cabo entre las placas que pueden operar en el plano vertical u horizontal. En la Figura 12, se indican dos tipos de molinos de discos.

Figura 12. Molino de discos. a) disco único; b) disco doble



Fuente: Autores

Molino de disco único (a). La materia prima pasa a través de la separación que existe entre un disco fijo, que es parte de la armadura, y un disco estriado que gira a gran velocidad. Como consecuencia de la intensa acción cizallante se produce la trituración de la carga.

La separación se puede variar según cuáles sean el tamaño de las materias de partida y las exigencias del producto.

Molino de disco doble (b). En los molinos de doble disco, uno de éstos puede estar en estado estacionario o ambos pueden rotar en direcciones opuestas. Su velocidad oscila entre 600 y 1500 [rpm]. Puede producir partículas de 50 [μm] con una distribución de frecuencia cerrada.

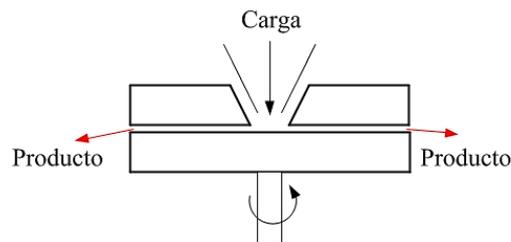
El tamaño de partícula se controla cambiando la velocidad, el espacio entre los discos y

la forma de las estrías de los discos.

Son útiles para materiales frágiles y duros con buen flujo; los que son herméticos con inyección de aire tienen la ventaja que el aire de entrada mantiene el material frío durante el proceso.

Molino de piedras. Es una clase muy antigua de molino de frotamiento con disco, utilizado principalmente para la molienda de harina, Figura 13.

Figura 13. Molino de piedras



Fuente: Autores

Se montan sobre un eje dos piedras circulares. La superior, que corrientemente es fija, tiene una boca de entrada de la carga, la inferior gira. La carga pasa por la separación entre las dos piedras. Los productos, una vez han experimentado la fuerza de cizalla desarrollada entre las dos piedras, se descarga por la arista de la piedra inferior. (BRENNAN, 1970 págs. 3-6)

Ventajas

- Primordial para molienda fina.
- Generalmente es de una fácil operación.
- Moderado consumo de energía.
- Fácil graduación de la granulometría al variar la distancia entre los discos.

Desventajas

- Es difícil regular el tamaño de partícula de acuerdo a la alimentación y separación de los discos.
- Su costo es elevado por la complejidad en su construcción.
- Baja producción por la configuración limitada de la cámara de molienda.
- Es necesario un adecuado control del sistema de alimentación.
- El desgaste de las estrías de los discos es acelerado, cuando se procesan materiales

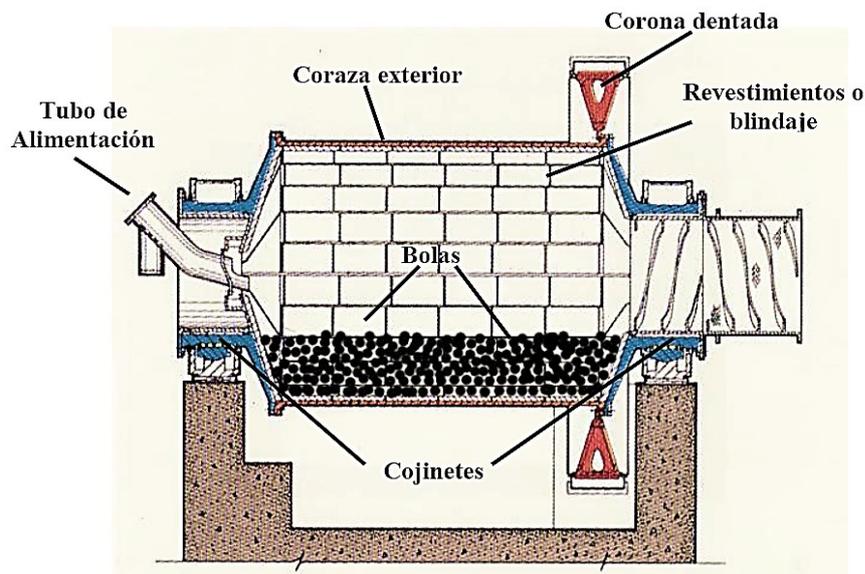
muy duros, con lo cual su vida útil se reduce.

- Alto costo de los discos.
- Equipo pesado y robusto.
- El tamaño de partículas no es homogéneo.
- Produce contaminación del producto final.
- Si se desea realizar una clasificación de granulometría tiene que realizarse otro proceso después del molido. (ARPI, y otros, 2012 págs. 83,84)

Molinos gravitatorios. Esta clase de molinos se utiliza ampliamente en muchas industrias de proceso de los alimentos para producir molienda fina. Existen dos tipos básicos: el de bolas y el de barras. (LUDEÑA, y otros, 2008 págs. 16-17)

Molino de bolas. El molino de bolas es una herramienta eficiente para la pulverización de muchos materiales en polvo fino, Figura 14, es un equipo ampliamente usado en las industrias del cemento, productos de silicato, nuevos tipos de materiales de construcción, materiales a prueba de fuego, fertilizantes químicos, metales negros y no ferrosos, vidrio, cerámicas, entre otros.

Figura 14. Molino de bolas



Fuente: http://ocw.bib.upct.es/pluginfile.php/5547/mod_resource/content/1/Tema_4_-_Molienda_I_.pdf

Cuenta con dos tipos de pulverización: el proceso seco y el proceso húmedo. Puede ser dividido en tipo tubular y tipo fluido de acuerdo con las diferentes formas de descarga del

material.

Este molino utiliza fuerzas de cizalla o impacto. Está formado por un cilindro giratorio horizontal que se mueve a poca velocidad con cierto número de bolas de acero.

Se van a emplear para obtener una granulometría de mineral comprendida entre 0-30 [μm] y 0-200 [μm].

A medida que gira el cilindro, las bolas se elevan por las paredes y caen sobre el producto a triturar que está ocupando el espacio libre entre las bolas. Las bolas resbalan entre sí produciendo el cizallamiento del producto. El tamaño de las bolas es variable, las bolas pequeñas proporcionan más puntos de contacto, pero las grandes producen un mayor impacto. Para una molienda eficaz no debe excederse la “velocidad crítica”: Velocidad crítica es la velocidad a la cual las bolas dentro de un molino empiezan a centrifugar. La velocidad óptima es el 75 % de la velocidad crítica. (ARPI, y otros, 2012 págs. 83-84)

Ventajas

- Granulometría variada.
- Puede ser alimentado con material de tamaño relativamente grande.
- Trabaja con materiales húmedos y secos.
- El material molido tiene granulometría homogénea.
- Útil para productos oxidables o explosivos
- Pulverizar materiales estériles (previa esterilización de la cámara)

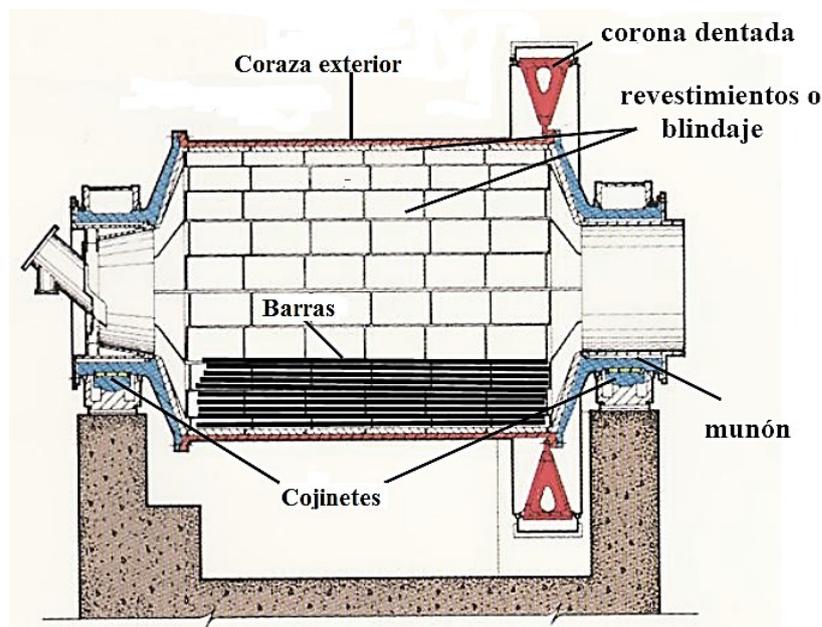
Desventajas

- Es ruidoso.
- Relativamente grande.
- Elevado consumo energético
- Para obtener una granulometría fina se necesita que el material permanezca mucho tiempo en el molino.
- El proceso de molienda se realiza por cargas.
- El recubrimiento interior es costoso.
- La clasificación del material en caso de ser necesaria es externa al sistema.
- El material no se distribuye bien en toda el área de molido.
- El mantenimiento de esta maquinaria lleva largos tiempos de parada.

Molinos de barras. Estos molinos son una variante de los molinos de bolas, ya que en ellos se reemplazan las bolas por barras de acero, Figura 15. Las fuerzas de impacto y fricción juegan todavía su papel, pero el efecto de las de impacto es menos pronunciado.

Se recomienda utilizar molinos de barras con sustancias pegajosas con las que las bolas pueden quedar adheridas a la masa de la carga. Las barras tienen la longitud del molino, y como en el caso de las bolas ocupan un 50% del volumen del molino.

Figura 15. Molino de barras



Fuente: http://ocw.bib.upct.es/pluginfile.php/5547/mod_resource/content/1/Tema_4_-_Molienda_I_.pdf

Molinos de ultrafinos. Muchos productos comerciales han de contener partículas con un tamaño comprendido entre 1 y 20 $[\mu m]$, y que todas las partículas pasen esencialmente a través de un tamiz estándar de 325 mallas, cuya anchura de las aberturas es 44 $[\mu m]$.

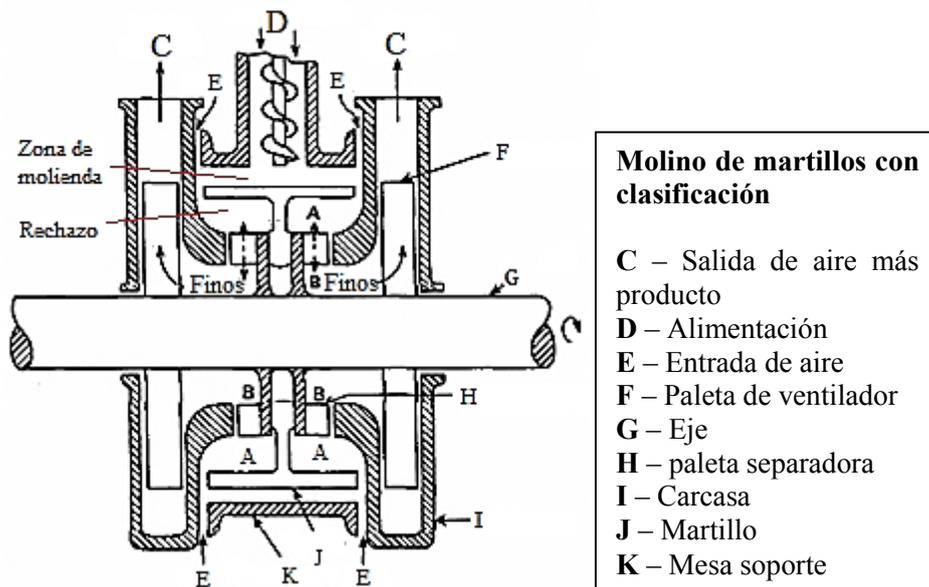
La molienda ultrafina de polvos secos se realiza con equipos tales como molinos de martillos de alta velocidad provistos de un sistema de clasificación interna o externa, y con molinos de chorro o que utilizan la energía de un fluido. La molienda ultrafina en húmedo se realiza en molinos agitados.

Molinos de martillos con clasificación. El Mikro - Atomizer que se representa en la

Figura 16, es un molino de martillos con clasificación interna.

Un conjunto de martillos giratorios está acoplado entre dos discos rotores, esencialmente igual que en un molino de martillos convencional. Además de los martillos, el eje rotor lleva dos ventiladores que impulsan aire a través del molino en la dirección que se muestra en la figura y que descarga en conductos que acaban en los colectores de producto. Sobre los discos rotores hay unas cortas aspas radiales para separar las partículas de tamaño superior a las deseadas. En la cámara de molienda las partículas del sólido se mueven con una elevada velocidad rotacional. Las partículas gruesas se concentran a lo largo de la pared de la cámara debido a la fuerza centrífuga que actúa sobre ellas.

Figura 16. Molino de martillos con clasificación



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/85058298/molinos-2011>

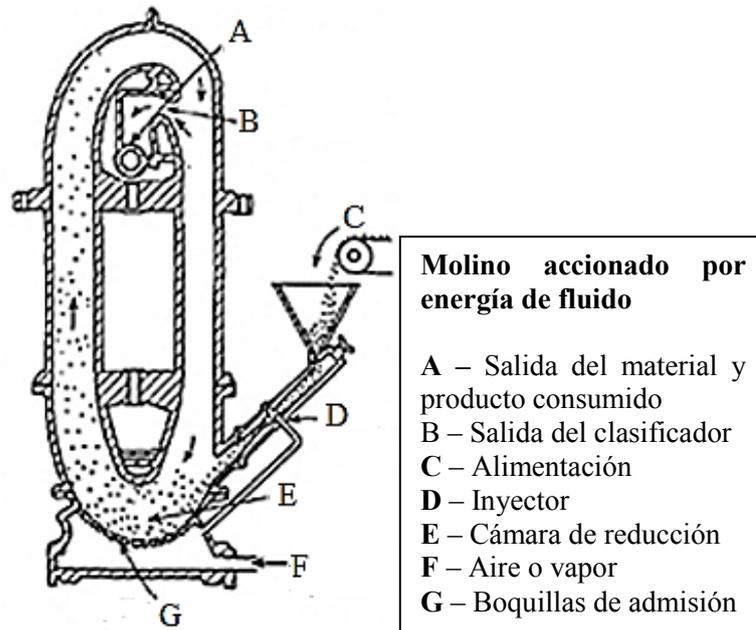
La corriente de aire transporta las partículas más finas desde el interior de la cámara de molienda hacia el eje en la dirección AB. Las aspas del separador tienden a arrojar las partículas hacia fuera en la dirección BA. El que una determinada partícula pase o no entre las aspas del separador y llegue hasta el punto de descarga depende de cuál sea la fuerza que predomine: la fuerza de rozamiento ejercida por el aire o la fuerza centrífuga ejercida por las aspas. Las partículas aceptablemente finas pasan a través mientras que las partículas demasiado grandes son devueltas hacia atrás para su posterior reducción en la cámara de molienda.

Molinos que utilizan la energía de un fluido. En la Figura 17, se representa un típico

molino que utiliza la energía de un fluido.

En estos molinos las partículas sólidas están suspendidas en una corriente gaseosa y son transportadas a alta velocidad siguiendo un camino circular o elíptico. Parte de la reducción de tamaño se produce cuando las partículas chocan o friccionan contra las paredes de la cámara, pero la mayor parte de la reducción tiene lugar como consecuencia de la frotación entre las partículas. La clasificación interna mantiene las partículas más grandes en el molino hasta que se reducen al tamaño deseado.

Figura 17. Molino accionado por energía de fluido



Fuente. <http://es.scribd.com/doc/85058298/molinos-2011>

En el molino que se representa en la Figura 17, la cámara de molienda es un lazo oval de tubería de (25 a 200) [mm] de diámetro y de (1,2 a 2,4) [m] de altura. La alimentación entra cerca del fondo del lazo oval a través de un inyector de venturi. La clasificación de las partículas molidas tiene lugar en el codo superior del lazo. Cuando la corriente gaseosa circula a través de este codo a alta velocidad, las partículas más gruesas son arrastradas hacia fuera chocando contra la pared exterior, mientras que las finas se congregan en la pared interior. Una abertura de descarga situada en la pared interior en este punto conduce hasta un separador de ciclón y un colector de bolsa para la recogida del producto.

Molinos agitados. Para algunas operaciones de molienda ultrafina se utilizan pequeños molinos discontinuos no rotatorios que contienen un sólido como medio de molienda.

Dicho medio consiste en elementos sólidos duros tales como bolas, pellets o granos de arena.

Estos molinos son recipientes verticales de 1 a 300 galones (2 a 1200) [l] de capacidad, que están llenos con un líquido en el que se encuentra suspendido el medio de molienda.

En algunos diseños esta carga se agita con un rodete de múltiples palas; en otros, que se utilizan especialmente para la molienda de materiales duros (tales como sílice o dióxido de titanio), una columna central alternativa hace vibrar el contenido del recipiente con una frecuencia de unos 20 [Hz].

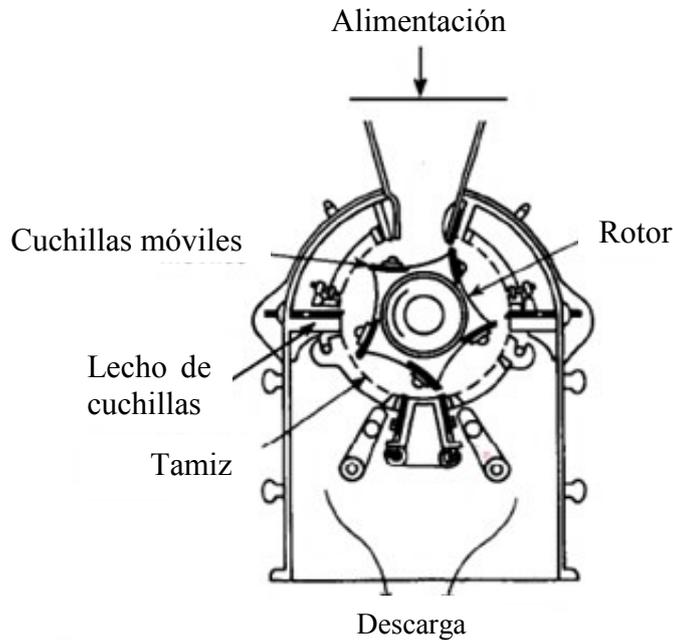
Los molinos agitados son especialmente útiles para la obtención de partículas con un tamaño de 1 [μm] o más finas. (McCABE, y otros, 1991 págs. 914-917)

2.3.3 Máquinas de corte. En algunos problemas de reducción de tamaño la alimentación es demasiado tenaz o demasiado elástica para poder ser troceada por compresión, impacto o frotación. En otro tipo de casos la alimentación ha de reducirse a partículas de dimensiones fijas.

Estos requerimientos se pueden cumplir con dispositivos que cortan, pican o desgarran la alimentación en un producto con las características deseadas. Las verdaderas máquinas cortadoras comprenden las cortadoras de cuchillas rotatorias y los granuladores. Estas máquinas encuentran aplicación en una gran variedad de procesos pero se adaptan especialmente bien a los problemas de reducción de tamaño en la industria del caucho y de plásticos.

Cortadoras de cuchillas. Una cortadora de cuchillas rotatorias, como la que se representa en la Figura 18, consta de un rotor horizontal que gira de 200 a 900 [rpm] en el interior de una cámara cilíndrica. Sobre el rotor van acopladas de 2 a 12 cuchillas con extremos de acero que pasan muy próximas sobre 1 a 7 cuchillas estacionarias.

Figura 18. Máquina cortadora de cuchillas



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/85058298/molinos-2011>

Las partículas de alimentación entran en la cámara por la parte superior, son cortadas varios centenares de veces por minuto y salen a través de un tamiz situado en el fondo con aberturas de 5 a 8 [mm]. A veces las cuchillas móviles son paralelas a las cuchillas fijas; otras veces, dependiendo de las propiedades de la alimentación, ambas cuchillas se encuentran formando un ángulo. (McCABE, y otros, 1991 págs. 917-918)

2.4 Equipos de regulación y dosificación de la materia prima

Los dosificadores son dispositivos utilizados para regular el despacho del producto en las diferentes etapas de un proceso o para regular la entrada de la materia prima a un proceso; están compuestos por servomotores, motores eléctricos, electroimanes, cilindros neumáticos y reguladores.

Se distinguen tres clases de dosificadores:

- De sólidos secos y sólidos en polvo.
- De líquido
- De gas

Considerando el material que se procesara para este proyecto solo se analizara la clasificación de los dosificadores para sólidos secos.

2.4.1 *Dosificadores de sólidos secos y sólidos en polvo.* Existen dos tipos de dosificadores:

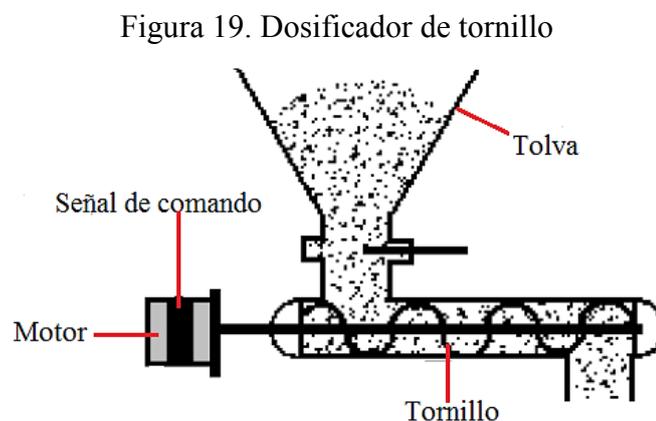
2.4.1.1 *Los dosificadores volumétricos.* Estos sistemas son alimentados por tolvas dotadas con un agitador de paleta para asegurar una alimentación uniforme e impedir que el producto se aglomere o se formen cúmulos y vacíos.

Los mecanismos de dosificación más conocidos y utilizados son los siguientes:

- Dosificadores de tornillo.
- Dosificadores de compuerta rotativa.
- Dosificadores de banda rodante.

La elección de un tipo de dosificador volumétrico está en función de la naturaleza de la sustancia, de su fluidez y del rango de la dosis necesaria.

Dosificadores de tornillo. La Figura 19, es un esquema simplificado de un dosificador, el elemento principal es un tornillo situado en la parte inferior de la tolva de alimentación y que libera un volumen determinado de producto en cada vuelta.



Fuente: <http://www.acrison.com/jet-s.htm>

La velocidad de giro del tornillo está dada por un sistema de reducción de velocidad (por

engranajes o bandas) agregado a un motor eléctrico o por el acoplamiento del motor a un variador de velocidad.

El requerimiento en la dosificación de la sustancia es directamente proporcional a la velocidad del motor. Este mecanismo puede estar en funcionamiento de manera intermitente o continua.

Este tipo de dosificador es el más utilizado dentro de su clase ya sea por la naturaleza de un producto o por las necesidades en la dosificación y no por la exactitud en el ingreso de la sustancia.

Ventajas

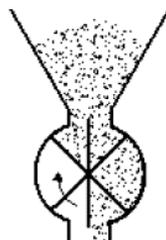
- Funcionamiento sin generación de polvo.
- Cuidadosa manipulación del producto.
- Simplicidad de funcionamiento.
- Facilidad y bajo costo de mantenimiento.

Desventajas

- No se pueden transportar materiales frágiles, delicados o muy abrasivos.
- Mayores requerimientos de potencia.
- De acuerdo con la capacidad requerida, la implementación de un sistema como este representa un gasto innecesario.
- Poca exactitud en la dosificación.

Dosificador de compuerta rotativa. Como se muestra en la Figura 20, la compuerta rotativa que constituye el elemento principal de este dosificador de construcción simple y robusta, es sin embargo menos preciso que el mecanismo de tornillo.

Figura 20. Dosificador de compuerta rotativa

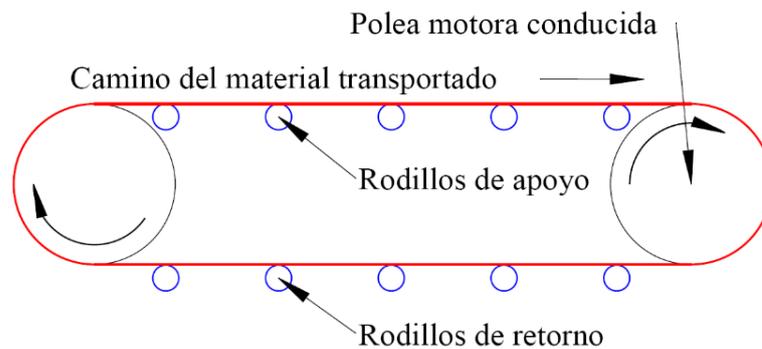


Fuente. http://formacion.desarrollando.net/cursosFiles/Formación /Curso_38 0 /Ud 11_operaciones_de_transporte.pdf

Para controlar la velocidad del motor son equipados con una caja reductora o con un variador de velocidad, que permite controlar el movimiento de la compuerta el despacho del producto.

Dosificadores de banda rodante. Este equipo se mueve accionada por dos rodillos situados en sus extremos, y sobre la cual se transporta los sólidos. Tiene la ventaja de su bajo consumo energético y sencillo mantenimiento. Sin embargo, no son aptas en general para productos pulverulentos, aunque pueden construirse cerradas para reducir la pérdida de material, ni pueden trabajar con pendientes superiores a $(20 \text{ a } 25) [^\circ]$. Figura 21.

Figura 21. Cinta o banda transportadora

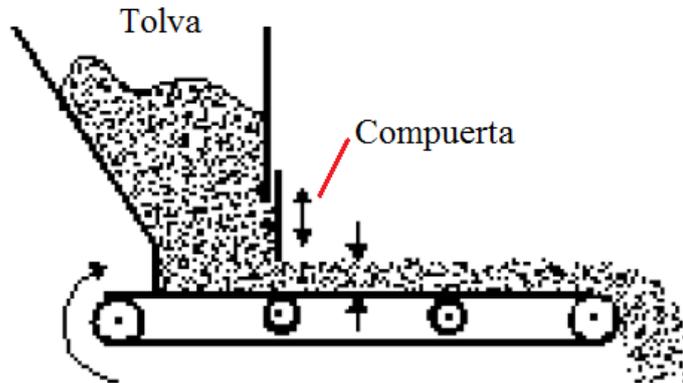


Fuente: Autores

El principio de funcionamiento del dosificador de banda se muestra en la Figura 22, su despacho es determinado por dos parámetros:

- **Primer parámetro:** Variar la velocidad de la banda.
- **Segundo parámetro:** modificando la cantidad de producto que pasa a la banda por la regulación de la compuerta a la salida de la tolva.

Figura 22. Dosificador de banda rodante



Fuente: [http://formacion.desarrollando.net/cursosFiles/Formaci3n/Curso o_38 0 /Ud 11_operaciones_de_transporte.pdf](http://formacion.desarrollando.net/cursosFiles/Formaci3n/Curso_o_38_0/Ud11_operaciones_de_transporte.pdf)

Este dosificador relativamente simple no conviene para los s3lidos de car3cter fundible ya que puede traer problemas de estancamiento.

Ventajas

- Permiten transportar una variedad grande de materiales.
- Tiempo de transporte

Desventajas

- Funcionamiento con generaci3n de polvo.
- Requiere mantenimiento amplio ya que la mayor parte de sus elementos est3n sujetos a desgaste, as3 como tambi3n labores de lubricaci3n espec3ficas.

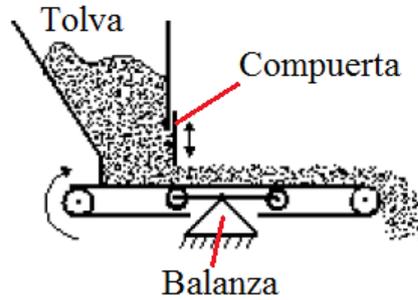
2.4.1.2 Dosificador gravim3trico. Estos sistemas de dosificadores gravim3tricos son m3s precisos que los volum3tricos, puesto que la variaci3n de masa volum3trica aparentemente no influye en la dosis de despacho; los m3s utilizados son:

- Dosificadores gravim3tricos de banda.
- Dosificadores por p3rdida de peso.

Dosificadores gravim3tricos de banda. En la Figura 23, se presenta el funcionamiento que es semejante a un dosificador volum3trico de banda rodante sin embargo hay un control continuo del despacho de la masa del producto, por la ponderaci3n de la cinta

transportadora al mismo tiempo.

Figura 23. Dosificadores gravimétricos de banda

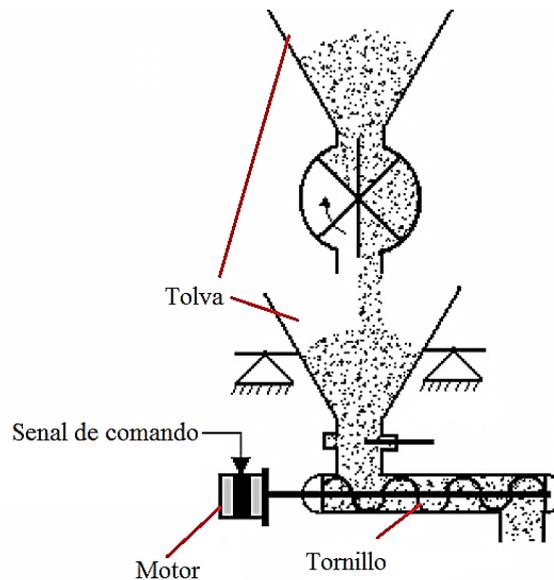


Fuente: http://formacion.desarrollando.net/cursosFiles/Formación /Curso o_38 0 /Ud 11_operaciones_de_transporte.pdf

Mediante el control de la velocidad de la banda y de la posición de la compuerta a la salida de la tolva determinan la cantidad del producto sobre la banda, el controlador maneja estos parámetros de acuerdo a la cantidad de producto a dosificar.

Dosificador de pérdida de peso. En estos sistemas de dosificación la mayoría de los dosificadores volumétricos pueden ser adaptados y transformados en dosificadores gravimétricos por pérdida de peso como se muestra en la Figura 24. (ACRISON, 2013)

Figura 24. Dosificador gravimétrico por pérdida de peso

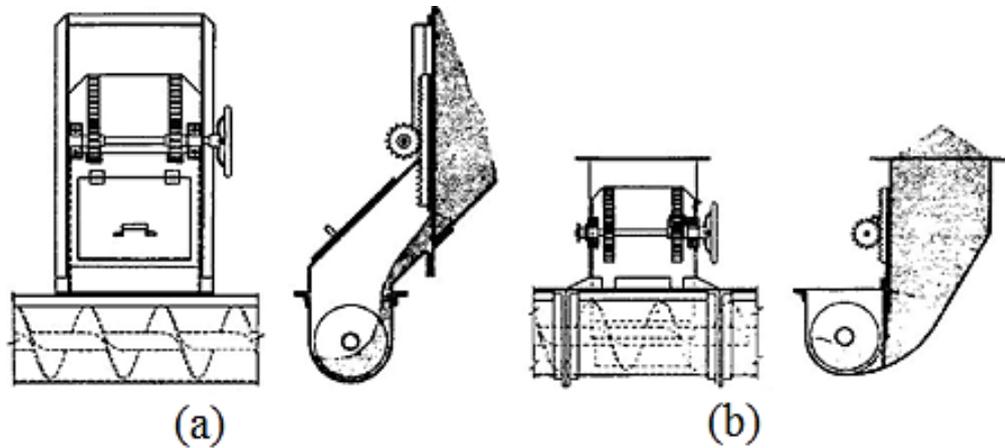


Fuente: http://formacion.desarrollando.net/cursosFiles/Formación /Curso_38 0 /Ud 11_operaciones_de_transporte.pdf

2.4.1.3 Sistema dosificador de caída por gravedad. Las compuertas de cremallera y piñón Figura 25, son apropiadas para el flujo libre, los materiales en tolvas, depósitos,

tanques o silos y, asimismo, como compuertas de entrada lateral para materiales pesados o con terrones.

Figura 25. Dosificadores de caída por gravedad



Fuente: PERRY, R. Manual del Ingeniero Químico, 1992, pág. 7.9

La Figura 25 (a), se ilustra una compuerta de tolva y (b) una compuerta lateral usadas típicamente para la alimentación y regulación de material a tornillos sin fin.

Ventajas

- Simplicidad en el diseño
- Bajo costo de mantenimiento
- Tiempo de alimentación.
- Operación

Desventajas

- La presencia de polvo se hace presente, pero se puede minimizar utilizando métodos de sellado.
- No recomendable para materiales de tamaño irregular. (PERRY, 1992 pág. 7.9)

CAPÍTULO III

3. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

3.1 Estudio de alternativas para la molienda

Antes de seleccionar las posibles alternativas de solución, se debe conocer las principales características para poder resolver el problema con buen criterio.

Estas características son:

Capacidad. Uno de los parámetros importantes es la cantidad de materia prima por unidad de tiempo que la empresa “G&G FUEGOS ARTIFICIALES” tiene que procesar para satisfacer la necesidad actual y considerando también un aumento de su producción en un futuro.

El objetivo es transformar el carbón vegetal en bruto que se vende en el mercado en carbón molido o pulverizado.

Basado en la producción actual de la empresa se estima un consumo promedio de 50 [kg/h] con una carga de trabajo 3 días a la semana con una jornada de trabajo de 8 horas por día.

Relación de reducción. Considerando el uso del carbón molido, para la fabricación de pólvora se requiere que el tipo de molienda este en el rango de media y fina. Para determinar este parámetro se hace un ensayo de granulometría:

Se analiza una muestra de carbón molido tomada de la empresa “G&G FUEGOS ARTIFICIALES” de 100 gramos, la cual se hace pasar a través de una serie de tamices normalizados y que pueden corresponder a las series: internacional ISO, americanas Tyler o ASTM, británica, etc. De lo cual se tiene:

Masa de carbón molido analizado: 100 [g]

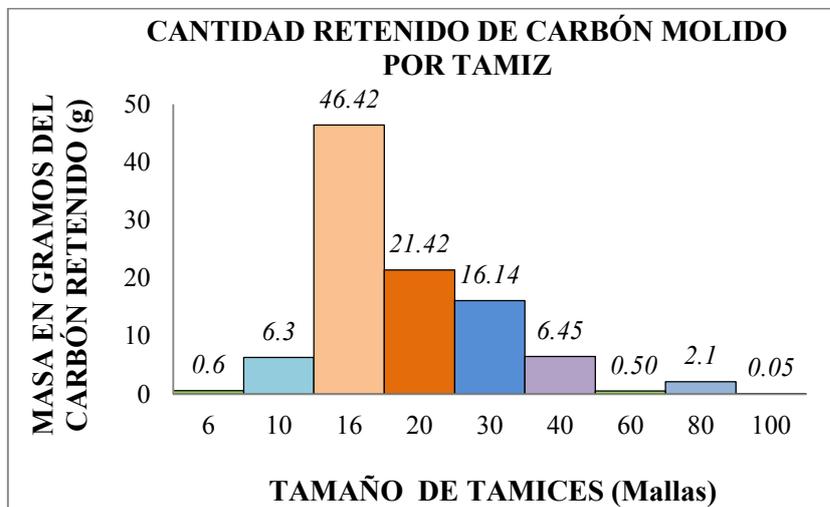
Tabla 3. Granulometría de carbón molido

Tamiz (malla)	Masa de carbón retenido (g)
6	0.60
10	6.30
16	46.42
20	21.42
30	16.14
40	6.45
60	0.50
80	2.10
100	0.05
Fondo	0.00
TOTAL	99.98

Fuente. Autores

Realizando una representación gráfica de los resultados obtenidos se tendrá una visión más amplia del rango de concentración de datos, con los cuales se determinara nuestros límites aproximados del tamaño de grano requerido.

Figura 26. Tamaño de carbón molido



Fuente. Autores

En la Figura 26, se observa los rangos en los cuales hay mayor concentración de la masa de carbón molido los cuales nos orienta a determinar los rangos en los cuales debe trabajar nuestro molino a seleccionar.

Estos rangos corresponden aproximadamente a una abertura de malla según la escala de

tamices estándar Tyler de (6 y 100) mallas. Tabla 4.

Para el diseño se considerara molinos que entreguen el material molido entre 10 y 80 mallas considerando los dos valores extremos no relevantes.

Tabla 4. Escala de tamices estándar Tyler

Mallas	Abertura De malla, mm.	Abertura Aprox. Pulg.	Diámetro Del hilo, cm
	26.67	1	0.3759
+	22.43	7/8	0.3429
	18.85	3/4	0.3429
+	15.85	5/8	0.3048
	13.33	1/2	0.2667
+	11.20	7/16	0.2667
	9.423	3/8	0.2336
1 1/2 +	7.925	5/16	0.2235
3	6.680	1/4	0.1778
2 1/2 +	5.613	7/32	0.1651
4	4.699	3/16	0.1651
5 +	3.962	5/32	0.1117
6	3.327	1/8	0.0914
7 +	2.794	7/64	0.0833
8	2.362	3/32	0.0812
9 +	1.981	5/64	0.0838
10	1.651	1/16	0.0889
12 +	1.397		0.0711
14	1.168	3/64	0.0635
16 +	0.991		0.0596
20	0.883	1/32	0.0436
24 +	0.701		0.0358
28	0.589		0.0317
32 +	0.495		0.0299
35	0.417	1/64	0.0309
42 +	0.351		0.0254
48	0.295		0.0233
60 +	0.246		0.0177
65	0.208		0.0182
80 +	0.176		0.0142
100	0.147		0.0106
115 +	0.124		0.0096
150	0.104		0.0066
170 +	0.088		0.0060
200	0.074		0.0053

Fuente: http://materias.fi.uba.ar/7202/MaterialAlumnos/03_reducci3n_de_tamano.pdf

Esta escala de tamices está basada en una abertura de 0,0029 [in]. (0,074 [mm]) que es la abertura de la tamiz patrón de 200 mallas y 0,0021 [in]. (0,053 [cm]) de diámetro del hilo, tal como ha sido adoptada por la National Bureau of Standards.

Flexibilidad. Es un aspecto que hay que tomar en cuenta ya que se refiere a la posibilidad de que la máquina de molienda pueda variar con facilidad la reducción de tamaño pudiendo tener diferentes tipos de molienda en caso sea, dándole así un valor agregado a la misma.

Tamaño y peso. Se refiere básicamente en las dimensiones del molino ya que de ello va a depender la facilidad para poder transportarlo en caso de que sea necesario.

Dureza de la materia prima. Es muy importante analizar la materia prima, la cual va a ser molida en este caso se trata de carbón vegetal el cual en su estado seco y forma irregular tiene la clasificación de ser un elemento duro pero frágil.

Manejo. Debe ser fácil de operarlo con la finalidad de que exista una capacitación mínima del operario y desarrollar su actividad en forma segura.

Mantenimiento. La materia prima es de carácter abrasivo por lo cual es necesario realizar una adecuada limpieza de los elementos después de cada jornada de trabajo para evitar la formación de pastas que puedan repercutir en un pronto deterioro de los mismos.

Además el equipo deberá tener fácil acceso a los elementos que requieran mantenimiento y no tener costos elevados para realizarlo.

Seguridad. En el manejo del equipo no debe existir ningún tipo de peligro para el operario ni para las personas que se encuentren alrededor de manera que no exista posibilidad de accidentes.

Vida útil. El equipo debe ser diseñado para que tenga una vida útil de operación de 10 años aproximadamente, con lo cual todas las perspectivas económicas a su alrededor sean factibles.

Consumo de energía. Uno de los objetivos de este proyecto es obtener el producto al menor costo posible, derivándose la necesidad de consumir la menor cantidad de energía.

Costo de construcción. Considerando que no es grande la capacidad requerida, que su funcionamiento será semiautomático y que se lo construirá con materiales de fácil adquisición en el mercado nacional; la inversión no será elevada lo que permitirá construirlo sin problema.

Una vez conocidas las características podemos seleccionar las mejores alternativas de los diferentes tipos de molinos.

Se analizará de manera general las ventajas y desventajas de las posibles soluciones

estudiadas en el capítulo anterior y de acuerdo a la ponderación de los parámetros más relevantes, se realizará la selección de la alternativa que más convenga para el diseño.

3.1.1 Selección de la alternativa adecuada para la molienda. Según los parámetros analizados en la sección 3.1 se crea una matriz de decisión donde los compararemos según los requerimientos y necesidades del material que deseamos obtener para así elegir el equipo óptimo para la molienda del carbón vegetal.

Cabe indicar que la elaboración de la matriz se hará tomando en consideración las necesidades de la empresa “G&G FUEGOS ARTIFICIALES”, las cuales se consideraran en los parámetros de decisión indicados en la Tabla 5.

Tabla 5. Matriz de decisión para el equipo óptimo para la molienda

MATRIZ DE DECISIÓN				
Parámetros de decisión	Alternativas			
	1	2	3	4
Capacidad	B	C	A	C
Granulometría	A	C	B	A
Costo de construcción	B	B	A	B
Humedad del producto a procesar	A	B	B	B
Tamaño del material de alimentación	A	B	B	B
Tamaño del equipo	C	B	A	B
Contaminación por polvo	A	B	B	B
Contaminación por ruido	C	B	B	B
Facilidad de mantenimiento	C	B	A	B
Continuidad de alimentación	C	A	B	A
Seguridad	A	C	A	B
RESULTADO	64	49	80	56

Fuente: Autores

Correspondencia de calificación:

A = 10 puntos. (Óptimo)

B = 5 puntos. (Medio)

C = 1 punto. (Bajo)

Resultados:

Molino de bolas = 64 puntos.

Molino de rodillos = 49 puntos.

Molino de martillos = 80 puntos.

Molino de discos = 56 puntos.

En la Tabla 5, de decisión las casillas marcadas con la ponderación mostrada representan que el molino cumple adecuadamente, medianamente y deficientemente con las exigencias que se desea para obtener un producto con las especificaciones mencionadas anteriormente.

Por las alternativas planteadas según las ventajas y desventajas que estas presentan seleccionamos el molino de martillos.

El molino seleccionado tiene bajo costo, buen rendimiento, calidad de molienda aceptable, es de construcción sencilla como las operaciones de mantenimiento son simples y los costos son bajos, no requiere personal altamente calificado para operar.

3.2 Estudio de alternativas de alimentación de la carga

Para seleccionar el sistema dosificador adecuado se deben tener en cuenta los siguientes aspectos:

Contaminación ambiental (polvo). Se analiza las características (naturaleza) del material a transportar, tales como tamaño, dureza, abrasividad, humedad, temperatura, etc. Además de la forma y lugar de carga y de descarga del equipo.

Elementos tecnológicos. Se refieren a:

- Distancia y dirección de la alimentación (vertical, horizontal, oblicua).
- El consumo energético del equipo
- Costos en la implementación y construcción del equipo

Tiempo de alimentación. Determinará la cantidad horaria a alimentar.

Nivel de preparación para operación. Seguridad de operarios (de la planta en general y que atienden el equipo en particular).

Área de implementación. Tamaño del equipo.

Mantenimiento. Costo y frecuencia de mantenimiento

Disponibilidad en el mercado. Grado de dificultad en la adquisición o fabricación de los elementos constitutivos.

Una vez conocidas las características y los aspectos de selección, podemos plantear las mejores alternativas para la selección del dosificador- regulador de la materia prima.

3.2.1 Selección de la alternativa más adecuada para la dosificación. Una vez que el carbón ha sido evaluado, es importante determinar un sistema de alimentación que sea flexible y nos brinde las mayores ventajas (ver Tabla 6).

Tabla 6. Matriz de decisión para el sistema óptimo de dosificación

MATRIZ DE DECISIÓN				
Parámetros de decisión	Alternativas de dosificación			
	1	2	3	
Contaminación Ambiental	0	1	0	
Elementos Tecnológicos	1	0	0	
Tiempo de alimentación	1	1	0	
Nivel de preparación para operación	1	1	1	
Área de implementación	1	0	0	
Gastos en mantenimiento	1	1	0	
Disponibilidad en el mercado	1	1	1	
Suma	6	5	2	13
Porcentaje	46,1%	38,5%	15,4%	100%
Observación	1	Ventaja		
	0	Desventaja		

Fuente: Autores

Para la selección se analizaron tres tipos de sistemas que nos permiten transportar el carbón como son: bandas transportadoras, tornillos sin fin y de caída por gravedad, como resultado se obtuvo que el *dosificador de caída por gravedad* presenta una ventaja del 46.1% con respecto a los otros sistemas de dosificación, de esta manera se decidió implementarlo con la finalidad de alimentar de carbón al molino de forma satisfactoria.

CAPÍTULO IV

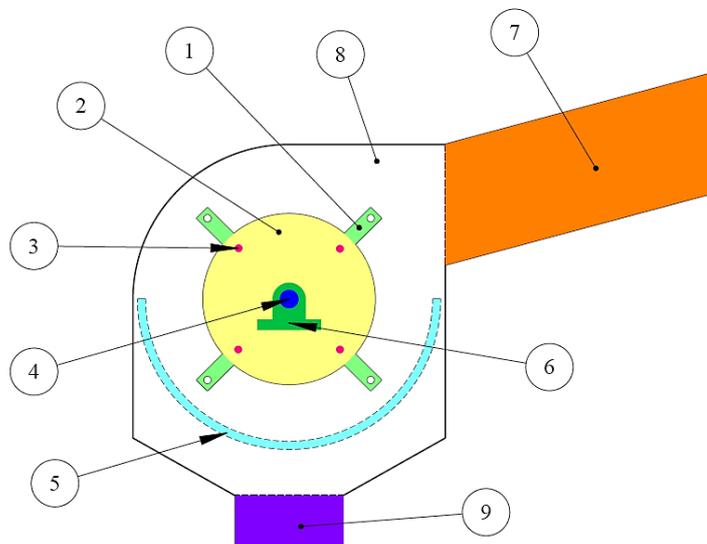
4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA MÁQUINA

4.1 Generalidades

Cada uno de los elementos que conforma el molino de martillos varía de acuerdo al material a moler y las consideraciones que el fabricante plantee. Es importante mencionar estos aspectos ya que el mismo molino puede ser diseñado de forma diferente, por lo tanto es necesario comprender el funcionamiento de todos los elementos que lo componen.

Las máquinas trituradoras tipo martillo, están compuestas de manera general por los siguientes elementos:

Figura 27. Esquema del molino



1. Martillo, 2. Volante, 3. Eje porta martillos, 4. Eje motriz, 5. Criba o tamiz, 6. Soportes - rodamientos, 7. Tolva de alimentación, 8. Cámara de molienda o carcasa, 9. Tolva de descarga del producto.

Fuente: Autores

El diseño del molino empieza con la determinación de la capacidad de trituración por hora de carbón; dentro de este punto los datos obtenidos en el capítulo anterior serán de

gran importancia.

4.2 Parámetros funcionales

4.2.1 Producción requerida. La capacidad de molienda es el primer parámetro que se requiere para el diseño del molino. Este valor (determinado por el Gerente de Producción de la empresa “G&G FUEGOS ARTIFICIALES”), es de 50 [Kg] por hora.

Tomando en cuenta la necesidad de la empresa se ha pensado para el diseño del equipo una mayor capacidad de producción lo que le permitirá a la empresa aumentar si requiere la producción. En el diseño se considerará una capacidad de 200 [Kg] por hora para cumplir una futura demanda de la empresa.

4.2.2 Dimensiones del material. Este parámetro es muy importante ya que a mayor tamaño del material de entrada mayor será el requerimiento de energía para la molienda. La empresa “G&G FUEGOS ARTIFICIALES” garantiza un carbón de pino clasificado. Pero si se considera la forma del carbón que es muy irregular se deberá determinar una dimensión equivalente.

Tomando muestras del carbón procesado en la empresa se considera recomendaciones bibliográficas para determinar este parámetro.

Según Walter H. Duda sugiere tomar la *longitud máxima* que presentan los terrones teniendo en cuenta esta recomendación se considerará un valor de longitudes máximas entre (3 y 4.5) [cm]. (DUDA H., 2007 pág. 27)

4.2.3 Tamaño del producto requerido. La finalidad es obtener un material molido que este dentro de la necesidad la empresa, con granulometría entre fina y media con un tamaño del producto menor a 1.000 [mm]. Cabe indicar que este valor fue determinado mediante ensayo de granulometría descrito en el capítulo anterior.

4.2.3.1 Selección de la criba. Se seleccionará una criba con perforaciones circulares de fácil adquisición en el mercado siendo el diámetro máximo de 1 [mm], sin que esto afecte el requerimiento de la empresa; se construirá en acero inoxidable para garantizar que las perforaciones no se obstruyan considerando las características del carbón y el tamaño de

los agujeros se podría generar oxido en ellos lo que provocaría una obstrucción para la salida del producto. Las características de la criba se muestran en el Anexo U.

Las dimensiones de la criba se determinaran en función del diámetro del rotor y el tamaño del mismo molino y se mostraran en los planos respectivos.

4.3 Cálculo de la potencia requerida

La potencia necesaria para realizar la molienda del material es calculada en base al caudal de alimentación (Q) y del grado de desmenuzamiento (i_d), esta expresada en la siguiente ecuación empírica, (DUDA H., 2007 pág. 45):

$$P_m = (0.1 \text{ a } 0.15) \cdot i_d \cdot Q \quad (2)$$

Dónde:

P_m : Potencia necesaria para el molido, en [Kw]

Q : Caudal o flujo másico de entrada, en [Ton/h]

i_d : Grado de Desmenuzamiento, adimensional.

Tomando la ec. (1), analizada en el capítulo 2 se tiene:

$$i_d = \frac{D_{m\acute{a}x}}{d_{m\acute{a}x}}$$

Las partículas que ingresan al proceso de molienda poseen dimensiones casi similares por ser el material clasificado, siendo la de mayor tamaño de 45 [mm]; para este cálculo también no se ha considerado la posibilidad de ingresar pedazos más grandes debido a que la empresa garantiza que los tamaños del carbón no superaran la longitud máxima tomada.

El tamaño de la partícula una vez desmenuzada debe llegar a un tamaño de 0.883 [mm] o su correspondiente según la escala de tamices *Taylor*, sin tener restricción por parte de la empresa a que sea de menor tamaño.

Entonces el grado de desmenuzamiento es:

$$i_d = \frac{45 [mm]}{0.883 [mm]} = 51$$

Por tanto la potencia requerida para la molienda será:

$$P_m = (0.15)(51) \left(200 \left[\frac{Kg}{h} \right] \right) \frac{1[Ton]}{1000[Kg]} * \frac{1 [Hp]}{0.7457[Kw]}$$

$$P_m = 2.1 [Hp]$$

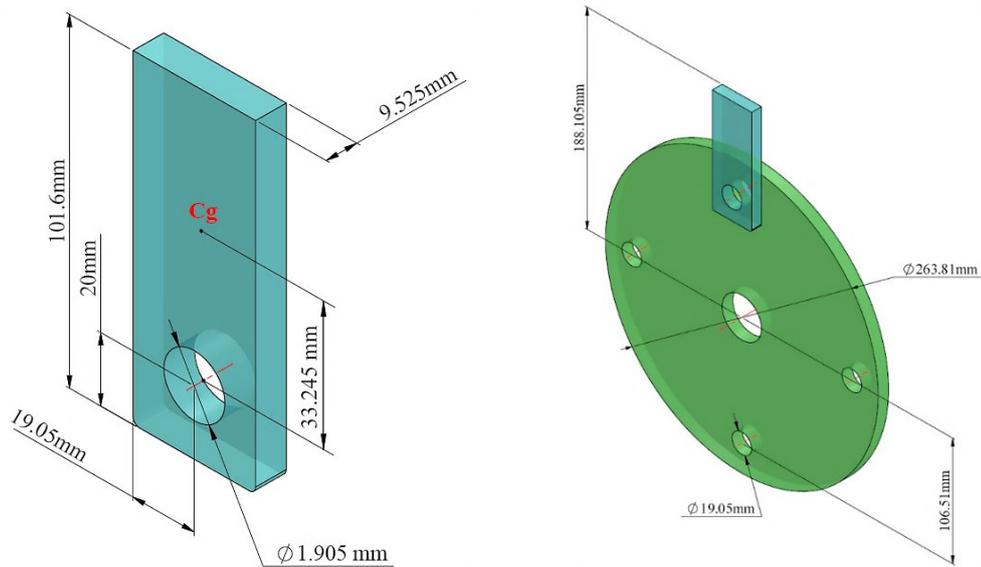
4.4 Dimensionamiento y diseño de los martillos

Para comenzar el cálculo se estima el valor del diámetro del rotor del molino aproximadamente de 0.4 [m], considerando dimensiones de molinos para materiales similares al carbón como por ejemplo para mármol construidos por empresas del país.

Además se considera que la luz entre el radio máximo que describe el rotor y la criba sea 1.27 [cm], (DUDA H., 2007 pág. 43). También se establece la forma y las medidas del martillo; (ARPI, y otros, 2012 pág. 86), Figura 30.

Entonces se puede estimar las longitudes aproximadas que tendrá el rotor. Considerando las medidas de los martillo descritas las cuales se indican en la Figura 28.

Figura 28. Medidas para los martillos y el volante



Fuente: Autores

Establecidas estas dimensiones para los cálculos posteriores se verifica que cumplan con la necesidad planteada.

4.4.1 *Determinación del momento de inercia del martillo.* La masa inercial con respecto a un eje se calcula con la siguiente ecuación:

$$I_o = I_G + m_m * d^2 \quad (3)$$

Dónde:

I_o : Momento entorno a un eje paralelo que está a una distancia d en $[Kg \cdot m^2]$.

I_G : Momento principal de inercia en $[Kg \cdot m^2]$.

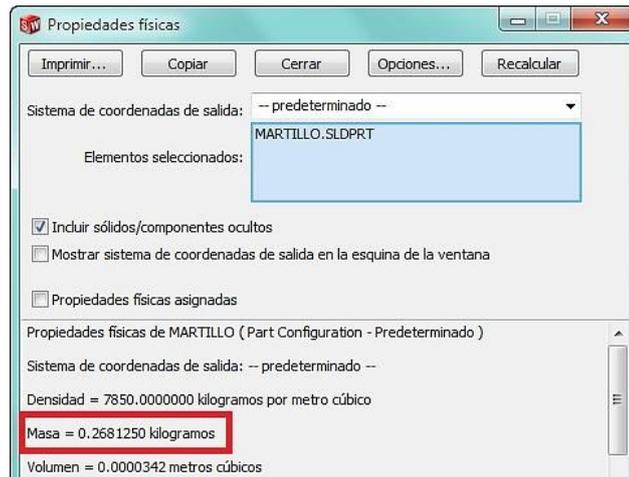
d : Distancia del eje paralelo al centro de gravedad del elemento analizado en $[m]$.

m_m : Masa del martillo en $[Kg]$

Para el análisis de los martillos se considera como un prisma rectangular, soldado a una varilla delgada para formar un péndulo, se debe aclarar que no se considera el peso de la varilla delgada en el análisis.

Conocido el peso específico del acero igual a $7850 [Kg/m^3]$, determinamos la masa del martillo m_m , con la ayuda de herramientas informáticas de CAD:

Figura 29. Propiedades físicas del martillo

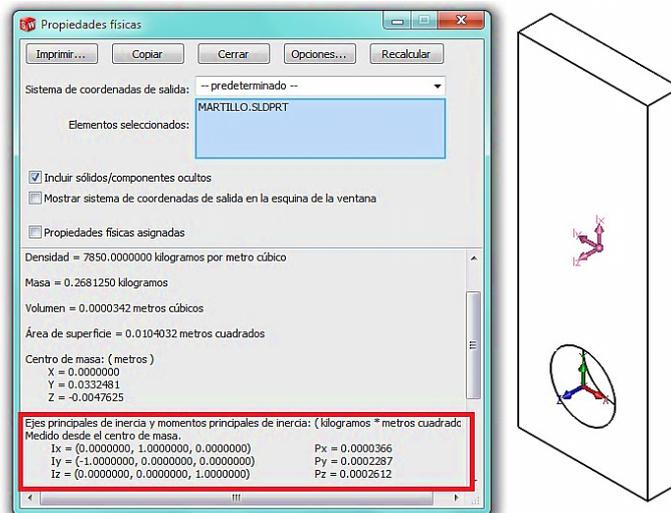


Fuente: Autores

$$m_m = 0.268 \text{ Kg}$$

De igual forma se calcula el momento de inercia del martillo al centro de gravedad con respecto a eje y (ver Figura 30).

Figura 30. Momento de inercia de masa del martillo



Fuente: Autores

$$I_z = 0.0002612 \text{ [Kg} \cdot \text{m}^2\text{]}$$

Entonces el momento de inercia con respecto al eje paralelo es:

$$I_o = 0.0002612 \text{ [Kg} \cdot \text{m}^2\text{]} + 0.268 \text{ [Kg]} * (0.140 \text{ [m]})^2$$

$$I_o = 0.00551 [Kg.m^2]$$

Mediante el estudio dinámico de los martillos, mediante la aplicación del principio de D' Alembert ec. (4):

El principio de De' Alembert, establece que: “La sumatoria de los momentos es igual a la sumatoria de las inercias multiplicado por las aceleraciones angulares”. (FERDINAND, 2007 pág. 1029).

$$\sum M_o = \sum I_o * \alpha \quad (4)$$

Dónde:

$\sum M_o$: Sumatoria de momentos externos; y

$I * \alpha$: Momento de torsión de inercia.

La ecuación anterior nos permite evaluar la aceleración angular de los martillos, se tiene:

$$T - I * \alpha = 0 \quad (5)$$

Donde T es el torque transmitido por el motor y puede calcularse con la ec. (6).

$$T = \frac{P_m}{\omega_2} \quad (6)$$

Donde $\omega_2 = 900 [rpm] = 94.248 [rad/s]$, valor asumido según recomendaciones, (ver Anexo A) y tomando en cuenta los valores de molinos construidos:

$$T = \frac{2.1 [Hp] * \left(\frac{0.7457 [Kw]}{1 [Hp]} \right)}{94.248 rad/s} = 16.222 [N.m]$$

La aceleración angular se calcula con la ec. (5):

$$\alpha = \frac{T}{I_o} = \frac{16.222 [N.m]}{0.00551 [Kg.m^2]}$$

$$\alpha = 2944.102 \text{ [rad/s}^2\text{]}$$

Una vez conocida la aceleración angular se determina las aceleraciones normal y tangencial en los martillos:

$$a^t = \alpha * r_g \tag{7}$$

$$a^n = \omega_2^2 * r_g \tag{8}$$

Reemplazando los valores:

$$a^t = 2944.102 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right] * 0.140 \text{ [m]}$$

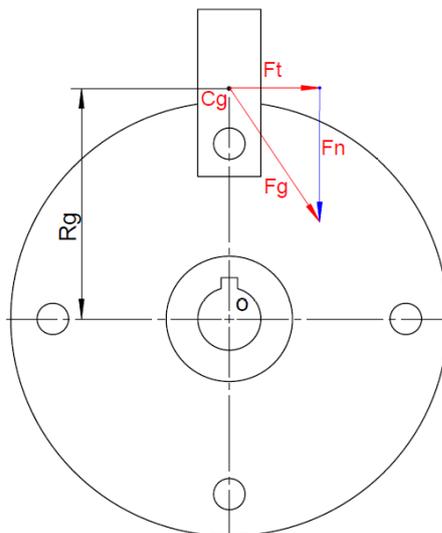
$$a^t = 412.174 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$a^n = \left(94.248 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \right)^2 * 0.140 \text{ [m]}$$

$$a^n = 1241.794 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

Conocido el comportamiento del sistema, es posible determinar las fuerzas de inercia que actúan en el centro de gravedad de los martillos. En la Figura 31, se representan las fuerzas de inercia que actúan sobre el martillo.

Figura 31. Representación de las fuerzas tangencial y normal en el martillo



Fuente: Autores

Las fuerzas de inercia producidas son:

$$F^t = a^t * m_m \quad (9)$$

$$F^n = a^n * m_m \quad (10)$$

Reemplazando los valores se tiene:

$$F^t = 412.174 \left[\frac{m}{s^2} \right] * 0.268 [Kg] = 110.463 [N]$$

$$F^n = 1241.794 \left[\frac{m}{s^2} \right] * 0.268 [Kg] = 332.956 [N]$$

La fuerza de inercia resultante en el centro de gravedad se evalúa con la siguiente ecuación:

$$F_G = a_G * m_m \quad (11)$$

Dónde:

$$a_G = \sqrt{(a^n)^2 + (a^t)^2} \quad (12)$$

Reemplazando los valores se tiene:

$$a_G = \sqrt{\left(1241.794 \left[\frac{m}{s^2} \right] \right)^2 + \left(412.174 \left[\frac{m}{s^2} \right] \right)^2}$$

$$a_G = 1308.411 [m/s^2]$$

y,

$$F_G = 1308.411 \left[\frac{m}{s^2} \right] * 0.268 [Kg] = 350.654 [N]$$

La fuerza determinada se debe comparar con la fuerza necesaria para triturar el carbón

para garantizar el funcionamiento de la máquina.

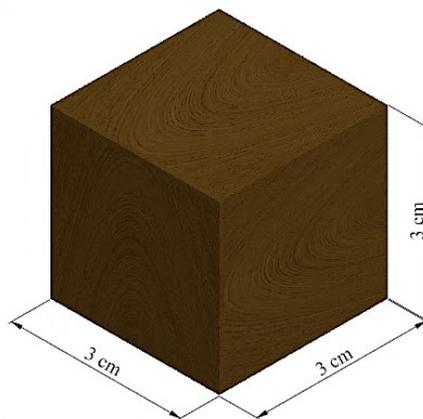
4.4.2 Análisis del comportamiento de la materia prima. Es necesario realizar un ensayo de compresión para determinar la resistencia.

La resistencia que presenta el carbón es un parámetro fundamental del diseño de máquinas la misma que se realiza de la siguiente manera:

Equipo utilizado: Máquina Universal.

La materia prima utilizada son probetas cubicas de 3[cm] por lado (ver Figura 34), de carbón de pino, material utilizado en la empresa “G&G FUEGOS ARTIFICIALES”.

Figura 32. Probeta de carbón vegetal



Fuente. Autores

Obteniéndose los siguientes valores tabulados en la Tabla 7.

Tabla 7. Comportamiento del carbón a ensayo de compresión

Orientación de la probeta	# PROBETA	ÁREA	FUERZA	RESISTENCIA
		[cm ²]	[Kg]	[Kg/cm ²]
Paralela a las fibras	1	9	120	13.33
	2	9	160	17.78
	3	9	180	20.00
Perpendiculares a las fibras	4	9	130	14.44
	5	9	120	13.33
	6	9	150	16.67
Ojos de la madera	7	9	200	22.22

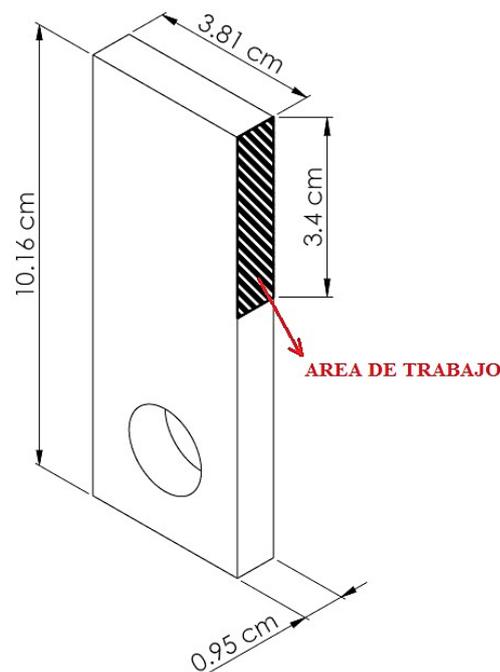
	8	9	190	21.11
--	---	---	-----	-------

Fuente. Autores

Haciendo un análisis del valor máximo obtenido podemos ver que el carbón presenta una resistencia de $22.22 [Kg/cm^2]$, valor completamente alto, ya que el carbón no es un sólido rígido en toda la sección y por la lentitud de la prueba primeramente se deforma tomando una sección compacta, donde se concentra el valor de la carga necesaria, tomando en cuenta estas características mencionadas, el valor considerado y utilizado de la carga es el 50% (RIOFRÍO, y otros, 1987 pág. 33), presentando a sí mismo una resistencia de $11.11 [Kg/cm^2]$.

La longitud de trabajo en cada martillo de impacto es igual a $1/3$ de la longitud total. (ESTRELLA, y otros, 2009 pág. 94).

Figura 33. Área de trabajo en el martillo



Fuente: Autores

En la Figura 33, se detalla el área sujeta a compresión en cada martillo; entonces el área expuesta del martillo al trabajo es:

$$A_t = 0.95 [cm] * 3.4 [cm] = 3.2 [cm^2]$$

La fuerza necesaria para moler el carbón tomando en cuenta su resistencia se determina mediante la utilización de la ec. (13), de la resistencia a compresión:

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \quad (13)$$

$$F_i = \sigma_c * A_i \quad (14)$$

Donde:

F_i : Fuerza de impacto necesaria para la molienda. [Kg]

σ_c : Resistencia a compresión del carbón. Igual a 11.11 [Kg/cm²].

A_i : Área de impacto del martillo. Igual a 3.2 [cm²].

Reemplazando valores en la ec. (14), se tiene:

$$F_i = 11.11 \left[\frac{Kg}{cm^2} \right] * 3.2 [cm^2]$$

$$F_i = 35.55 [Kg] = 343 [N]$$

Si se compara el valor de la fuerza necesaria con el valor de la fuerza inercial total generada por el martillo con lo cual se garantiza la eficiencia de la máquina demostrada en la siguiente expresión.

$$Fuerza\ requerida \leq Fuerza\ generada$$

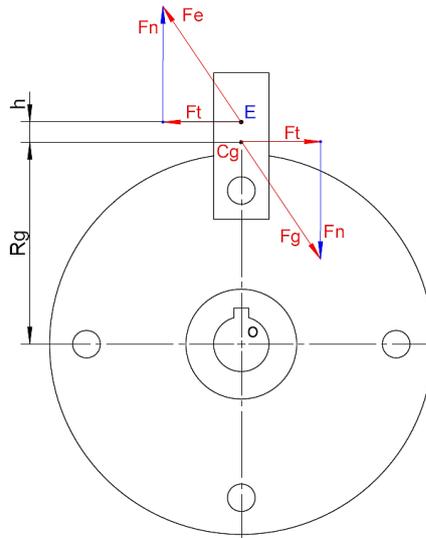
$$F_i \leq F_G$$

$$343 [N] \leq 350.654 [N]$$

También es necesario evaluar el centro de percusión de las fuerzas inerciales del martillo punto que se determina con la siguiente ecuación (ver Figura 34):

$$L_p = h + R_g \quad (15)$$

Figura 34. Fuerzas de inercia de los martillos



Fuente: Autores

Primeramente determinamos la distancia del centro de gravedad CG al punto de percusión E mediante la ecuación enunciada a continuación:

$$h = \frac{I_G * \alpha}{m_m * a_G} \quad (16)$$

$$h = \frac{0.0002612 [Kg.m^2] * 2966.186 [rad/s^2]}{0.268 [Kg] * 1308.411 [m/s^2]} = 0.0022 [m]$$

El centro de percusión con respecto al origen es:

$$L_p = h + R_g \quad (17)$$

$$L_p = 0.0022 [m] + 0.140 [m] = 0.142 [m]$$

Es necesario indicar que las fuerzas en el centro de percusión tienen la misma magnitud pero el sentido contrario.

Es conveniente tabular los principales parámetros de diseño de los martillos, los que se muestran en la Tabla 8.

Tabla 8. Parámetros de diseño de los martillos

	Masa	Inercia	Aceleración	Velocidad angular	Fuerza tangencial	Fuerza normal	Diámetro del centro de gravedad
	m_m	I_o	α	ω_2	F^t	F^n	C_G
Unidad	[Kg]	[Kg.m ²]	$\left[\frac{rad}{s^2}\right]$	$\left[\frac{rad}{s}\right]$	[N]	[N]	[m]
Valor	0.268	0.00551	2944.102	94.248	110.463	332.956	0.280

Fuente: Autores

4.4.3 Análisis de esfuerzos en el martillo. Se realiza un diseño estático para evaluar el comportamiento del martillo sometido a ciertos esfuerzos.

Con las fuerzas calculadas anteriormente, falta por determinar el área neta para el análisis de esfuerzos en el martillo, para esto se plantea la siguiente ecuación:

$$A_n = b * t_n \quad (18)$$

Dónde:

t_n : Espesor neto en el orificio del martillo

b : Arista de impacto del martillo igual a 0.009525 [m] .

A_n : Área neta en el orificio.

Para calcular el valor de t_n tenemos:

$$t_n = t - d \quad (19)$$

Dónde:

t : Espesor del martillo igual a 0.0381[m] valor asumido, según recomendación.

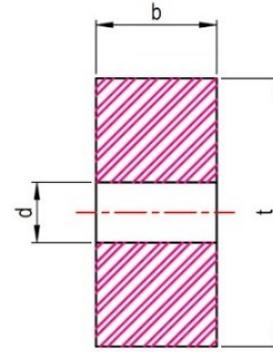
d : Diámetro del eje porta martillos igual a 3/4 [in]. 0.01905 [m]

Reemplazando valores se tiene:

$$t_n = 0.0381[m] - 0.01905 [m] = 0.01905 [m]$$

$$A_n = (0.01905 [m] * 0.01905 [m]) * 100^2$$

$$A_n = 1.8145 [cm^2]$$



Se procede a determinar los esfuerzos a los que están sometidos los martillos, como son cortantes debido a la fuerza de corte de la materia prima y por la fuerza normal del martillo:

$$\tau = \frac{3F^t}{2A_n} \tag{20}$$

$$\sigma = \frac{F^n}{A_n} \tag{21}$$

Reemplazando los valores de la Tabla 8, y el área neta tenemos:

$$\tau = \frac{3 * 110.463 [N] * [Kg]}{2 * 1.8145 [cm^2] * 9.81[N]}$$

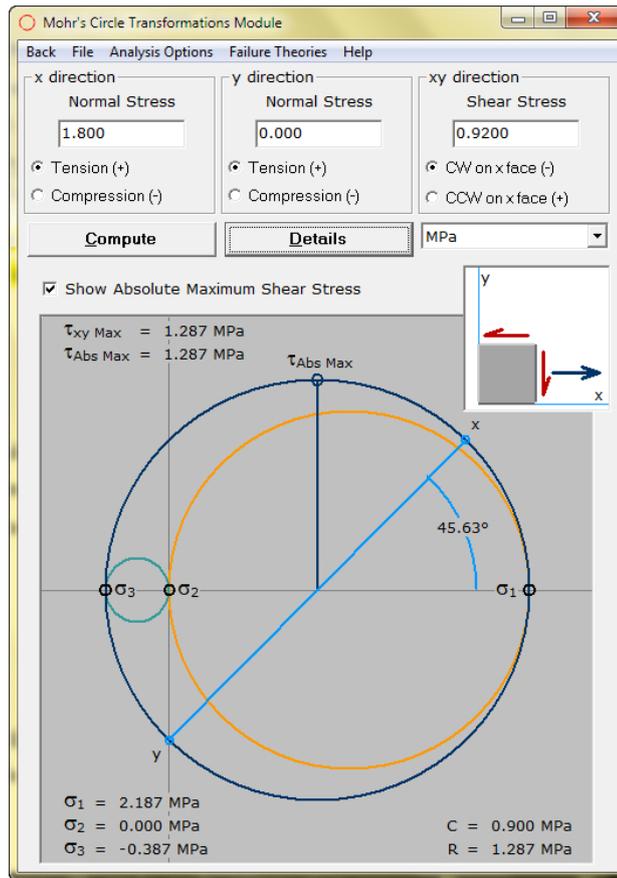
$$\tau = 9.309 \left[\frac{Kg}{cm^2} \right] = 0.92 [MPa]$$

$$\sigma = \frac{332.956 [N] * [Kg]}{1.8145 [cm^2] * 9.81 [N]}$$

$$\sigma = 18.516 \left[\frac{Kg}{cm^2} \right] = 1.82 [MPa]$$

Con la ayuda del software MDSolids 2.6 se determina el círculo de Mohr y el valor del factor de seguridad mostrada en las Figuras 35 y 36.

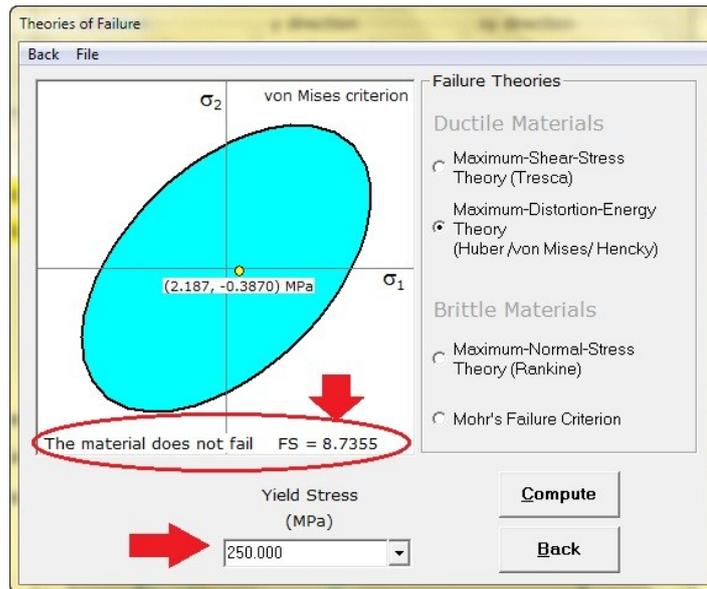
Figura 35. Círculo de Mohr del martillo



Fuente: Autores

Considerando el material para los martillos el acero ASTM A-36, el cual posee una resistencia igual a $S_y = 250$ [Mpa]. Y aplicando la teoría de la energía de distorsión máxima de Von Mises se obtiene un valor de coeficiente de seguridad.

Figura 36. Factor de seguridad del martillo



Fuente: Autores

De la Figura 36 se tiene un factor de seguridad igual a $\eta = 8.74$, lo que es ideal para este tipo de máquina y el tipo de diseño planteado según recomienda Shigley en su libro de Diseño de Elementos de Máquinas.

4.4.4 *Recubrimiento protector de los martillos.* Considerando las áreas del martillo expuestas al trabajo, el impacto y la abrasión producida por el carbón se consideró revestir dichas áreas con un material más resistente.

El martillo está revestido con cordones de soldadura AGA B-84 (CITODUR), el cual típicamente se utiliza para recubrir aceros aleados y al carbono, para obtener durezas de aproximadamente 52 [HRc] en una sola pasada del electrodo. Lo que se considerará suficiente para el elemento diseñado, garantizando un periodo de vida mayor del martillo.

Las propiedades y aplicaciones de este tipo de electrodo para revestimiento se puede observar en el Anexo S del documento.

En la Figura 37 se puede observar las áreas revestidas del martillo:

Figura 37. Área revestida del martillo



Fuente: Autores

Cálculo del número de martillos y espesor de los volantes inerciales.

4.4.5 Número necesarios de martillos. El cálculo del número de martillos depende de distintas variables las cuales se determinan en base a expresiones empíricas, (DUDA H., 2007 pág. 45), de esta manera el número de martillos esta expresado por:

$$e_m = \frac{P_m * 8 * 100000 * \eta}{G * R^2 * n^3 * f} \quad (22)$$

Dónde:

η : Rendimiento mecánico de la transmisión. Asumida según recomendaciones igual a 0.9 (ver Anexo B).

e : Número de martillos.

P_m : Potencia necesaria para el molido. Igual a 2.02 [CV]

G : Peso del martillo. Igual a 0.268 [Kg]

R : Diámetro del círculo que describen los martillos. Igual a 0.376 [m]

n : Vueltas por minuto del rotor. Igual a 900 [rpm] (ver Anexo A).

f : Factor dependiente de la velocidad de rotación de los martillos.

Velocidad Tangencia y Factor “f”

El factor “f” depende de la velocidad de rotación de los martillos, es decir de la velocidad tangencial que está dada por:

$$V = \frac{2 * \pi * R * n}{60} \quad (23)$$

Remplazando los valores la velocidad es:

$$V = \frac{2 * \pi * 0.376 [m] * 900 [rpm]}{60} = 35 [m/s]$$

Valor optimo recomendado para molinos de martillos. Según Walter H. Duda (ver Anexo C). Con la velocidad tangencial del martillo se puede obtener el valor “*f*” de la Tabla 9:

Tabla 9. Factor de velocidad tangencial

<i>Velocidad tangencial</i> [m/s]	<i>Factor f</i>
17	0.0220
20	0.0160
23	0.0100
26	0.0080
30	0.0030
40	0.0015

Fuente: DUDA, W. Manual Tecnológico del Cemento, 1991, pág. 45

Mediante interpolación se obtiene que:

$$f = 0.002184$$

Reemplazando los valores en la ec. (22):

$$e_m = \frac{2.022 [CV] * 8 * 100000 * 0.9}{0.268 [Kg] * (0.376[m])^2 * (900 [rpm])^3 * 0.002184}$$

$$e_m = 24.13 \approx 24 \text{ martillos}$$

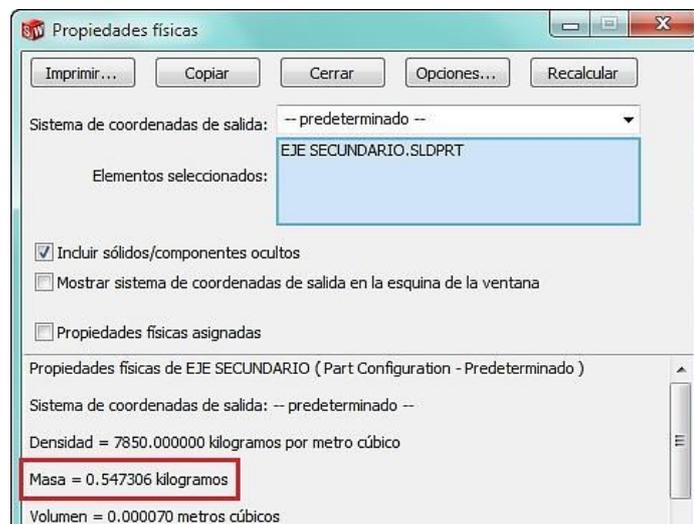
Para el diseño del molino se tomara 24 martillos los cuales estarán distribuidos en cuatro ejes cada uno con 6 martillos separados por bocines o separadores.

4.5 Energía cinética necesaria

Toda la energía disipada por los martillos debe ser recuperada para ello es necesario calcular para el grupo de trenes de martillos. El número de trenes en mención son 4, y será necesario evaluar la masa del grupo.

Primeramente se determina la masa del eje secundario, se considera el diámetro $d = 3/4$ [in] y su longitud máxima $L = 0.245$ [m]. Con estos valores, las propiedades físicas del eje se muestran en la Figura 38:

Figura 38. Propiedades físicas del eje secundario



Fuente: Autores

De la Figura 38:

$$m_e = 0.5473Kg$$

$$\text{Masa total de martillos} = m_{t_m} = m_m * e_m \quad (24)$$

$$m_{t_m} = 0.268 [Kg] * 24 = 6.432 [Kg]$$

Masa del conjunto:

$$M_c = m_{t_m} + 4 * m_e \quad (25)$$

$$M_c = 6.432 [Kg] + 4 * 0.547 [Kg] = 8.620 [Kg]$$

La energía cinética requerida se determina mediante la siguiente ecuación.

$$E_k = \frac{M_c * \omega_2^2 * r_g^2}{2} \quad (26)$$

Reemplazando los valores:

$$E_k = \frac{8.620 [Kg] * \left(94.248 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]\right)^2 * (0.140 [m])^2}{2}$$

$$E_k = 750.374 [N.m]$$

El valor determinado servirá para calcular el espesor que debe tener el volante del molino.

4.5.1 Espesor mínimo del volante. Debido a las fluctuaciones que se produce en el efecto de impacto a velocidad, es necesario utilizar un coeficiente de fluctuaciones C_s , en este diseño el valor se determina de la Tabla 10 según la aplicación de la máquina:

Tabla 10. Coeficiente de fluctuaciones para diversas aplicaciones

Tipo de Aplicación	Coefficiente de fluctuación C_F
Máquinas de Trituración	0.200
Máquinas Eléctricas	0.003
Máquinas eléctricas accionadas directamente	0.002
Motores con transmisión por correas	0.030
Máquinas de molienda de granos	0.020
Transmisión por engranajes	0.020
Máquinas para estampado o martillado	0.200
Máquinas herramientas	0.030
Máquinas para fabricación de papel	0.025
Máquinas para bombeo	0.030 a 0.050
Máquinas para cortar	0.030 a 0.050
Máquinas giratorias	0.010 a 0.020
Máquinas para la industria textil	0.025

Fuente: <http://www.frbb.utn.edu.ar/carreras/materias/elementosdemquinas/cap07-01.pdf>

$C_s = 0.2$, correspondiente para máquinas de trituración.

La fórmula en mención es:

$$I_o = \frac{E_k}{C_s * \omega_2^2} \quad (27)$$

Donde:

E_k : Energía cinética requerida igual a 750.374 [N.m].

C_s : Coeficiente de fluctuaciones igual a 0.2

I_o : Inercia de masa en [Kg.m²]; y

ω_2 : Velocidad angular de rotación igual a 94.248 [rad/s].

En la ec. (27) reemplazando los valores correspondientes, para obtener la inercia requerida por el volante:

$$I_o = \frac{750.374 \text{ [N.m]}}{0.2 * \left(94.248 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]\right)^2} = 0.4224 \text{ [Kg.m}^2\text{]}$$

Conocida la inercia del volante se determina el espesor e_v del mismo, considerando que el diámetro óptimo es de 37.6 [cm] o 0.376 [m], definido en la sección anterior, la fórmula para determinar el espesor es:

$$e_v = \frac{32 * I_o}{\pi * \delta * d_v^4} \quad (28)$$

Donde:

e_v : Espesor del volante en [m].

δ : Peso específico del acero igual a 7850 [Kg/m³]

d_v : Diámetro del volante igual a 0.376 [m].

$$e_v = \frac{32 * 0.4224 \text{ [Kg.m}^2\text{]}}{\pi * 7850 \text{ [Kg/m}^3\text{]} * (0.376 \text{ [m]})^4}$$

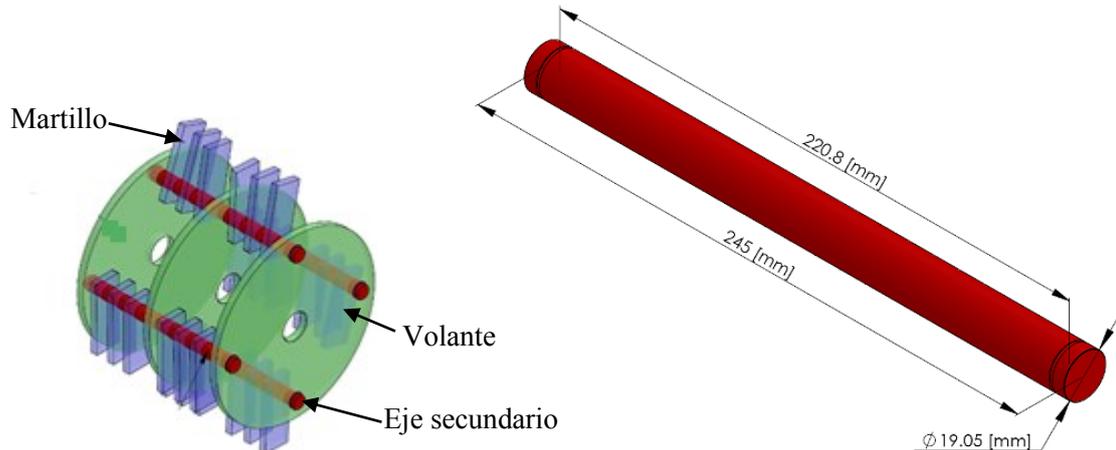
$$e_v = 0.0274 \text{ [m]} \approx 2.74 \text{ [cm]}$$

De acuerdo a las características mencionadas se considerara un rotor de tres volantes; por lo que dicho espesor será dividido para tres, entonces el espesor es de 0.91 cm, se debe indicar que este espesor será verificado cuando se realice el diseño del volante.

4.6 Diseño de los ejes secundarios porta martillos

4.6.1 Geometría del eje. Se propone la siguiente geometría considerando la función que este eje cumplirá, el de sujetar a los martillos y separadores además de anclarlos a su vez a los volantes (ver Figura 39).

Figura 39. Geometría del eje secundario



Fuente: Autores

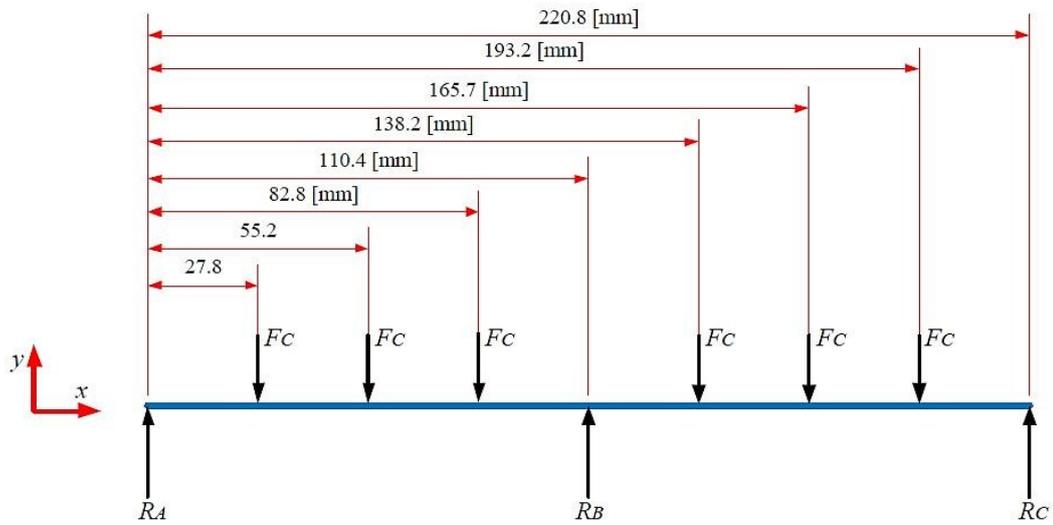
En este análisis se toma en cuenta que los ejes soportan las fuerzas centrífugas provocadas por los martillos al realizar su movimiento rotacional cuando el molino este trabajando.

Los martillos están distribuidos en los ejes secundarios en grupos de 6, esto con la finalidad de obtener los 24 martillos calculados anteriormente (ver Figura 39).

Fuerza Centrífuga. La fuerza centrífuga o normal de cada martillo está relacionada con el peso del martillo, su radio y velocidad de giro; en el diseño de los martillos se determinó su valor el cual esta tabulado en la Tabla 8:

Esta fuerza se traslada al eje y dará lugar a esfuerzos, los cuales serán analizados para determinar el diámetro óptimo para el eje, estas cargas se representan en la Figura 40.

Figura 40. Diagrama de cuerpo libre del eje secundario



Fuente: Autores

El análisis de esfuerzos en el eje se hace tomando en cuenta solo la longitud en la cual actúan las cargas; para obtener el diagrama de cortante y momento flector se toma en cuenta la longitud de 110.4 [mm] considerando que hay simetría en la distribución de las cargas entre volantes.

Los diagramas que se obtiene se muestran en la Figura 41. Estos diagramas se obtienen mediante el uso del software MDSolids 2.6.

Datos:

$$F_c = 332.956 \text{ [N]} = P_1 = P_2 = P_3$$

Figura 41. Diagrama de cargas del eje secundario

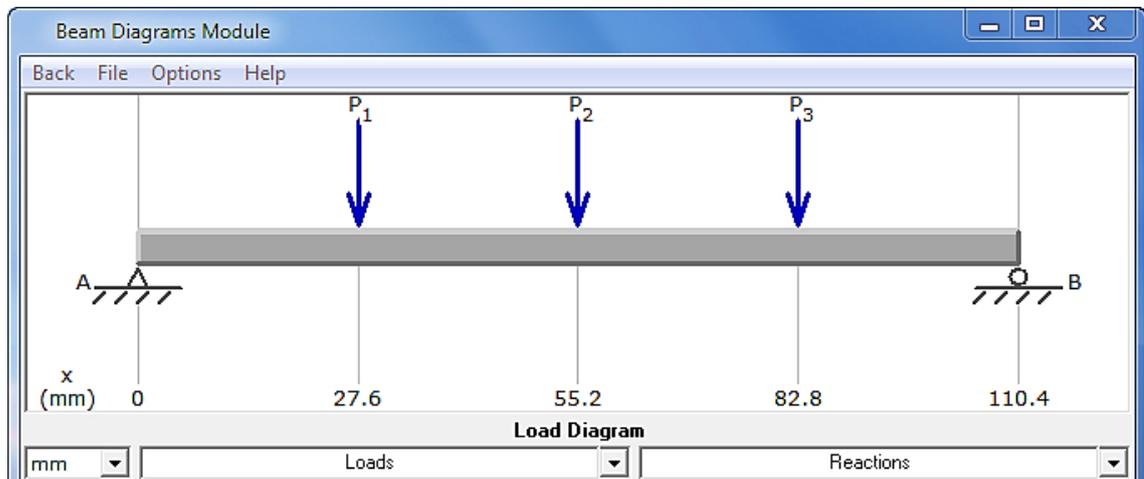
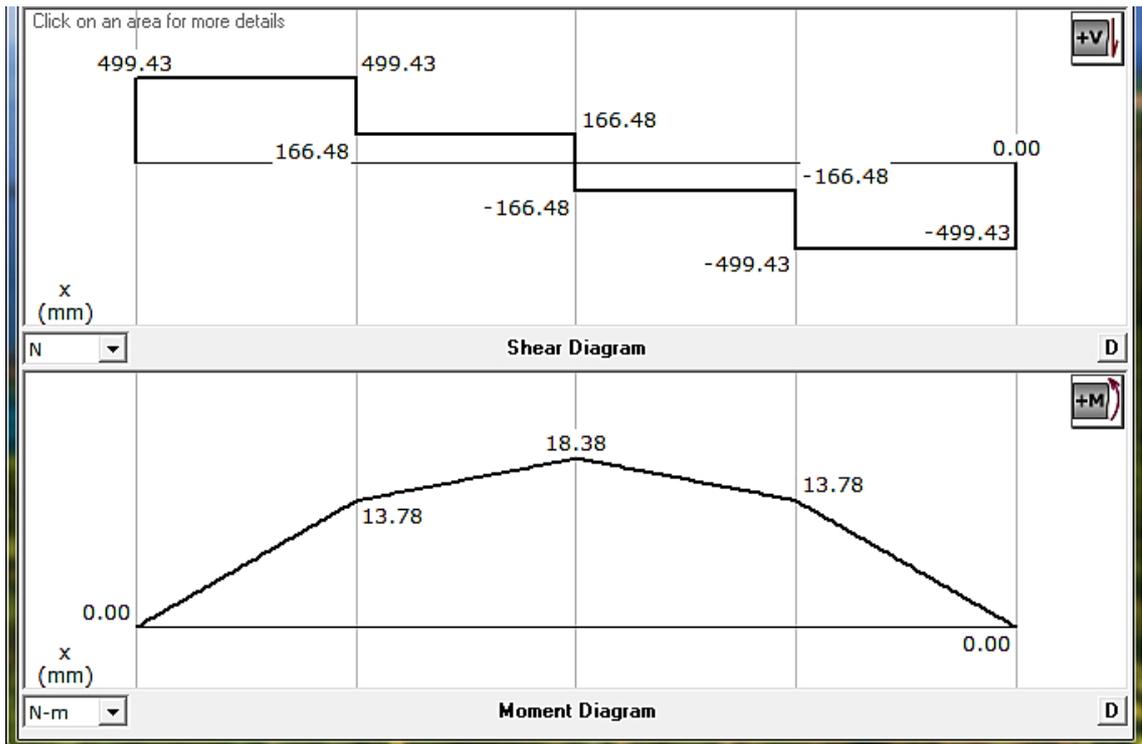


Figura 41. (Continuación)



Fuente: Autores

En la Figura 41. Se grafican las fuerzas actuantes en el tramo del eje y determina el valor de las reacciones en los punto A y B de apoyo igual a $R_A = R_B = 499.43 [N]$.

Del diagrama de cortante se observa el máximo valor que se genera igual a $V_{m\acute{a}x} = 499.43 [N]$, producido en los apoyos.

El diagrama de momentos flectores entrega la informaci3n del valor máximo igual a $M_{m\acute{a}x} = 18.38 [N.m]$, este valor se produce en el punto situado a $55.2 [mm]$ del eje de referencia indicado, que coincide en la mitad de la longitud analizada.

4.6.2 *Diseño estático del eje secundario.* Para este análisis se considera:

$$M_T = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} \quad (29)$$

Donde:

M_T : Momento total en el punto más crítico de análisis.

$M_{xy}; M_{xz}$: Momentos críticos en los plano $x - y$ y $x - z$.

Considerando que las fuerzas actúan en un solo plano y el valor del momento máximo es $M_{m\acute{a}x} = 18.38 [N.m]$, se tiene:

$$M_T = \sqrt{(18.38 N.m)^2} = 18.38 N.m$$

Planteando la ec. (30), según el código ASME el diámetro del eje es:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32*n}{\pi*S_y} * \sqrt{(M^2 + T^2)}} \quad (30)$$

Donde:

d : Diámetro del eje secundario igual a $\frac{3}{4} [in] = 19.05 [mm]$.

n : Coeficiente de seguridad.

S_y : Límite de fluencia del material. Corresponde al acero AISI 4340, igual a 225 [Mpa] (ver Anexo D).

M : Sumatoria de momentos flectores igual a 18.38 [N.m].

T : Sumatoria de momentos torsores. No existen, al no tener torques actuantes.

Despejando n de la ec. (30) y reemplazando los valores el factor de seguridad es:

$$n = \frac{(19.05 [mm])^3 * \pi * 225 [N/mm^2]}{32 * \sqrt{\left(18.38 [N.m] * \frac{1000 [mm]}{1[m]}\right)^2}}$$

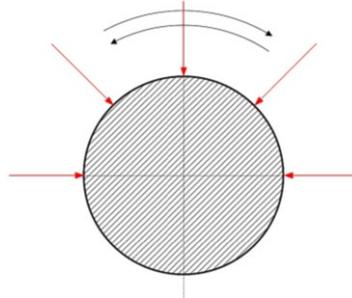
$$n = 8.308 \text{ ok!}$$

El coeficiente hallado es aceptable si se toma como referencia la recomendación de Shigley ($n > 1$).

4.6.3 *Diseño del eje secundario a fatiga.* La fuerza centrífuga lo que puede hacer es cambiar su punto de acción sobre el eje secundario, en el peor de los casos sobre un ángulo

de 180° como se muestra en la Figura 42. Para esto el punto del eje que al inicio está con una compresión llega a invertirse ese esfuerzo a una tracción del mismo valor.

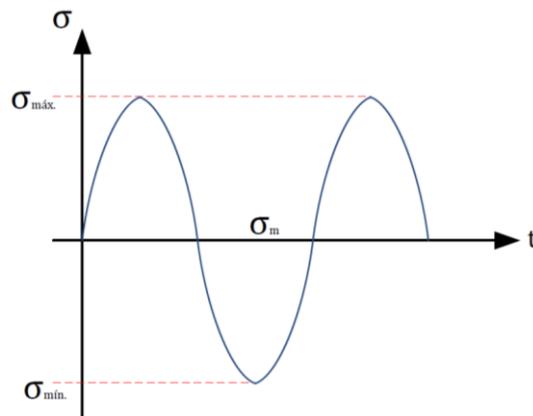
Figura 42. Variación de la dirección de la carga



Fuente: Autores

El eje durante el funcionamiento está sometido a flexión alternante, es así que se producen esfuerzos flexionantes, que se invierten alternativamente por completo, como se muestra en la Figura 43.

Figura 43. Variación del esfuerzo



Fuente: Autores

Para el análisis del eje a fatiga se utiliza las siguientes ecuaciones:

- **Esfuerzo fluctuante**

Esfuerzos de flexión:

$$\sigma_{f_a} = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \tag{31}$$

Donde:

σ_{f_a} : Esfuerzo alternante amplitud expresado en $[Kg/cm^2]$.

M : Momento máximo igual a $187.36 [Kg.cm]$.

d : Diámetro del eje igual a $\frac{3}{4}[in] = 1.905 [cm]$.

$$\sigma_{f_a} = \frac{32 * 187.36 [Kg.cm]}{\pi * (1.905 [cm])^3}$$

$$\sigma_{f_a} = 276.052 [Kg/cm^2]$$

En el caso particular el esfuerzo medio es:

$$\sigma_{f_m} = 0 \left[\frac{Kg}{cm^2} \right]$$

- ***Esfuerzos de torsión***

$$\tau_m = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \tag{32}$$

Donde:

τ_m : Esfuerzo de torsión media expresado en $[Kg/cm^2]$

T : Momento torsor máximo igual a, $0 [Kg.cm]$

d : Diámetro del eje igual a $\frac{3}{4}[in] = 1.905[cm]$.

Reemplazando los valores en la ec. (32) se tiene:

$$\tau_m = \frac{16 * 0 [Kg.cm]}{\pi * (1.905 [cm])^3} = 0 \left[\frac{Kg}{cm^2} \right]$$

- ***Esfuerzos de corte***

$$\tau_{cor m} = \frac{V_{m\acute{a}x}}{A} = \frac{4 * V_{m\acute{a}x}}{\pi * d^2} \tag{33}$$

Donde:

$\tau_{cor\ m}$: Esfuerzo a corte medio expresado en $[Kg/cm^2]$.

$V_{m\acute{a}x}$: Cortante máximo igual a $499.43 [N] = 50.9 [Kg]$, valor obtenido del diagrama de cortante.

A : Representa el área de la sección transversal del eje. Expresada en $[cm^2]$

d : Diámetro del eje secundario igual a $\frac{3}{4}[in] = 1.905 [cm]$.

$$\tau_{cor\ m} = \frac{4 * 50.9 [Kg]}{\pi * (1.905 [cm])^2} = 17.862 \left[\frac{Kg}{cm^2} \right]$$

Se tiene esfuerzos de flexión alternante y corte constante; es por esto que se tiene un caso de esfuerzos combinados, para lo cual se utilizarán los esfuerzos equivalentes de Von Mises Hencky.

$$\sigma_{eq\ a} = \sqrt{(\sigma_{f\ a} + \sigma_{a\ a})^2 + 3(\tau_{t\ a} + \tau_{c\ a})^2} \quad (34)$$

$$\sigma_{eq\ m} = \sqrt{(\sigma_{f\ m} + \sigma_{a\ m})^2 + 3(\tau_{t\ m} + \tau_{c\ m})^2} \quad (35)$$

Entonces al reemplazar se tiene:

$$\sigma_{eq\ a} = \sqrt{(\sigma_{f\ a})^2}$$

$$\sigma_{eq\ a} = \sqrt{\left(276.052 \left[\frac{Kg}{cm^2} \right]\right)^2}$$

$$\sigma_{eq\ a} = 276.052 \left[\frac{Kg}{cm^2} \right] = 27.08 [MPa], \text{ y,}$$

$$\sigma_{eq\ m} = \sqrt{3(\tau_{c\ m})^2}$$

$$\sigma_{eq\ m} = \sqrt{3 \left(17.862 \left[\frac{Kg}{cm^2} \right]\right)^2}$$

$$\sigma_{eq\ m} = 30.938 \left[\frac{Kg}{cm^2} \right] = 3.04 [MPa]$$

- **Límite de fatiga**

Se determina la resistencia a la fatiga, utilizando para ello la ecuación de *Marín*:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_e \quad (36)$$

Donde:

S_e : Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico en $[kg/cm^2]$.

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga de la muestra, en $[kg/cm^2]$.

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} \quad (37)$$

Donde:

S_{ut} : Resistencia ultima a la tensión. Calculado según Shigley (ver Anexo E).

$$S_{ut} = 3.41 * HB [MPa]$$

Donde $HB = 240$ correspondiente a la dureza Brinell.

$$S_{ut} = 3.41 * 240 [MPa] = 818 [MPa]$$

Entonces el límite de resistencia a la fatiga de la muestra de la viga será:

$$S'_e = 0.5 * 818 [MPa] = 409 [MPa]$$

- **Factores de mayoración de esfuerzos**

k_a , *Factor de superficie*.

Se determina con la siguiente expresión:

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad (38)$$

Donde a y b son factores adimensionales que se los determina de la Tabla 11, según sea el acabado superficial final que posee el material entonces:

Tabla 11. Constantes del factor de superficie

Surface Finish	Factor a		Exponent b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	-0.718
As-forged	39.9	272.	-0.995

Fuente: SHIGLEY, Joseph. 2006. Mechanical Engineering Desing. pág. 337

Entonces:

$$k_a = 57.7 * (818)^{-0.718}$$

$$k_a = 0.468$$

k_b , Factor de forma y tamaño

Conocido el diámetro del eje $d = 19.05$ [mm], con la ayuda de las relaciones expuestas en la Tabla 12, se tiene:

Tabla 12. Factor de tamaño y forma

Rotating shaft. For bending or torsion,

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Fuente: SHIGLEY, J. 2006. Mechanical Engineering Desing. pág. 337

$$k_b = 1.24 * (d)^{-0.107}$$

$$k_b = 1.24 * (19.05)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.905$$

k_c , Factor de confiabilidad

Se tiene según la Tabla 13, para una confiabilidad del 99%, lo que corresponde a:

Tabla 13. Factor de confiabilidad

Reliability, %	Transformation Variate z_a	Reliability Factor k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: SHIGLEY, J. 2006. Mechanical Engineering Desing. pág. 337

$$k_c = 0.814$$

k_d , Factor de temperatura

Para temperaturas menor a 450 °C, según la Tabla 14, corresponde un valor de $k_d = 1$

Tabla 14. Factor de temperatura

Temperatura	$C_{\text{Temperatura}}$
$T \leq 450 \text{ °C}$	1.0
$450 \text{ °C} < T \leq 550 \text{ °C}$	$1 - 0.0058 (T - 450 \text{ °C})$

Fuente: ÁLVAREZ, C. 2011. Diseño de máquinas, pág. 99

k_e , Factor de concentración de esfuerzos

Se considera igual a 1, debido a que no existen cambios en la sección del eje en toda su longitud.

Remplazando los factores en la ecuación de Marín se tiene:

$$S_e = 0.468 * 0.905 * 0.814 * 1 * 1 * 409 \text{ [MPa]}$$

$$S_e = 141 \text{ [MPa]}$$

- Esfuerzos de Goodman**

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \tag{39}$$

$$\frac{27.08 \text{ [MPa]}}{141 \text{ [MPa]}} + \frac{3.04 \text{ [MPa]}}{818 \text{ [MPa]}} = \frac{1}{n}$$

Por tanto se tiene un coeficiente de seguridad igual a:

$$n = 5.1 \text{ ok!}$$

El coeficiente hallado es satisfactorio para el elemento diseñado según la recomendación de Shigley.

4.6.4 Análisis de deformaciones en el eje secundario

Figura 44. Deformaciones en el eje secundario

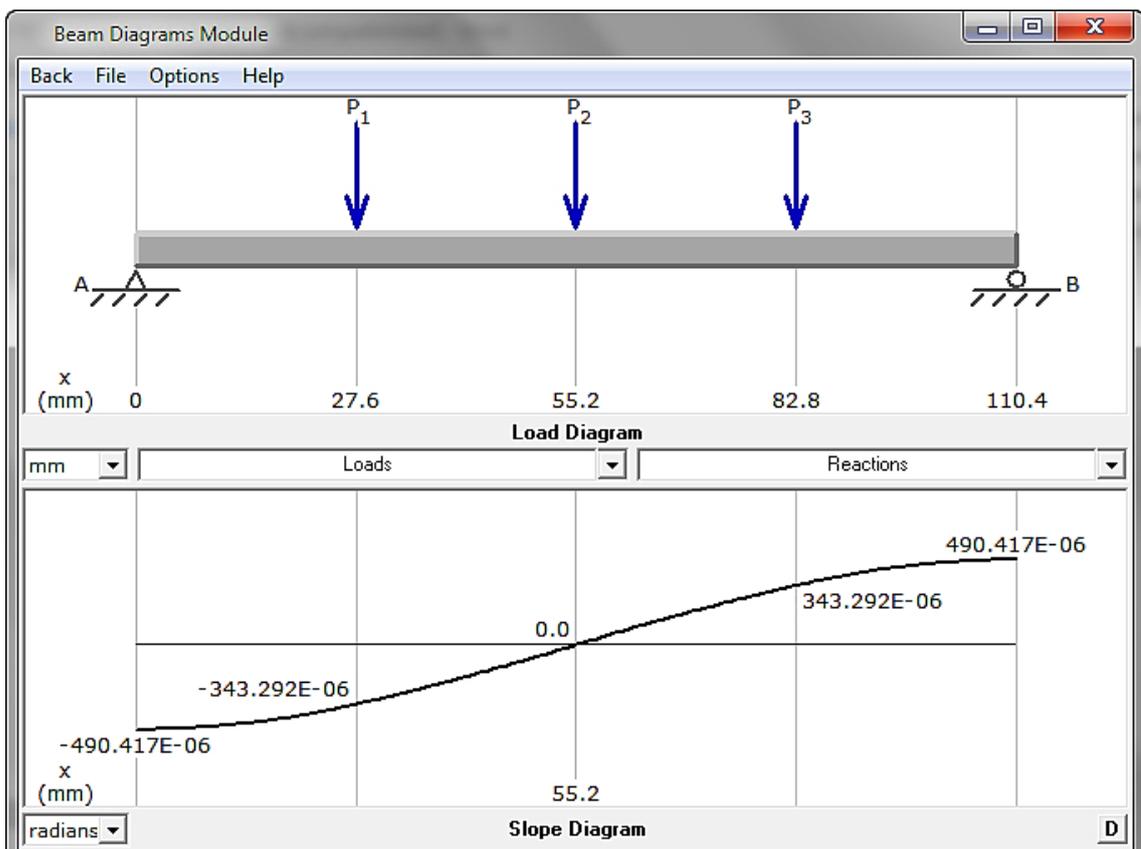
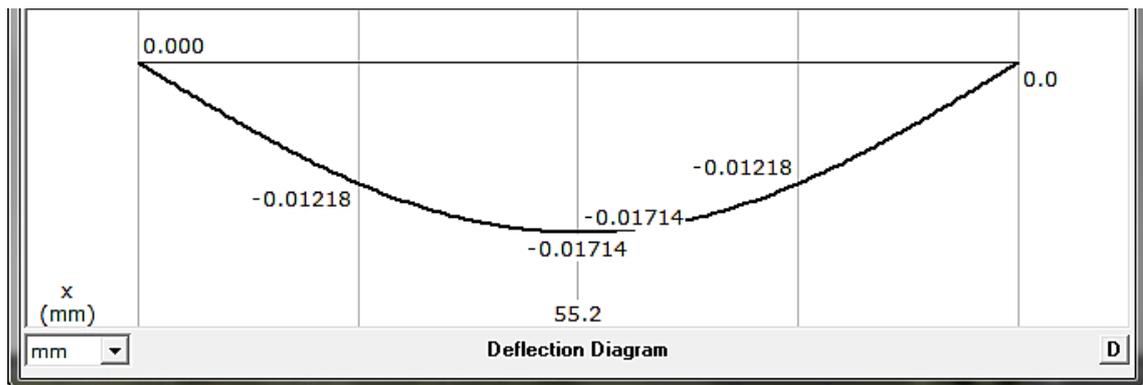


Figura 44. (Continuación)



Fuente: Autores

Los resultados del análisis de la Figura 44 son:

$$\text{Angulo de giro máximo} = 490.368 \times 10^{-6} \text{ [rad]}$$

$$\text{Flecha máxima} = 0.01714 \text{ [mm]} \approx 17.14 \times 10^{-6} \text{ [m]}$$

Los valores obtenidos si se los compara con la recomendación dada por (IVANOV, 1984):

- **Deformación permisible**

Flecha = (0.0002...0.0003) *L*, donde *L* es la distancia entre apoyos en metros.

$$\text{Ángulo de giro} = 0.01 \text{ [rad]}$$

Flecha máxima

$$17.14 \times 10^{-6} \text{ [m]} < 0.0002 (0.1104 \text{ [m]})$$

$$17.14 \times 10^{-6} \text{ [m]} < 2.208 \times 10^{-5} \text{ [m]}. \text{ ok!}$$

Ángulo de giro

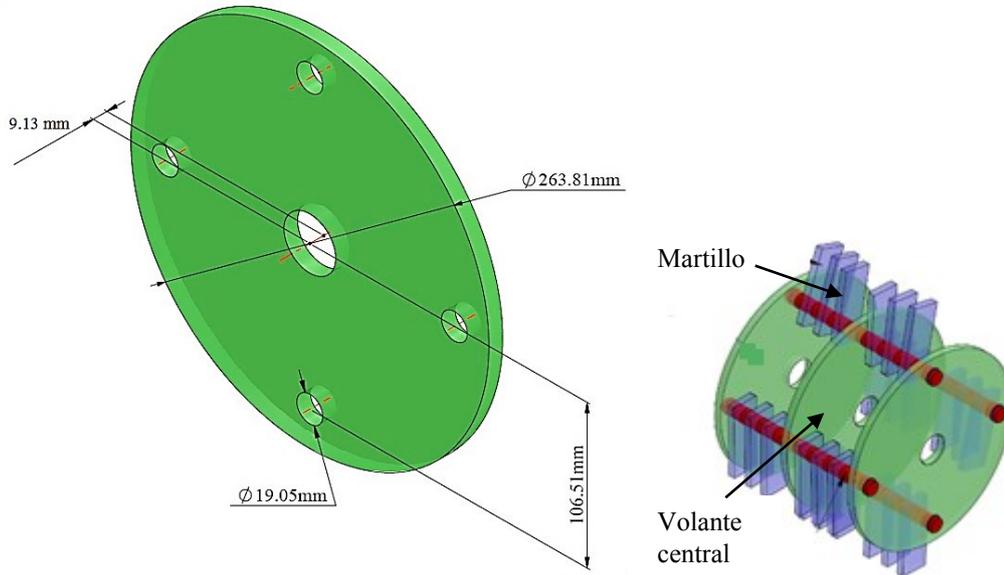
$$490.368 \times 10^{-6} \text{ [rad]} < 0.01 \text{ [rad]}. \text{ ok!}$$

Se verifica que el diseño del eje secundario es el correcto.

4.7 Diseño de los volantes

Estos discos tienen los orificios para dar cabida a los ejes secundarios o porta martillos, eje motriz; como se aprecia en la Figura 45.

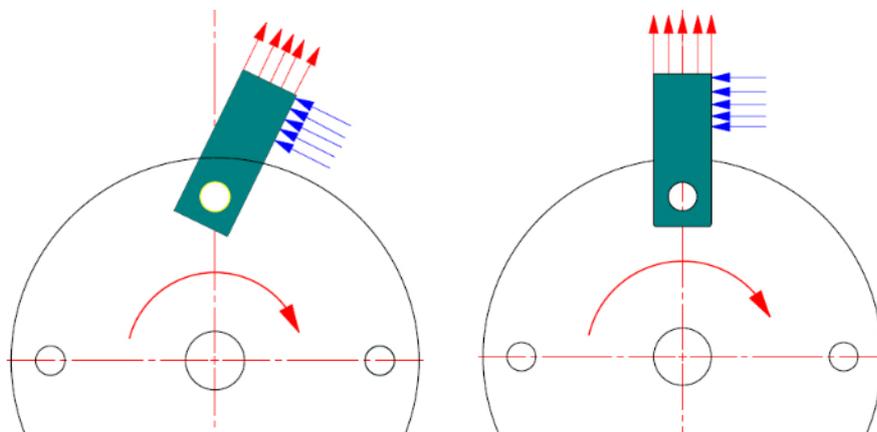
Figura 45. Dimensiones del volante



Fuente: Autores

Si se toma en cuenta según el diagrama de cortante para el análisis del secundario (ver Figura 41), es el volante central que soporta mayor carga, puesto que en él se tienen las dos reacciones al mismo tiempo para cada lado del grupo de martillos (GAVILANEZ, y otros, 2010). En la Figura 46 se representa las cargas actuantes en el volante en un instante dado.

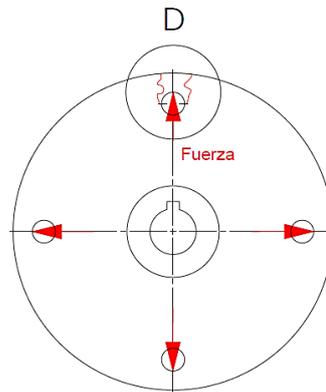
Figura 46. Posible acción de la carga en un instante de la molienda



Fuente: Autores

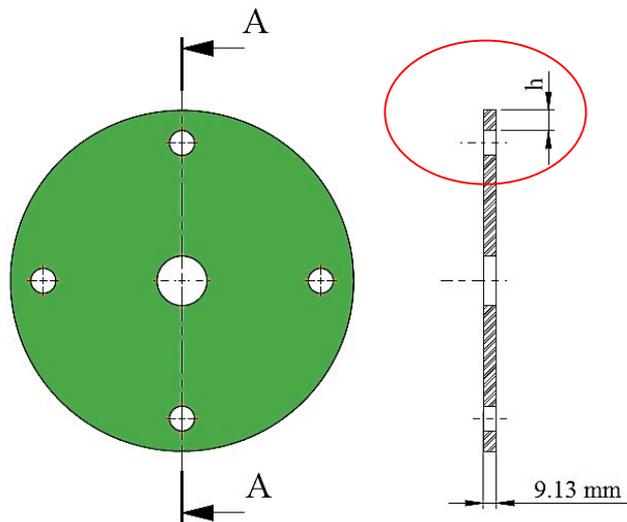
Entonces la fuerza de cada tren sobre el disco intermedio es de 499.43 [N], considerando el caso más crítico si se orienta como se muestra en la Figura 47, las cargas tienden a cortar el disco por donde hay menos material; en el detalle D de la figura se aprecia las posibles líneas de corte.

Figura 47. Caso extremo de acción de cargas



Fuente: Autores

Figura 48. Sección crítica de análisis de diseño



Fuente: Autores

El esfuerzo de corte es entonces:

$$\tau_c = \frac{F}{2 \cdot A} \quad (40)$$

Esto en caso de cortar por los 2 planos de corte que se muestra, pero para mayor eficiencia

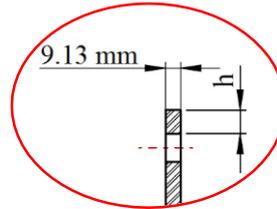
de cálculo se toma el área que está entre los dos planos de corte anteriormente mencionados, con las cotas que se muestra a continuación.

Donde:

$F = 2 * 499.43 [N]$. La fuerza de reacción del disco del medio.

A: Área crítica sometida a corte.

$$\tau_c = \frac{2 * (499.43 [N])}{2 * (0.913 [cm]) * (h)}$$



$$\tau_c = 547.021 \frac{[Kg]}{(h) * [cm]}$$

Donde, h representa la longitud de la sección crítica del disco.

Con la relación de límite de fatiga, factor de seguridad, se puede hallar el espesor del disco.

$$\tau_c = \frac{S_e}{n} \tag{41}$$

Donde:

S_e : Es el límite de fatiga del elemento según el esfuerzo de corte.

n : Factor de seguridad.

El material a utilizar es el acero ASTM A-36. Cuyas propiedades se representan en la Tabla 15:

Tabla 15. Características del material de los volantes

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo de elasticidad en X	2039420	[Kg/cm ²]
Coefficiente de Poisson en XY	0.26	[---]
Modulo cortante en XY	808630.03	[Kg/cm ²]
Densidad de masa	0.00785	[Kg/cm ²]
Límite de tracción en X	4078.84	[Kg/cm ²]
Límite elástico	2549.26	[Kg/cm ²]

Fuente. Autores

$$S_e = 0.29 * S_{ut} \quad (42)$$

$$S_e = 0.29 * (4078.84 [Kg/cm^2])$$

$$S_e = 1182.86 [Kg/cm^2]$$

Asumiendo $h = 15 [mm]$ entonces se tiene:

$$547.021 \frac{[Kg]}{(1.5 [cm]) * [cm]} = \frac{1182.86 [Kg/cm^2]}{n}$$

$$n = 3.3$$

Si por facilidad de adquisición de material en el mercado fabricamos el volante de una plancha de $\frac{3}{8} [in] \approx 0.953 [cm]$ de espesor y $h = \frac{1}{2} [in] \approx 1.27 [cm]$, entonces se tiene.

$$n = \frac{1182.86 [Kg/cm^2]}{\frac{244.82 [Kg]}{0.953 [cm] * 1.27 [cm]}}$$

$$n = 5.8 \text{ ok! es Aceptable}$$

Porque $n > 1$ el diseño es adecuado recomendado por (Shigley, J. Diseño en Ingeniería Mecánica).

4.8 Diseño y selección del sistema de transmisión

Para esto hay que considerar algunos aspectos como el tipo de bandas a utilizar, tipo de poleas, cálculos de cuñas y chaveteros correspondientes. El motivo para utilizar el sistema de bandas se debe a que es el mejor fusible en caso un daño en el momento de triturar el carbón, si algo se traba, las bandas son las que sufren el daño mayor y si se rompen pueden ser reemplazadas sin ningún problema ya que su costo no es elevado.

El tipo de bandas que se usa comúnmente es la banda trapezoidal o en V. El grado de

eficiencia en la transmisión varía entre el 70% al 96% (Anexo B). Estas bandas se utilizan en distancias cortas, con poleas ranuradas, que por lo general tienen 2 y hasta 3 ranuras lo que conlleva a que se utilicen el mismo número de bandas y que exista una transmisión múltiple.

Para la selección de la banda, el primer paso es determinar la potencia de diseño, se obtiene por medio del producto entre la potencia teórica y el factor de servicio para máquinas de acuerdo al trabajo que realizan.

Tabla 16. Factores de servicio para diferentes tipos de máquinas

TYPE OF DRIVEN MACHINES	TYPE OF DRIVING UNITS					
	AC Motors: Normal Torque. Squirrel Cage. Synchronous and Split Phase. DC Motors: Shunt Wound. Multiple Cylinder Internal Combustion Engines.			AC Motors: High Torque. High Split Repulsion-induction. Single Phase Series Wound and Compound Wound. Single Cylinder Internal Combustion Engines. Line		
	Intermittent Service (3-5 Hours Daily or Seasonal)	Normal Service (8-10 Hours Daily)	Continuous Service (16-24 Hours Daily)	Intermittent Service (3-5 Hours Daily or Seasonal)	Normal Service (8-10 Hours Daily)	Continuous Service (16-24 Hours Daily)
Agitators for Liquids Blowers and Exhausters Centrifugal Pumps and Compressors Fans up to 10 HP Light Duty Conveyors	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Belt Conveyor for Sand. Grain, eta Dough Mixers Fans Over 10 HP Generators Line Shafts Laundry Machinery Machine Tools Punches-Presses-Shears Printing Machinery Positive Displacement Rotary Pumps Revolving and Vibrating Screens	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Brick Machinery Bucket Elevators Exciters Piston Compressors Conveyors (Drag-Pan-Screw) Hammer Mills Paper Mill Beaters Piston Pumps Positive Displacement Blowers Pulverizes Saw Mill and Woodworking Machinery Textile Machinery	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Crushers (Gyratory-Jaw-Roll) Mills (Ball-Rod-Tube) Hoists Rubber Calenders-Extruders-Mills	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Fuente: DEUTSCHMAN, A. y otros. 1987. Diseño de máquinas. pág. 695

En el caso de molinos de martillos para el servicio intermitente el factor de diseño es de 1.2; los demás factores para diversos tipos de máquinas se los observa en la Tabla 16.

La potencia de diseño es:

$$P_d = f_s * P_m \quad (43)$$

Donde:

P_d : Potencia de diseño. En [Hp].

f_s : Factor de servicio. Igual a 1.2, considerando el tipo y tiempo de uso de la máquina (ver Tabla 16).

P_m : Potencia necesaria para el molido. Igual a 2.1 [Hp].

Reemplazando los valores se tiene:

$$P_d = 1.2 * 2.1 [Hp] = 2.5 [Hp]$$

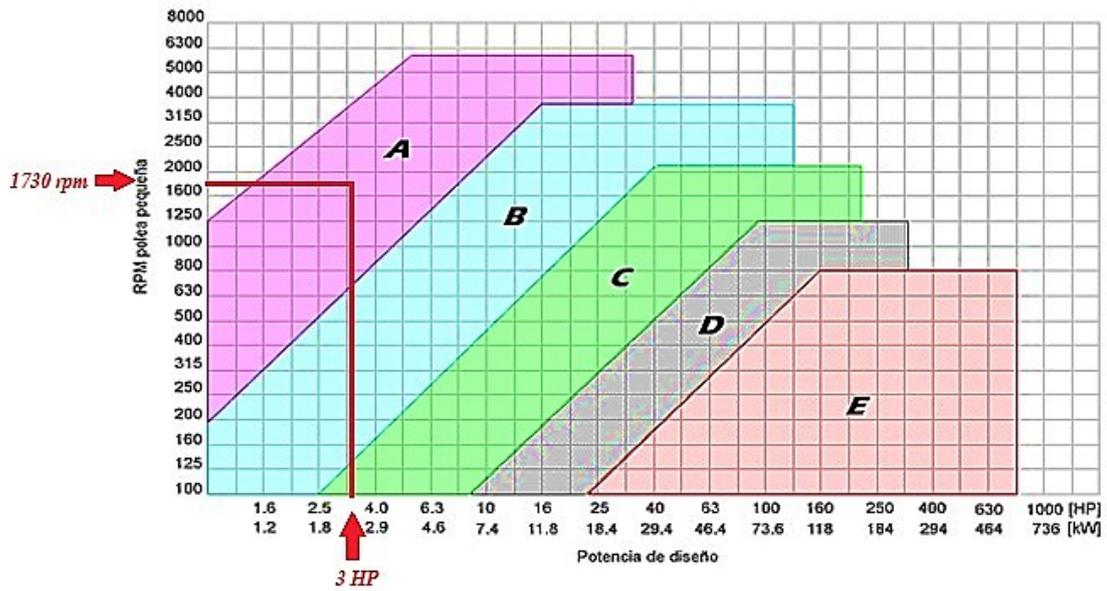
4.8.1 Selección del motor eléctrico. Los datos y características técnicas del motor se muestran a continuación según el catálogo de motores WEG mostrado en el Anexo F.

Características del motor seleccionado.

MARCA	WEG
Modelo	W21
Frecuencia	60 [Hz]
Potencia	3 [Hp]
RPM	1730
Voltaje	220/440 [V]
Amperaje	8.7 [A]
Peso	23 [Kg]

4.8.2 Selección de la correa más adecuada. Con la ayuda de la Figura 49 y los datos de potencia del motor y la velocidad se determinan el perfil de la banda más adecuada.

Figura 49. Curvas para la elección de la sección de la correa



Fuente: PIRELLI. Catálogo de correas trapeciales oleostatic

De la figura anterior se selecciona la banda de tipo o perfil A.

4.8.3 Cálculo y selección de las poleas

4.8.3.1 *Determinación del diámetro de la polea motriz.* Con la potencia del motor de 3 [Hp] y la sección de la correa, en la Tabla 17 se determina el diámetro mínimo de la polea motriz recomendada.

Tabla 17. Diámetro mínimo de la polea motriz

Belt Section	Width <i>a</i> , in	Thickness <i>b</i> , in	Minimum Sheave Diameter, in	hp Range, One or More Belts
A \Rightarrow	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ -10
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 and up

Fuente: SHIGLEY, J. 2006. Mechanical Engineering Desing, pág. 879

El diámetro mínimo de la polea motriz según la recomendación es $d = 3 [in] = 76.2 [mm]$.

- **Relación de transmisión**

$$i = \frac{D}{d} = \frac{n_1}{n_2} \quad (44)$$

Dónde:

i : Relación de transmisión.

n_1 : Velocidad angular de la polea motriz. Igual a 1730 [rpm].

n_2 : Velocidad angular de la polea conducida. Igual a 900[rpm].

$$i = \frac{1730 \text{ [rpm]}}{900 \text{ [rpm]}} = 1.92$$

4.8.3.2 Determinación del diámetro de la polea conducida. De la ec. (44) se puede hallar el valor del diámetro de la polea conducida entonces:

$$D = i * d$$

Donde:

D : Diámetro de la rueda conducida.

d : Diámetro de la polea motriz. Igual a 3 [in].

i : Relación de transmisión. Igual a 1.92 valor determinado en la sección anterior.

$$D = 1.92 * 3 \text{ [in]}$$

$$D = 5.76 \text{ [in]} = 146.3 \text{ [mm]}$$

- **Selección de diámetros de las poleas**

Conocidos los diámetros primitivos de las poleas se verifica la existencia en catálogos del mercado nacional (ver Anexo G). Para mejor comprensión se muestra los valores de los diámetros calculados y seleccionados de las poleas.

POLEA	Diámetro calculado [mm]	Diámetro seleccionado [mm]
Motriz	76.2	80
Conducida	146.3	150

- **Determinación de la distancia entre centros de los ejes**

La distancia entre centros de poleas debe ser elegida de forma tal que permita colocar las poleas sin chocar y que la distancia no sea excesivamente grande ante las condiciones prácticas. Una orientación para la determinación de esta distancia puede ser la brindada por las siguientes expresiones:

Para $1 \leq i \leq 3$:

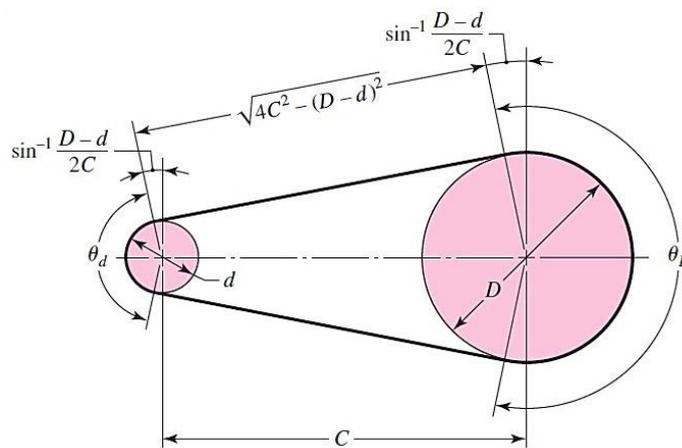
$$C \geq \frac{(i+1)d}{2} + d \quad (45)$$

Para $i > 3$

$$C \geq D \quad (46)$$

En la Figura 50 se observa un esquema donde se muestra los parámetros de un sistema de transmisión por bandas.

Figura 50. Sistema de transmisión por bandas



Fuente: SHIGLEY, J. 2006. Mechanical Engineering Desing, pág. 879

Si la relación de transmisión es $i = 150/80 = 1.875$, la distancia entre los centros de los ejes se calculara utilizando la ec. (45) entonces:

$$C = \frac{(1.875 + 1) * 3.15 [in]}{2} + 3.15 [in]$$

$$C = 7.678 [in] \approx 19.502 [cm]$$

- **Determinación de la longitud primitiva de la banda**

Conocidos los diámetros de las poleas y la distancia entre centros se calcula la longitud interior o primitiva de la banda por medio de la ec. (47):

$$L = 2 * C + 1.57 * (d + D) + \frac{(D-d)^2}{4*C} \quad (47)$$

Siendo:

C : Distancia entre centros de los ejes. Igual a 7.678 [in] \approx 19.502 [cm]

L : Longitud primitiva de la banda.

D, d : Diámetros de las poleas. Igual a 5.91 [in] y 3.15 [in] respectivamente.

$$L = 2 * 7.678[in] + 1.57 * (5.91[in] + 3.15 [in]) + \frac{(5.91[in] - 3.15 [in])^2}{4 * 7.678 [in]}$$

$$L = 29.828 [in] \approx 75.76 [cm]$$

Según el Catálogo Roflex de correas trapezoidales (ver Anexo H), se determina el valor de la longitud normalizada de la correa y su designación:

CORREA NORMALIZADA

$$N^{\circ} 29 \text{ Perfil A} \quad \text{Longitud normalizada} = L_n = 77.0 [cm] \approx 30 [in]$$

Calculada la longitud L de la correa y determinada L_n (longitud normalizada) se debe recalcular definitivamente la distancia entre centros corregida de poleas con la ec. (48):

$$C_c = C \pm \left| \frac{L-L_n}{2} \right| \quad (48)$$

Considerando que:

Signo + cuando, $L < L_n$

Signo - cuando, $L > L_n$

$$C_c = 7.678 [in] + \left| \frac{29.828 [in] - 30 [in]}{2} \right|$$

$$C_c = 7.442 [in] \approx 18.9 [cm]$$

4.8.3.3 *Determinación del ángulo de contacto menor.* El ángulo de contacto de la banda con la polea menor se lo calcula con la ec. (49):

$$\theta_d = 2 * \cos^{-1} \left(\frac{D-d}{2*C_c} \right) = 180^\circ - 57 * \left(\frac{D-d}{C_c} \right) > 120^\circ \quad (49)$$

Reemplazando los valores calculados anteriormente se tiene:

$$\theta_d = 180^\circ - 57 * \left(\frac{5.91 [in] - 3.15 [in]}{7.442 [in]} \right)$$

$$\theta_d = 159^\circ > 120^\circ$$

4.8.3.4 *Potencia transmitida por la banda.* Aunque no existe una exacta coincidencia de las magnitudes de potencia nominal transmisible por correa entre los diferentes fabricantes y normas, en la actualidad tiene una gran aceptación y generalización la siguiente fórmula de cálculo, brindada por Asociación de Fabricantes de Goma (RMA) para el cálculo de la referida potencia (GOODYEAR, 2013):

$$P_a = d * n_1' * \left[k_1 - \frac{k_2}{d} - k_3 * (d * n_1')^2 - k_4 * \log(d * n_1') \right] + k_2 * n_1' * \left(1 - \frac{1}{k_u} \right) \quad (50)$$

Siendo:

P_a : Potencia transmisible por correa en [KW]

d : Diámetro de la polea menor, igual a 80 [mm].

k_u : Factor por razón de transmisión, evaluables en la Tabla 18.

n_1' : Mil revoluciones por minuto en la polea rápida. Igual a 1.73.

k_1, k_2, k_3, k_4 , Factores empíricos evaluables en la Tabla 19.

Se determina el valor de los factores restantes:

Tabla 18. Factor por razón de transmisión k_u

D_2/D_1	k_u
1.000-1.019	1.00
1.020-1.032	1.01
1.033-1.055	1.02
1.056-1.081	1.03
1.082-1.109	1.04
1.110-1.142	1.05
1.143-1.178	1.06
1.179-1.222	1.07
1.223-1.274	1.08
1.275-1.340	1.09
1.341-1.429	1.10
1.430-1.562	1.11
1.563-1.814	1.12
1.815-2.948	1.13
2.949 y más	1.14

Fuente: FAIRES, V. 2003. Diseño de elementos de Máquinas, pág. 600

Por tanto de la Tabla 18, para un $D/d = 1.875$, le corresponde un valor de $k_u = 1.13$.

Tabla 19. Factores de cálculo k_1, k_2, k_3 y k_4 , para correas de perfil normal

Perfil	k_1	k_2	k_3	k_4
A	0,03826	1,232	$7,043 \times 10^{-9}$	0,006244
B	0,06784	3,261	$1,403 \times 10^{-8}$	0,01074
C	0,1261	9,004	$2,653 \times 10^{-8}$	0,04270
D	0,2763	32,23	$6,301 \times 10^{-8}$	0,04270
AX	0,05848	1,482	$1,001 \times 10^{-8}$	0,01192
BX	0,08390	2,635	$1,410 \times 10^{-8}$	0,01684
CX	0,1317	4,965	$2,412 \times 10^{-8}$	0,02537

Fuente: GONZÁLEZ, G. 1999. Elementos de Máquinas, pág. 23

De la Tabla 19, para un perfil normal tipo A se tiene los factores:

$$k_1 = 0.03826$$

$$k_2 = 1.232$$

$$k_3 = 7.04 \times 10^{-9}$$

$$k_4 = 0.006244$$

Reemplazando los valores tenemos:

$$P_a = 80 * 1.73 * \left[0.03826 - \frac{1.232}{80} - 7.04 \times 10^{-9} * (80 * 1.73)^2 - 0.006244 * \log(80 * 1.73) \right] + 1.232 * 1.73 * \left(1 - \frac{1}{1.13} \right)$$

$$P_a = 1.54 \left[\frac{KW}{correa} \right] \approx 2.07 [Hp/correa]$$

- **Número de bandas**

$$z \geq \frac{P_d}{P_a * c_\alpha * c_L} \quad (51)$$

Siendo:

P_d : Potencia de diseño, igual a 2.5 [Hp]

z : Cantidad de correas

P_a : Potencia nominal transmisible por la correa, igual a 2.07 [Hp/correa].

c_θ : Coeficiente de arco de contacto menor (ver Tabla 20).

c_L : Coeficiente de corrección por longitud. Anexo I.

Para determinar el coeficiente del arco de contacto se considera la siguiente tabla:

Tabla 20. Coeficiente de arco de contacto

$\frac{D-d}{C}$	θ , deg	VV	K_1 V Flat
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	0.76
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	0.79
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	0.81
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	0.84
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	0.85
1.00	120.0	0.82	0.82
1.10	113.3	0.80	0.80
1.20	106.3	0.77	0.77
1.30	98.9	0.73	0.73
1.40	91.1	0.70	0.70
1.50	82.8	0.65	0.65

Fuente: SHIGLEY, J. 2006. Mechanical Engineering Desing, pág. 882

Si $\frac{D-d}{C} = \frac{150 [mm] - 80 [mm]}{189 [mm]} = 0.37$; de la Tabla 20 se tiene, $c_\theta = 0.946$

Por tanto si se considera la utilización de una banda N° 29, El coeficiente de corrección por longitud según el catálogo de bandas trapezoidales Roflex es $c_L = 0.8267$. Anexo I.

$$z = \frac{2.5 [Hp]}{2.07 [Hp] * 0.946 * 0.8267} = 1.54 [bandas]$$

Se aproxima a un número entero superior. Entonces $z = 2 [bandas]$, por lo tanto tendremos que seleccionar poleas con 2 canales.

- **Cálculo de la velocidad de la banda**

La velocidad debe ser lo mayor posible para disminuir la cantidad de correas necesarias en la transmisión pero nunca debe superar la velocidad máxima para que el efecto de la fuerza centrífuga no disminuya la capacidad tractiva de la correa.

$$V = \frac{0.052 * n_1 * D}{1000} \leq V_{m\acute{a}x} \quad (52)$$

Donde:

$$V_{m\acute{a}x} = 25 \dots \dots \dots 30 [m/s] \text{ para correa de perfil normal}$$

$$V_{m\acute{a}x} = 35 \dots \dots \dots 45 [m/s] \text{ para correa de perfil estrecho}$$

V: Velocidad de la banda en [m/s].

$$n_1 = 1730 [rpm]$$

$$D = 150 [mm]$$

$$V = \frac{0.0523 * 1730 [rpm] * 150 [mm]}{1000}$$

$$V = 13.6 [m/s] < V_{m\acute{a}x}$$

4.8.4 Selección de la banda. Para seleccionar la banda a utilizar se utiliza los catálogos disponibles en el mercado nacional, resumiendo los datos técnicos se muestran a continuación:

Tipo	Designación	Distancia entre ejes	Cantidad de bandas	Velocidad de las bandas
A	Nº 29	$C_c = 189 [mm]$	2	13.6 [m/s]

4.8.5 Selección de las poleas. Para seleccionarse se deben utilizar los catálogos disponibles, tomando en cuenta el diámetro primitivo, el tipo de banda y número de canales; las características técnicas se muestra a continuación. Anexo G.

POLEA	Diám. Primitivo.	Tipo de perfil	Diám. exterior	Diám. del cubo	Número de canales	Ancho del cubo	Material	Peso
	[mm]	-----	[mm]	[mm]	-----	[mm]		[Kg]
Motriz	80	Tipo A	85.6	50	2	45	Aluminio	0.385
Conducida	150	Tipo A	155.6	60	2	45	Aluminio	1.52

• **Factor de seguridad**

El factor de seguridad se obtiene por la ecuación (52).

$$F_s = \frac{P_d * z}{P_a * k_s} \quad (53)$$

Donde:

F_s : Factor de seguridad.

P_d : Potencia diseño, igual a 2.5 [Hp].

P_a : Potencia nominal, igual a 2.027 [Hp].

z : Número de bandas, igual a 2 [bandas].

k_s : Factor de servicio (ver Tabla 21).

Tabla 21. Factor de servicio

Driven Machinery	Source of Power	
	Normal Torque Characteristic	High or Nonuniform Torque
Uniform	1.0 to 1.2	1.1 to 1.3
Light shock	1.1 to 1.3	1.2 to 1.4
Medium shock	1.2 to 1.4	1.4 to 1.6
Heavy shock	1.3 to 1.5	1.5 to 1.8

Fuente: SHIGLEY, J. 2006. Mechanical Engineering Desing, pág. 882

$k_s = 1.2$, para torque normal.

Entonces:

$$F_s = \frac{2.5 [Hp] * 2}{2.07 [Hp] * 1.2}$$

$$F_s = 2$$

Factor de seguridad que garantiza un óptimo funcionamiento de la transmisión, según recomienda en el libro de diseño de máquinas de Shigley.

- **Fuerza transmitida por las bandas y durabilidad**

En las bandas trapeciales o en V que es lo mismo tenemos una fuerza centrífuga F_{cb} , que se calcula con la ec. (54).

$$F_{cb} = K_c * \left(\frac{v}{1000}\right)^2 \quad (54)$$

Donde:

F_{cb} : Fuerza centrífuga de la banda, en [lb].

K_c : Parámetro constante. Determinado en la Tabla 22.

V : Velocidad de la banda, igual a $13.6 [m/s] = 2677.17 [ft/min]$

Tabla 22. Factor K_c

Belt Section	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1098	1.217
8V	4830	3.288

Fuente: SHIGLEY, J. 2006. Mechanical Engineering Desing, pág. 883

Según el tipo de perfil de la banda se tiene que $K_c = 0.561$.

Reemplazando valores:

$$F_{cb} = 0.561 * \left(\frac{2677.17 [ft/min]}{1000} \right)^2$$

$$F_{cb} = 4.02 [lb] \approx 1.82 [Kg]$$

La fuerza que es transmitida por la banda se basa en la ec. (55).

$$\Delta F = F_1 - F_2 \quad (55)$$

Donde:

ΔF , Variación de la fuerza en [lb] .

F_1 , Fuerza de la banda lado tenso en [lb].

F_2 , Fuerza de la banda lado flojo [lb].

Pero ΔF está dada en función de los siguientes parámetros mostrados en la ec. (56).

$$\Delta F = \frac{63025 * P_d}{n_1 * \left(\frac{d}{2} \right) * z} \quad (56)$$

Donde:

P_d : Potencia corregida, igual a 2.5 [Hp]

z : Número de bandas. Igual 2[bandas]

d : Diámetro de la polea motriz, igual a 80 [mm] o 3.15 [in].

n_1 : Revoluciones por minuto de la rueda motriz, igual a 1730 [rpm].

Reemplazando valores se tiene:

$$\Delta F = \frac{63025 * 2.5 [Hp]}{1730 [rpm] * \left(\frac{3.15 [in]}{2} \right) * 2}$$

$$\Delta F = 28.913 [lb] \approx 13.113 [Kg]$$

Una vez calculada la variación de fuerza existente se procede a calcular la fuerza F_1 ,

tomando en cuenta los siguientes parámetros:

$$F_1 = F_{cb} + \frac{\Delta F * e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1} \quad (57)$$

Donde:

μ : Coeficiente de rozamiento entre la banda y la polea.

β : Ángulo de contacto de la banda en la polea donde se va a calcular las tensiones en [rad].

$$\beta = \theta_d = 159^\circ \approx 2.78 \text{ [rad]}$$

El valor de μ en este caso caucho o cuero sobre aluminio corresponde a:

$$\mu = 0.35 \text{ (Ver Anexo J.)}$$

Al remplazar los valores en la ecuación se tiene

$$F_1 = 4.02 \text{ [lb]} + \frac{28.913 \text{ lbf} * e^{0.35*2.78}}{e^{0.35*2.78} - 1}$$

$$F_1 = 50.483 \text{ [lb]} \approx 244.55 \text{ [N]}$$

Despejando la ec. (55) para obtener el valor de F_2 .

$$F_2 = F_1 - \Delta F$$

$$F_2 = 50.483 \text{ [lb]} - 28.913 \text{ [lb]} = 21.57 \text{ [lb]} \approx 95.94 \text{ [N]}$$

- **Cálculo de tensiones máximas para determinar la durabilidad de la banda**

$$T_1 = F_1 + \frac{K_b}{d} \quad (58)$$

$$T_2 = F_2 + \frac{K_b}{D} \quad (59)$$

Donde:

T_1 y T_2 : Tensiones máximas en [lb].

K_b : Factor evaluado en la Tabla 23.

d : Diámetro de la polea motriz, igual a 3.15 [in].

D : Diámetro de la polea conducida igual a 5.91 [in].

Tabla 23. Factor de esfuerzo de tensión máxima

Belt Section	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1098	1.217
8V	4830	3.288

Fuente: SHIGLEY, J. 2006. Mechanical Engineering Desing, pág. 883

Según el tipo de perfil de la banda se tiene que $K_b = 220$.

Al remplazar los valores en las ecuaciones (58) y (59) se tiene:

$$T_1 = 50.483 [lb] + \frac{220}{3.15 [in]}$$

$$T_1 = 120.32 [lb] \approx 564.76 [N]$$

$$T_2 = 50.483 [lb] + \frac{220}{5.91 [in]}$$

$$T_2 = 87.7 [lb] \approx 390.24 [N]$$

- **Cálculo del número de pasadas**

$$N_p = \left[\left(\frac{k}{T_1} \right)^{-b} + \left(\frac{k}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} \quad (60)$$

Donde:

N_p : Número de pasadas.

k y b : Parámetros de durabilidad de la banda, (ver Tabla 24).

T_1 y T_2 : Tensiones máximas en la banda, igual a 120.32[lb] y 87.7 [lb], respectivamente.

Tabla 24. Parámetros de durabilidad de la banda k y b

Belt Section	10 ⁸ to 10 ⁹ Force Peaks		10 ⁹ to 10 ¹⁰ Force Peaks		Minimum Sheave Diameter, in
	K	b	K	b	
A 	674	11.089			3.0
B	1193	10.926			5.0
C	2038	11.173			8.5
D	4208	11.105			13.0
E	6061	11.100			21.6
3V	728	12.464	1062	10.153	2.65
5V	1654	12.593	2394	10.283	7.1
8V	3638	12.629	5253	10.319	12.5

Fuente: SHIGLEY, J. 2006. Mechanical Engineering Desing, pág. 884

De la Tabla 24, según el tipo de perfil se tiene:

$$k = 674$$

$$b = 11.089$$

Entonces el número de pasadas será:

$$N_p = \left[\left(\frac{674}{120.32 [lb]} \right)^{-11.089} + \left(\frac{674}{87.7 [lb]} \right)^{-11.089} \right]^{-1}$$

$$N_p = 192.889 \times 10^6 [pasadas]$$

Con este valor se calcula la durabilidad de la banda en horas, remplazando en la siguiente ecuación.

$$t = \frac{N_p * L_n}{720 * V} \tag{61}$$

Donde:

t: Tiempo de vida de la banda en [h].

N_p : Número de pasadas, igual a 192.889x10⁶ [$pasadas$].

L_n : Longitud normalizada de la banda, siendo igual a $762 [mm] \approx 30 [in]$.

V : Velocidad de la banda, igual a $2677.17 [ft/min]$.

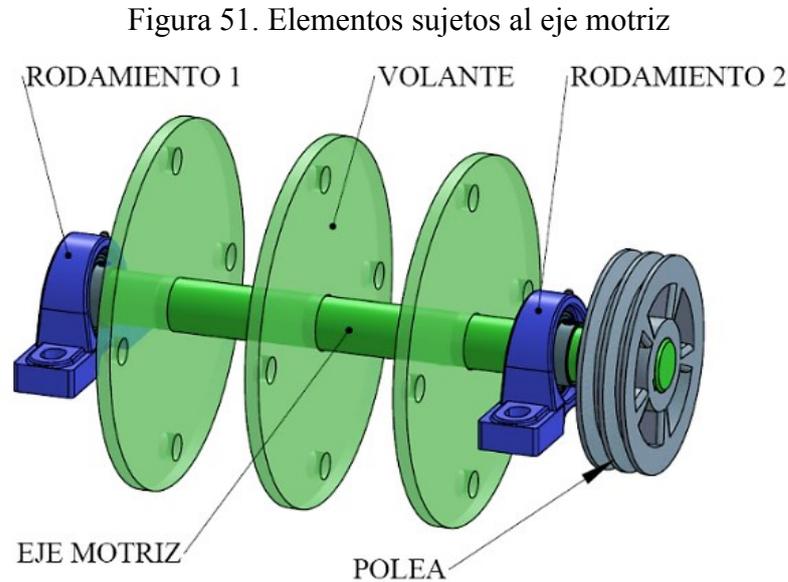
$$t = \frac{192.889 \times 10^6 [pasadas] * 30 [in]}{720 * 2677.17 [ft/min]}$$

$$t = 3002.071 [h] \approx 4.2 [meses \text{ calendario}]$$

Este valor de $4.2 [meses \text{ calendario}]$, si se considera un funcionamiento continuo del molino pero si se analiza los requerimientos generales expuestos en la sección 3.1, el molino trabajara solo 24 horas por cada semana por tanto la vida de la banda aumenta.

4.9 Diseño del eje motriz

Antes de hallar las cargas en el eje, se analiza la configuración geométrica apropiada que debe tener el eje para transmitir la rotación al volante y tren de martillos. Se considera que en el eje van acoplados dos chumaceras, el rotor del molino, una polea. Figura 51.

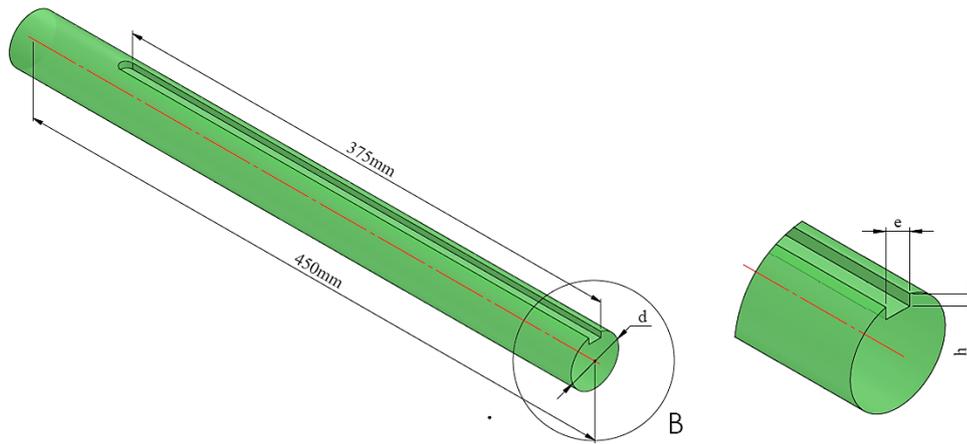


Fuente: Autores

Considerando lo expuesto anteriormente el eje debe medir aproximadamente $450 [mm]$.

La propuesta geométrica es un eje liso con una ranura para las chavetas cuyas dimensiones se representan en la Figura 52.

Figura 52. Dimensiones del eje motriz



Fuente: Autores

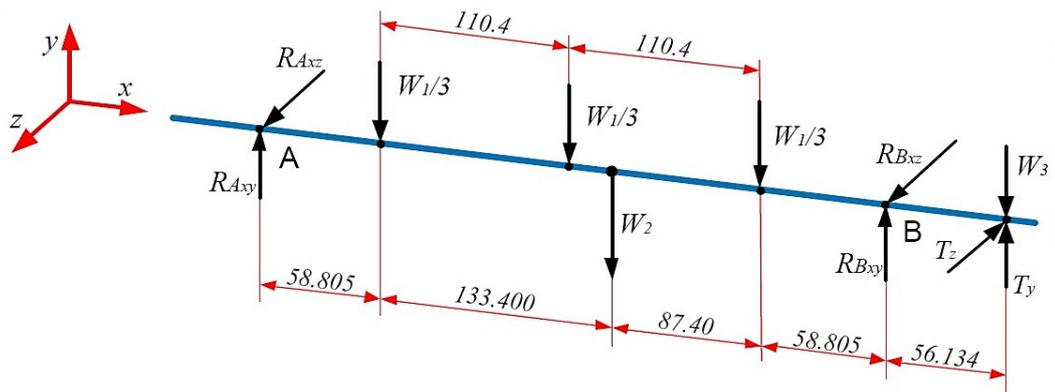
Material del eje motriz:

El material a utilizar es el acero AISI 4340, que es un acero de transmisión y apropiado para este tipo de máquinas de fácil acceso en el mercado nacional (ver Anexo D).

Cargas soportadas por el eje:

El esquema cinemático del eje motriz es el siguiente (ver Figura 53).

Figura 53. Elementos en el eje motriz



Fuente: Autores

Donde:

W_1 : El peso conjunto de los ejes secundarios, martillos, volantes y bocines separadores de martillos (ver Figura 54).

W_2 : Peso del eje motriz (ver Figura 55).

W_3 : Peso de la polea. Igual a $1.52 [Kgf] = 14.91 [N]$

T_y y T_z : Cargas producidas en la polea conducida y transmitidas al eje.

$R_{A_{xy}}, R_{A_{xz}}, R_{B_{xy}}, R_{B_{xz}}$, Reacciones en los apoyos del eje.

4.9.1 Cálculo de las cargas en el eje. Esta carga se debe al peso de los 24 martillos, 32 separadores, 3 volantes y 4 ejes secundarios.

$$W_1 = 24m_m + 3m_v + 4m_e + 32m_s$$

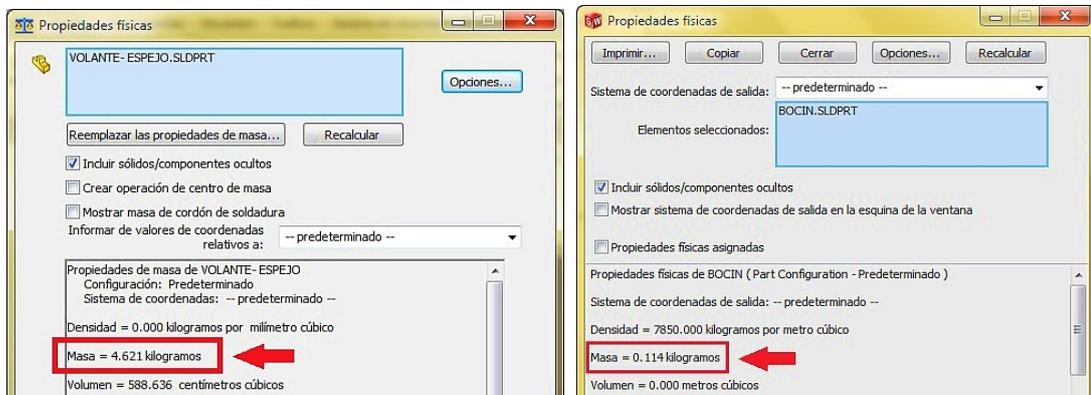
Donde en cálculos anteriores se tuvo:

$m_m = 0.268 [Kg]$, masa de los martillos

$m_e = 0.5473 [Kg]$, masa del eje secundario o porta martillos.

La masa de los volantes y los separadores se ha determinado con la ayuda de herramientas de CAD teniendo:

Figura 54. Masa de los volantes y separadores



Fuente: Autores

De donde se obtienen:

$$m_v = 4.621 [Kg]; m_s = 0.114 [Kg]$$

El peso total de los elementos sobre el eje es:

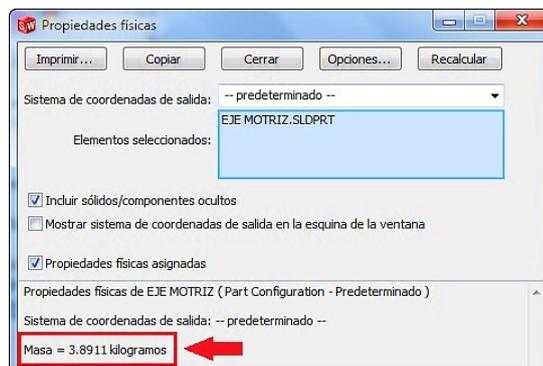
$$W_1 = 24 * 0.268 [Kg] + 3 * 4.621 [Kg] + 4 * 0.547 [Kg] + 32 * 0.114 [Kg]$$

$$W_1 = 26.131 [Kgf] = 256.345 [N]$$

Peso del eje motriz:

Con herramientas de CAD y estimando un diámetro del eje $d_e = 1.5 [in]$, se tiene:

Figura 55. Propiedades físicas del eje motriz



Fuente: Autores

De donde se tiene que el peso de eje motriz es:

$$W_2 = 3.891 [Kgf] = 38.171 [N]$$

Reacciones en la polea conducida

Para determinar las reacciones producidas por la transmisión se utilizan las ecuaciones

$$T_y = (T_1 - T_2) * \sin(\alpha) \quad (62)$$

$$T_z = (T_1 + T_2) * \cos(\alpha) \quad (63)$$

Donde:

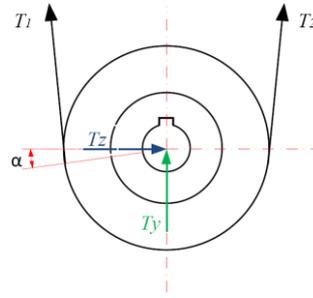
α : Ángulo comprendido entre la polea analizada y la banda ver ec. (64).

$$\alpha = \frac{180[^\circ] - \theta_d}{2} \quad (64)$$

$$\alpha = \frac{180[^\circ] - 159[^\circ]}{2} = 11[^\circ], y$$

$$T_1 = 120.32 [lb] \approx 564.76 [N]$$

$$T_2 = 87.7 [lb] \approx 390.24 [N]$$



Reemplazando valores se tiene que las tensiones en los planos xy y xz son:

$$T_y = (564.76 [N] - 390.24 [N]) * \sin 11[^\circ] = 33.3 [N]$$

$$T_z = (564.76 [N] + 390.24 [N]) * \cos 11[^\circ] = 937.45 [N]$$

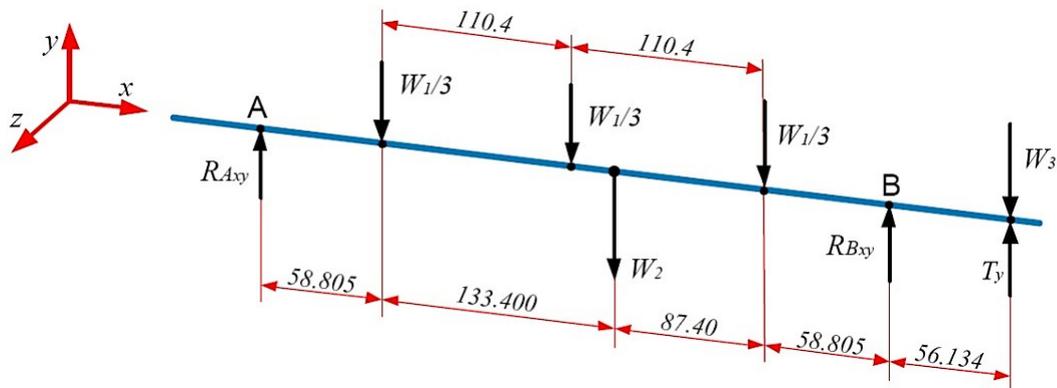
Torque suministrado

$$T = (T_1 - T_2) * \frac{D}{2} \tag{65}$$

$$T = (564.76 [N] - 390.24 [N]) * \frac{5.91[in]}{2} = 13 [Nm]$$

4.9.1.1 Distribución de cargas en el plano $x - y$. Las principales cargas que se aplican a lo largo del eje de transmisión en el plano $x - y$ se distribuyen como se muestra en la Figura 56:

Figura 56. Distribución de cargas en el plano $x - y$, del eje motriz



Fuente: Autores

Cargas:

$$W_1 = 256.345 [N] \rightarrow \frac{W_1}{3} = 85.448 [N] \downarrow$$

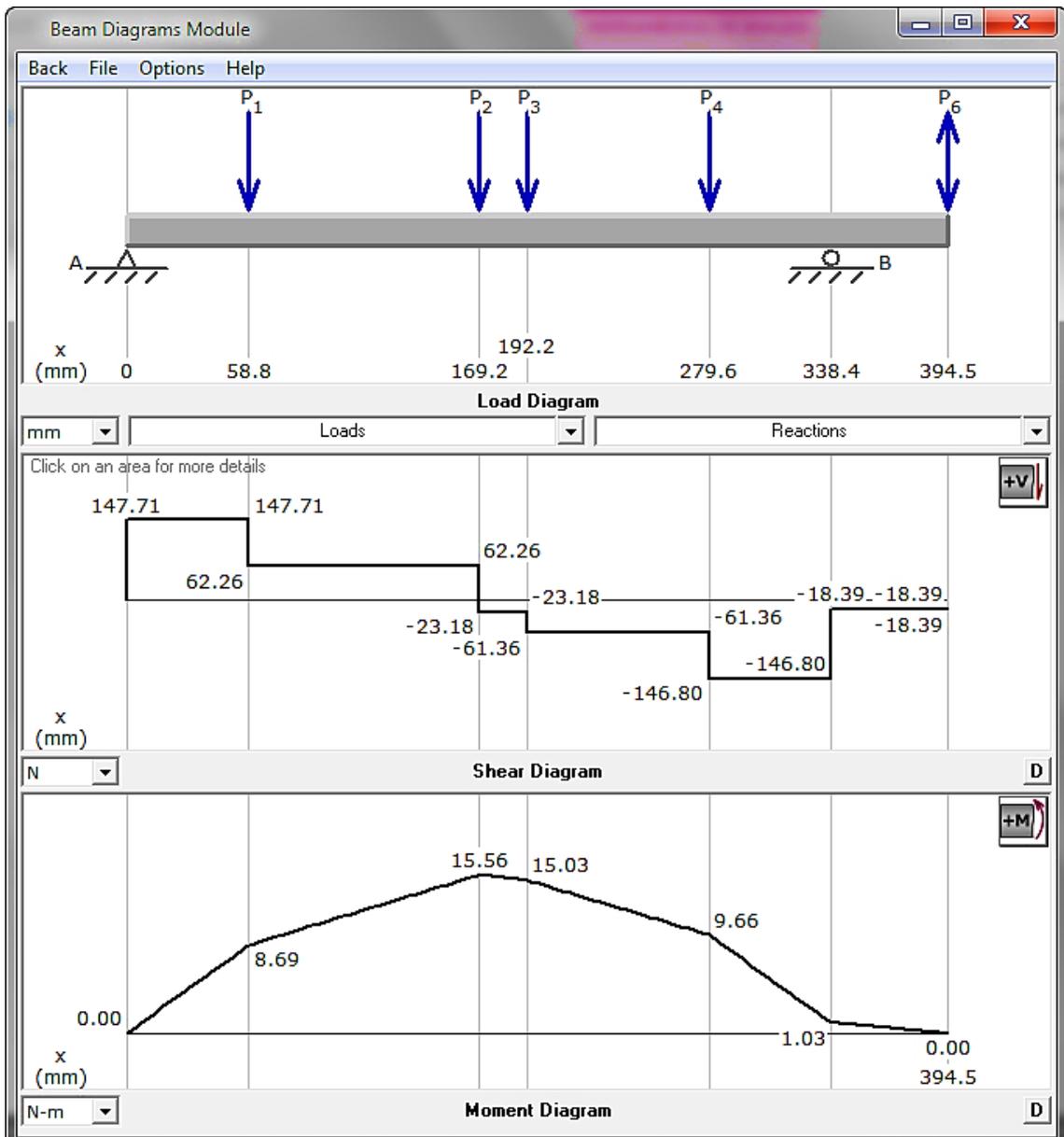
$$W_2 = 38.171 [N] \downarrow$$

$$W_3 = 14.91 [N] \downarrow$$

$$T_y = 33.3 [N] \uparrow$$

Para calcular el cortante y momento máximos se utiliza el software MDSolids 2.6, obteniendo los siguientes resultados (ver Figura 57).

Figura 57. Diagramas de cargas, momentos y cortante del eje motriz, plano $x - y$



Fuente: Autores

De donde se tiene los siguientes valores:

$$R_{A_{xy}} = 147.71 \text{ [N]} \uparrow$$

$$R_{B_{xy}} = 128.41 \text{ [N]} \uparrow$$

$$V_{m\acute{a}x} = 147.71 \text{ [N]}$$

Momentos en las coordenadas:

$$x = 58.8 \text{ [mm]} \rightarrow M = 8.69 \text{ [Nm]}$$

$$x = 169.2 \text{ [mm]} \rightarrow M = 15.56 \text{ [Nm]}$$

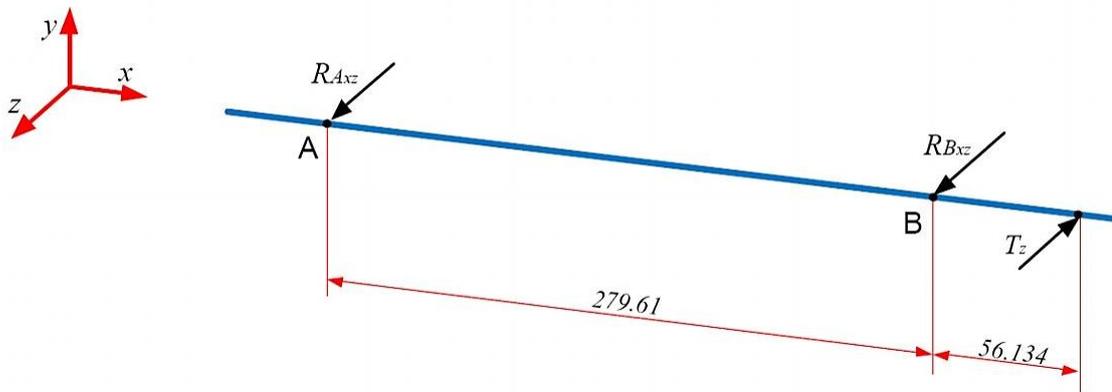
$$x = 192.2 \text{ [mm]} \rightarrow M = 15.03 \text{ [Nm]}$$

$$x = 279.6 \text{ [mm]} \rightarrow M = 9.66 \text{ [Nm]}$$

$$x = 338.4 \text{ [mm]} \rightarrow M = 1.03 \text{ [Nm]}$$

4.9.1.2 Distribución de cargas en el plano $x - z$. Las principales cargas que se aplican a lo largo del eje de transmisión en el plano $x - z$ se distribuyen como se muestra en la Figura 58:

Figura 58. Distribución de cargas en el plano $x - z$, del eje motriz



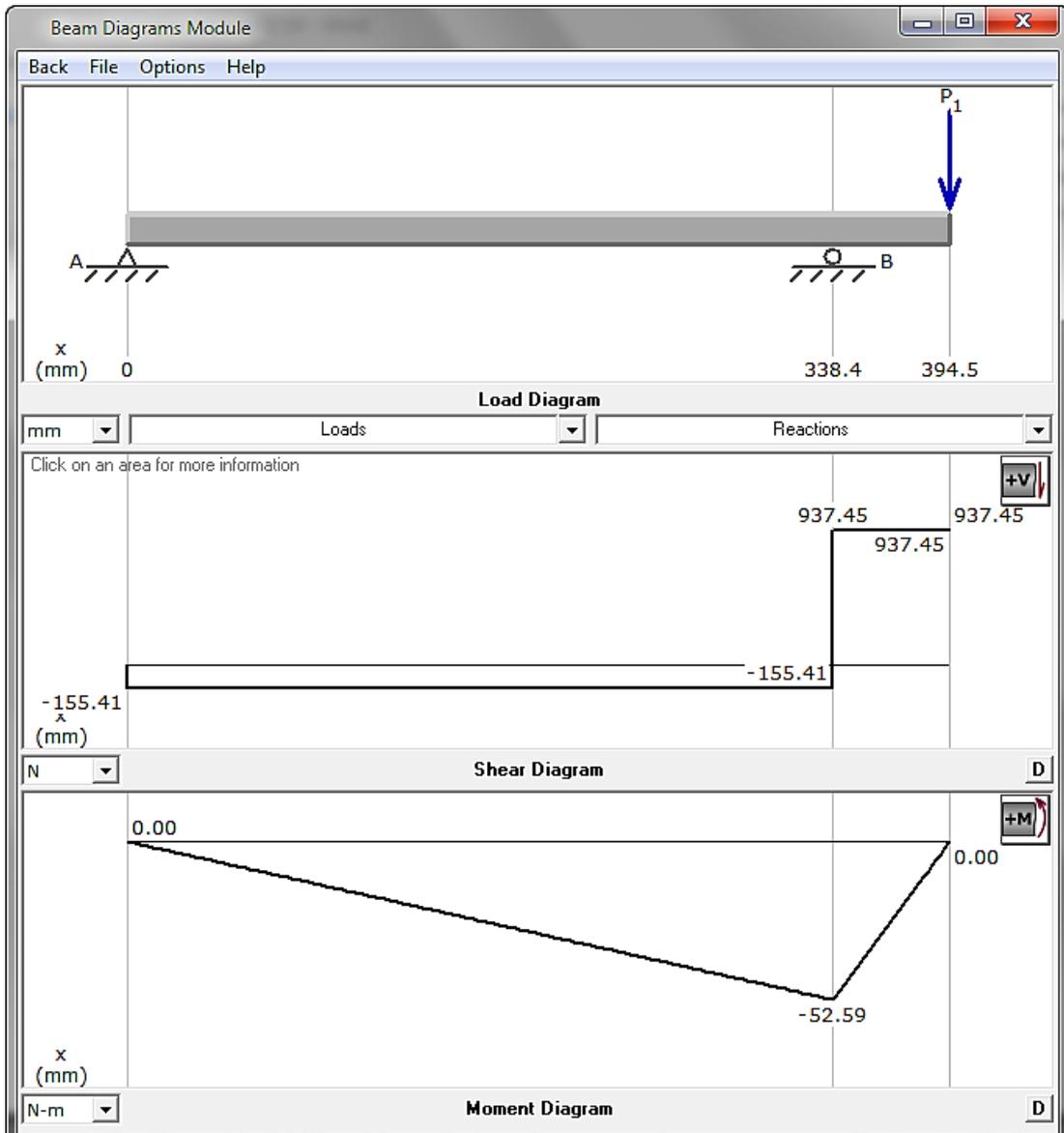
Fuente: Autores

Cargas:

$$T_z = 937.45 \text{ [N]}$$

Para calcular el cortante y momento máximos se utiliza el programa MDSolids 2.6, obteniendo los siguientes resultados (ver Figura 59).

Figura 59. Diagramas de cargas, momentos y cortante de eje motriz, plano x-z



Fuente: Autores

$$R_{A_{xz}} = 155.41 [N] \downarrow$$

$$R_{B_{xz}} = 1092.87 [N] \uparrow$$

$$V_{\text{máx}} = 937.45 [N]$$

Momento máximo en la coordenada:

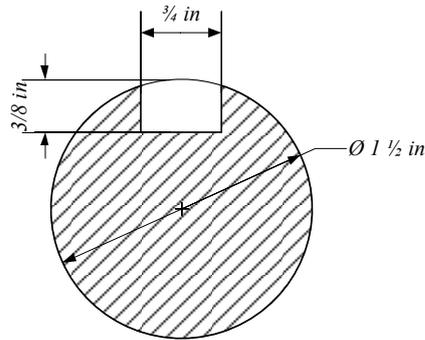
$$x = 338.4 [mm] \rightarrow M = 52.59 [Nm]$$

Considerando los valores del momento flector en los dos planos se considera que el

análisis se lo realizara en el apoyo B. Cuya sección es la siguiente (ver Figura 60):

Si se asume las dimensiones de la sección transversal del eje se tiene (LARBURU, 2001 págs. 518-520):

Figura 60. Sección de análisis de esfuerzos del eje motriz



Fuente: Autores

Momentos flectores en los planos $x - y$ y $x - z$ en el apoyo B:

$$M_{m\acute{a}x_{xy}} = 1.03 \text{ [Nm]}$$

$$M_{m\acute{a}x_{xz}} = 52.59 \text{ [Nm]}$$

Según la ec. (29), el momento máximo resultante en el punto B es:

$$M_{B\ m\acute{a}x} = \sqrt{M_{m\acute{a}x_{xy}}^2 + M_{m\acute{a}x_{xz}}^2}$$

$$M_{B\ m\acute{a}x} = \sqrt{(1.03 \text{ [Nm]})^2 + (52.59 \text{ [Nm]})^2} = 52.6 \text{ [Nm]}$$

4.9.2 *Diseño estático del eje motriz.* Con la ecuación del esfuerzo equivalente de von Mises Hencky, se realiza un análisis de los esfuerzos a los que está sometido el eje y se tiene:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_{ax})^2 + 3(\tau_t + \tau_c)^2} \tag{66}$$

Además se conoce que:

$$\sigma_{eq} = \frac{S_y}{n} \quad (67)$$

Considerando que no existen esfuerzos de torsión y axiales e igualando a la ec. (66) la ec. (67) queda:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f)^2 + 3(\tau_c)^2} = \frac{S_y}{n}$$

Donde:

n : Coeficiente de seguridad.

S_y : Límite de fluencia del material. Corresponde al acero AISI 4340, igual 225 [MPa].

Anexo D.

σ_f : Esfuerzo a flexión del elemento.

τ_c : Esfuerzo a corte.

Con la ec. (31), se calcula el esfuerzo máximo a flexión:

$$\sigma_f = \frac{32 \cdot M_{\text{máx}}}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_f = \frac{32 \cdot 52.6 [Nm]}{\pi \cdot (0.0381[m])^3} = 9.695 [MPa]$$

Con ayuda de la ec. (32), se calcula el esfuerzo a corte en el eje.

$$\tau_c = \frac{4 \cdot V_{\text{máx}}}{\pi \cdot d^2}$$

$$\tau_c = \frac{4 \cdot 937.4 [N]}{\pi \cdot (0.0381[m])^2} = 0.822 [MPa]$$

Por tanto:

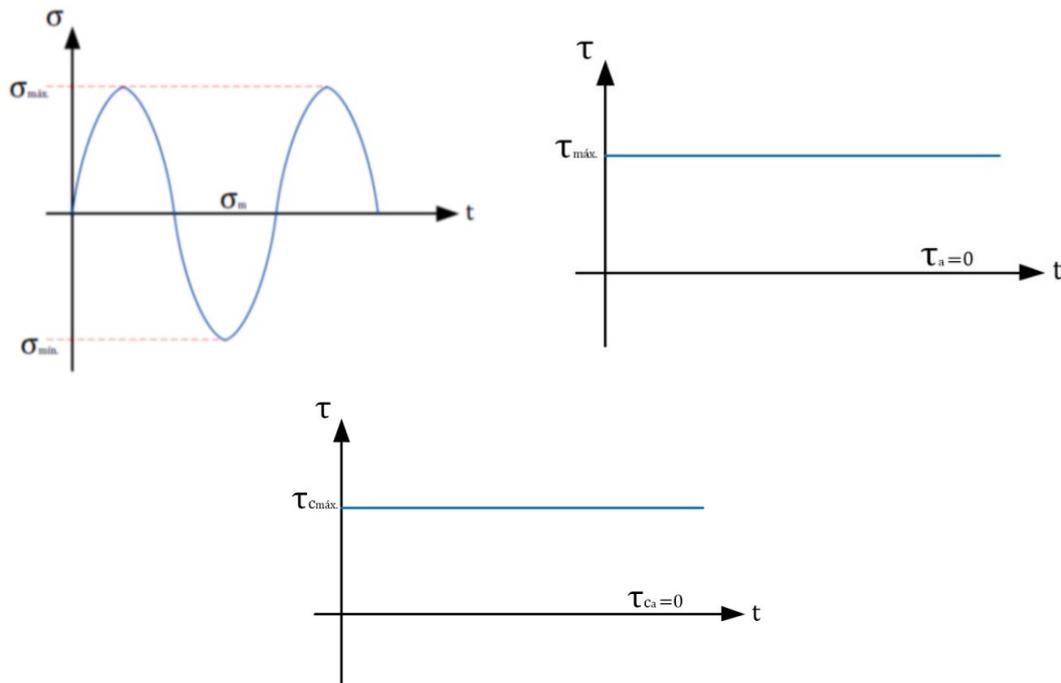
$$\sqrt{(9.695 \text{ [MPa]})^2 + 3(0.822 \text{ [MPa]})^2} = \frac{225 \text{ [MPa]}}{n}$$

$$n = 22.96 \text{ ok!}$$

El factor de seguridad determinado típico de un análisis estático es aceptable según recomienda Shigley, J. en su libro (Diseño en Ingeniería Mecánica). Porque $n > 1$ el diseño es adecuado.

4.9.3 *Diseño del eje motriz a fatiga.* Para este diseño, se considera la fluctuación de los esfuerzos como se muestra en la Figura 61.

Figura 61. Variación del esfuerzo en el eje motriz



Fuente: Autores

- **Esfuerzos de flexión**

$$\sigma_{f_a} = \frac{32 * M_{\max}}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_{f_a} = \frac{32 \cdot 52.59 \text{ [Nm]}}{\pi \cdot (0.0381 \text{ [m]})^3} = 9.695 \text{ [MPa]}$$

En el caso particular el esfuerzo medio es:

$$\sigma_{f_m} = 0 \text{ MPa}$$

- **Esfuerzos de torsión**

De la ec. (32) se tiene:

$$\tau_{t_m} = \frac{16 * T}{\pi * d^3}$$

Donde:

τ_{t_m} : Esfuerzo alternante amplitud expresado en [MPa]

T : Momento torsor máximo. Igual a 13 [Nm].

El esfuerzo de torsión en el eje será:

$$\tau_{t_m} = \frac{16 * 13 \text{ [Nm]}}{\pi * (0.0381 \text{ [m]})^3} = 1.197 \text{ [MPa]}$$

- **Esfuerzos de corte**

En el caso de tomar también el esfuerzo de corte constante, se tiene de la ec. (32):

$$\tau_{c_m} = \frac{4 * V_{m\acute{a}x}}{\pi * d^2}$$

Donde:

τ_{c_m} : Esfuerzo a corte alternante expresado en [MPa]

$V_{m\acute{a}x}$: Cortante máximo, igual 937.4 [N].

$$\tau_{c_m} = \frac{4 * 937.4 \text{ [N]}}{\pi * (0.0381 \text{ [m]})^2} = 0.822 \text{ [MPa]}$$

Se tiene un caso de esfuerzos combinados, para lo cual se utilizarán los esfuerzos equivalentes de Von Mises Hencky. De la ecuaciones (34) y (35).

Reemplazando valores se tiene:

$$\sigma_{eq_a} = \sqrt{(\sigma_{f_a})^2}$$

$$\sigma_{eq_a} = \sqrt{(9.695 [MPa])^2} = 9.695 [MPa]$$

y,

$$\sigma_{eq_m} = \sqrt{3(\tau_{t_m} + \tau_{c_m})^2}$$

$$\sigma_{eq_m} = \sqrt{3(1.197 [MPa] + 0.822 [MPa])^2} = 3.497 MPa$$

- **Límite de fatiga**

Se determina la resistencia a la fatiga, utilizando para ello la ecuación de *Marin*, ec. (36):

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_e$$

$$S'_e = 0.5 * S_{ut}$$

Si el material AISI 4340 posee un esfuerzo último, igual $S_{ut} = 818 [MPa]$; se tiene que:

$$S'_e = 0.5 * 818 [MPa] = 409 [MPa]$$

- **Factores de mayoración de esfuerzos**

Tomando los mismos conceptos manejados para el eje secundario se determinan los valores de cada uno de los factores resumiéndolos así:

Factor	Valor	Parámetro	Fuente
k_a	0.468	$S_{ut} = 818 [MPa]$	Ecuación (38), Tabla 10
k_b	0.840	$d = 38.1 [mm]$	Tabla 11
k_c	0.814	Confiability 99%	Tabla 12
k_d	1	Temperatura $\leq 45 [^\circ C]$	Tabla 13

k_e , Factor de concentración de esfuerzos

$$k_e = \frac{1}{k_f} \quad (68)$$

$$k_f = q (k_t - 1) + 1 \quad (69)$$

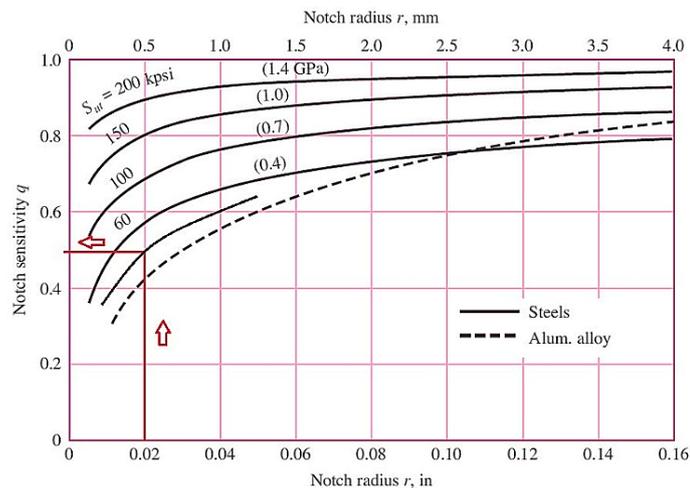
Dónde:

k_f : Coeficiente de mayoración de esfuerzos.

q : Coeficiente de sensibilidad de ranura (ver Figura 62).

k_t : Factor por configuración geométrica del elemento.

Figura 62. Sensibilidad a las ranuras



Fuente: SHIGLEY, J. 2006. Mechanical Engineering Desing, pág. 290

Con $r = 0.02$ [in] de ranura y $S_{ut} = 33$ [Kpsi], se tiene:

$$q = 0.5$$

Si se considera que $k_t = 3$, para ejes con ranuras para chavetas sometidas a esfuerzos combinados de flexión y torsión. Según recomienda (SHIGLEY, 2006 pág. 387) .

$$k_f = 0.5(3 - 1) + 1$$

$$k_f = 2$$

El factor de concentración de esfuerzos es $k_e = 0.5$ y reemplazando valores se tiene:

$$S_e = 0.468 * 0.840 * 0.814 * 1 * 0.5 * 409 \text{ [MPa]}$$

$$S_e = 65.44 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzos de Goodman, según la ec. (39).

$$\frac{\sigma_{eq_a}}{S_e} + \frac{\sigma_{eq_m}}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{9.695 \text{ [MPa]}}{65.44 \text{ [MPa]}} + \frac{3.497 \text{ [MPa]}}{818 \text{ [MPa]}} = \frac{1}{n}$$

Por tanto se tiene un coeficiente de seguridad igual a:

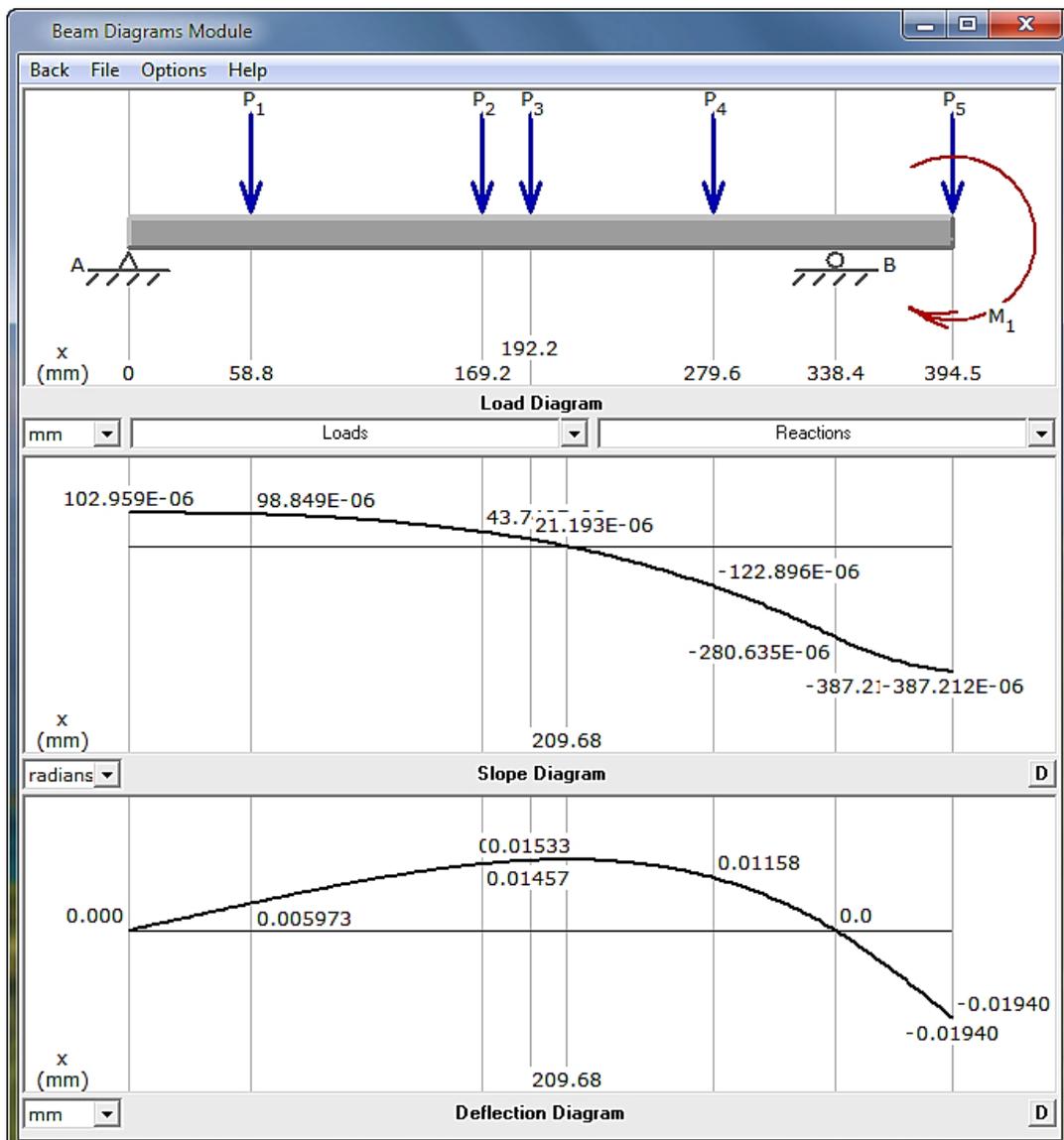
$$n = 6.56 \quad \text{ok! Es aceptable}$$

Los valores mostrados indican que el eje es confiable tanto en estática como en carga dinámica. Considerando que debe ser $n > 1$ según es recomendado por (Shigley, J. Diseño en Ingeniería Mecánica).

Por lo tanto el eje principal a usar tiene un diámetro de $1.5 \text{ [in]} = 38 \text{ [mm]}$ en acero AISI 4340. Revisar las características en el anexo indicado.

4.9.4 *Verificación de las deformaciones en el eje motriz.* Utilizando el programa MDSolid 2.6, el ángulo de giro y flecha máxima para el eje motriz se muestran en la Figura 63, así como también las ecuaciones características:

Figura 63. Deformaciones en el eje motriz



Fuente: Autores

Los resultados del análisis de la Figura 62 son:

$$\text{Angulo de giro máximo} = 387.179 \times 10^{-6} \text{ [rad]}$$

$$\text{Flecha máxima} = 0.01940 \text{ [mm]} \approx 19.4 \times 10^{-6} \text{ [m]}$$

Los valores obtenidos si se los compara con la recomendación dada por (IVANOV, 1984) (ver Página 77):

Flecha máxima

$$19.4 \times 10^{-6} [m] < 0.0002 (0.4 [m])$$

$$19.4 \times 10^{-6} [m] < 8 \times 10^{-4} [m] \text{ Ok}$$

Ángulo de giro

$$387.179 \times 10^{-6} [rad] < 0.01 [rad] \text{ Ok!}$$

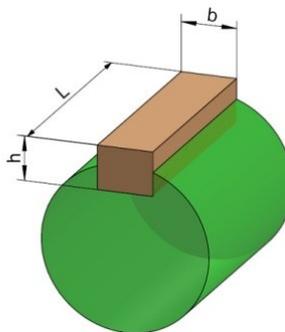
Se verifica que el diseño del eje es el correcto.

4.10 Diseño de las chavetas

Diseño de la chaveta del eje motriz y polea conducida. La forma de fijación de ejes con los elementos que ayudan a transmitir potencia, son las cuñas.

Estas cuñas son diseñadas de acuerdo a los esfuerzos que van a soportar, y poseen dos formas de sección transversal, cuadrada y rectangular. El ancho se lo denomina con la letra “b” y el alto con la letra “h”. (Norma UNE 17102).

Figura 64. Dimensión de la chaveta



Fuente: Autores

Lo primero que se realiza es la selección de la chaveta en base al diámetro del eje, lo cual se realiza empleando la tabla mostrada en el Anexo K.

A continuación se indican las dimensiones de la chaveta y chavetero para el eje cuyo diámetro es de $1.5 [in] = 38.1 [mm]$ obtenido en el Anexo K.

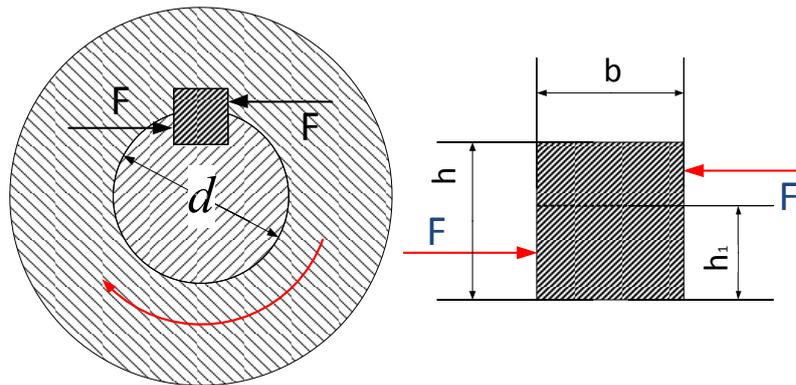
Sección de la chaveta: $b \times h = (10 \times 8) [mm]$

Chavetero en el eje: $h_1 = 5 [mm]$

Chavetero en el cubo: $h_2 = 3.3 [mm]$

4.10.1 Fallo por cizallamiento o corte. La fuerza de corte F sobre la chaveta, debida al momento torsor T que se transmite será: (ver Figura 65).

Figura 65. Análisis de la fuerza de corte en la chaveta



Fuente: Autores

$$F = \frac{2T}{d} \quad (70)$$

Donde:

F : Fuerza de corte.

T : Momento torsor máximo, igual a 13 [Nm].

d : Diámetro del eje, igual a 0.0381 [m].

$$F_c = \frac{2(13 [Nm])}{0.0381 [m]}$$

$$F_c = 682.41 [N]$$

Por la energía de distorsión la resistencia al cortante es:

$$S_{s_y} = 0.577 S_y \quad (71)$$

El material para la chaveta un bronce comercial cuyo límite de fluencia es $S_y = 152 [MPa]$. Considerando que la chaveta debe ser el elemento que sufra el daño en caso de sobrecarga en el eje.

$$S_{s_y} = 0.577 (152 [MPa]) = 87.704 [MPa]$$

La falla por corte a través de la sección va a originar el esfuerzo $\tau = F_c/b.L$. Sustituyendo la resistencia dividida entre el factor de seguridad, en vez de τ resulta.

$$\frac{S_{s_y}}{n} = \frac{2 F_c}{b L} \quad (72)$$

Si se considera $n = 2$ para garantizar el diseño el elemento entonces se tiene:

$$\frac{87.704 [MPa]}{2} = \frac{2 (682.41 [N])}{(10 [mm]) L}$$

$$L = 3.11 [mm]$$

La longitud del cubo de la polea es mucho mayor a la longitud encontrada de la chaveta, para garantizar estabilidad en el montaje entre el eje y la polea se considera que la longitud de la chaveta sea igual a 45 [mm].

Consecuentemente se selecciona una chaveta (10x8x45) [mm] para la polea del eje principal.

4.10.2 *Diseño de las chavetas para los volantes inerciales.* Para las chavetas en los volantes se toma el mismo análisis anterior, tomando en cuenta que la ranura del eje motriz es la misma en toda su longitud en consecuencia se considerara las siguientes dimensiones (10x8x45) [mm].

4.11 Selección de los rodamientos del molino

Para el sistema de molienda se requieren elementos que soporten muy bien las cargas radiales a velocidades elevadas, con bajo rozamiento y que cuenten con la posibilidad de funcionar tanto como rodamiento fijo y libre. Evaluando lo antes expuesto se concluye que los rodamientos rígidos de bolas son los mejores elementos que cumplen a cabalidad con estos requerimientos.

Para la selección de los rodamientos, es necesario determinar la capacidad de carga de estos elementos, los cuales deben contar con un agujero interno de 38.1 [mm] (1 1/2 [in]) y una vida útil aproximada de 20000 [h] (Trabajo ligero de 8 horas diarias por 20 días al mes y 10 años de servicio, Anexo L); la velocidad de giro del rotor corresponde a 900 [rpm].

El servicio del rodamiento está analizado a carga dinámica. Por ende se debe cumplir con la ec. (73).

$$P = X \cdot F_r + Y F_a \quad (73)$$

Dónde:

P : Carga dinámica equivalente [N].

F_r : Carga radial real [N].

F_a : Carga axial real [N].

X : Factor radial.

Y : Factor axial.

4.11.1 Cargas en los rodamientos. Se considera las reacciones máximas calculadas en los planos $x - y$ y $x - z$, para el eje motriz en las páginas 103 y 105.

Reacciones en el plano $x - y$.

$$R_{A_{xy}} = 147.72 \text{ [N]} \uparrow$$

$$R_{B_{xy}} = 128.41 \text{ [N]} \uparrow$$

Reacciones en el plano $x - z$

$$R_{A_{xz}} = 155.53 \text{ [N]} \downarrow$$

$$R_{B_{xz}} = 1092.98 \text{ [N]} \uparrow$$

Considerando el valor máximo de la reacción en el punto B, se tomara el mencionado punto crítico para el análisis para la selección de los rodamientos.

Fuerza radial resultante en el punto B.

$$F_r = \sqrt{R_{B_{xy}}^2 + R_{B_{xz}}^2} \quad (74)$$

$$F_r = \sqrt{(128.41 [N])^2 + (1092.98 [N])^2}$$

$$F_r = 1100.49 [N] = 1.1 [KN]$$

4.11.1.1 Análisis dinámico. Como la carga axial es despreciable ($F_a = 0$) de la ec. (73) se tiene:

$P = X \cdot F_r$, determinado el valor de $X=1$ (Anexo M) entonces la expresión se reduce:

$$P = 1.1 [KN]$$

- **Ecuación del factor de esfuerzo dinámico**

La capacidad de carga dinámica requerida está dada por la siguiente ecuación; y reemplazando valores se tiene:

$$C_{req} = \frac{f_l}{f_n} P \quad (75)$$

Si la máquina va a trabajar 20000 [h], el factor de esfuerzo dinámico es (ver Anexo N):

$$f_l = 3.42$$

Para una velocidad de 900 [rpm], el factor de velocidad de giro es (ver Anexo N):

$$f_n = 0.333$$

Reemplazando valores:

$$C_{req} = \frac{3.42}{0.333} \cdot 1.1 [KN] = 11.297 [KN]$$

4.11.1.2 Análisis estático:

- **Carga estática equivalente**

$$P_o = F_r, \text{ para } \frac{F_a}{F_r} \leq 0.8 \quad (76)$$

$$P_o = 1.1 \text{ [KN]}$$

Para calcular la capacidad de carga estática se toma en cuenta que para una exigencia normal el factor de esfuerzo estático es $f_s = 1.2$ (ver Anexo O), según la ec. (77).

$$C_o = f_s \cdot P_o \quad (77)$$

$$C_{o_{req}} = 1.2(1.1 \text{ [KN]}) = 1.32 \text{ [KN]}$$

De catálogos se selecciona el rodamiento adecuado el cual cumpla con los requerimientos de la máquina.

Con la carga dinámica se busca en el (Anexo P), un rodamiento con la siguiente denominación:

Selección:

Rodamientos FAG tipo S.

Denominación: FAG 16208.108

$$d = 38.1 \text{ [mm]} = 1 \frac{1}{2} \text{ [in]}$$

$$B = 43.7 \text{ [mm]}$$

$$D = 80 \text{ [mm]}$$

Además se obtienen:

$$C_{tabla} = 29 \text{ [KN]}$$

$$C_{o_{tabla}} = 18 \text{ [KN]}$$

Comparando los valores tabulados con los requeridos, se comprueba que:

$$C_{oreq} \leq C_{otabla} \quad \rightarrow 1.32 [KN] \leq 18 [KN] \text{ ok!}$$

$$C_{req} \leq C_{tabla} \quad \rightarrow 11.297 [KN] \leq 29 [KN] \text{ ok!}$$

Entonces se puede decir que la selección es la correcta según recomienda, (HAMROCK, 2000).

También se debe seleccionar el tipo de soporte (Anexo P):

Selección:

Soporte de pie, de fundición gris.

Denominación: FAG - P16208.108.

Soporte: P208

4.12 Dimensionamiento de la tolva de alimentación

Para calcular el volumen de almacenamiento mínimo interno que debe tener la tolva se utiliza la siguiente expresión:

$$V_{t_{minimo}} = \frac{m_c}{\delta_c} \tag{78}$$

Donde:

$V_{t_{minimo}}$: Volumen mínimo interno de almacenamiento en metros cúbicos [m^3]

δ_c : Densidad del carbón. Igual a $440 [kg/m^3]$

m_c : Masa del carbón en kilogramos $50 [kg]$

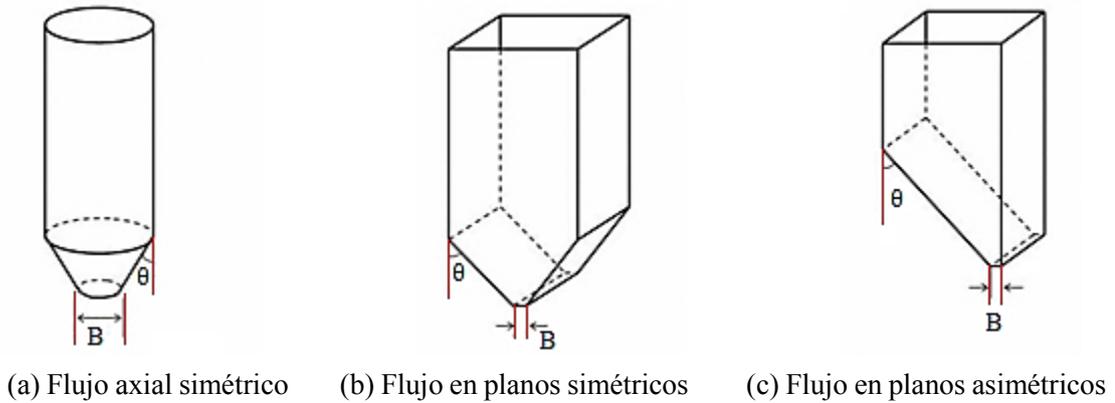
$$V_{t_{minimo}} = \frac{50 [Kg]}{440 [Kg/m^3]} = 0.114 [m^3]$$

4.12.1 Diseño de la tolva. El diseño de la tolva se fundamenta en la producción requerida, en el peso y dimensiones del carbón (ENGORMIX, 2013).

La Figura 66 indica 3 tipos de tolvas utilizadas en la industria así como el ángulo de inclinación necesario para que el carbón se deslice sobre la superficie interna de las

mismas.

Figura 66. Distintas geometrías de las tolvas

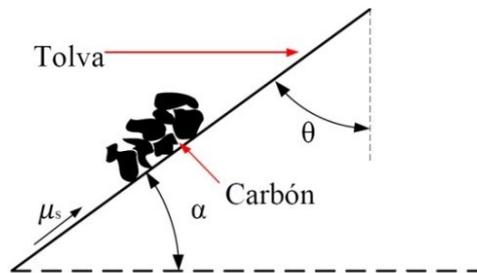


Fuente: Autores

El ángulo de inclinación en tolvas de alimentación para carbón de pino en trozos; va desde (35 a 45) [°]. (TARGUETA, 1969).

Si se analiza el deslizamiento de un sólido sobre una superficie, la inclinación de la tolva considerando el coeficiente de fricción estático cuando la madera se desliza sobre acero varía entre (0.55 a 0.7), tomando el valor de 0.7 el ángulo de inclinación de la tolva será:

Figura 67. Coeficiente de fricción del carbón vegetal



Fuente: Autores

$$\alpha = \tan^{-1} \mu_s \quad (79)$$

$$\alpha = \tan^{-1}(0.7)$$

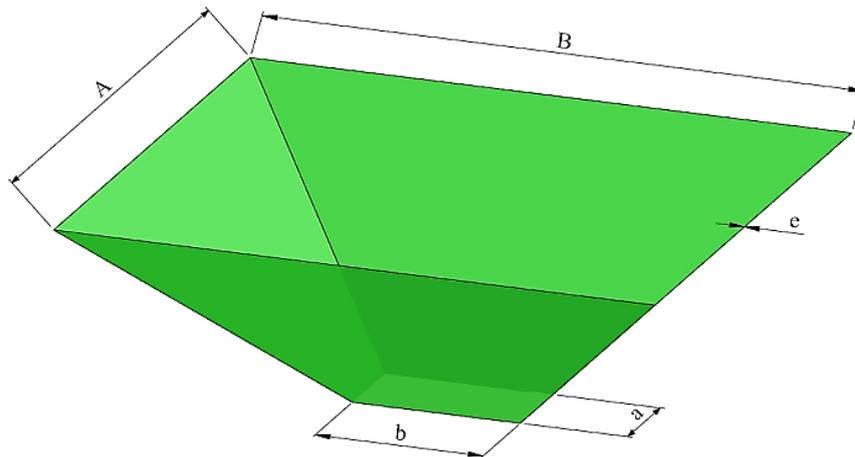
$$\alpha = 35[^\circ]$$

Por lo tanto ángulo de inclinación para la tolva es $\theta = 45[^\circ]$, el cual cumple con la

primera recomendación.

Para el dimensionamiento de la tolva se considera una tolva de tipo trapezoidal, de flujo en planos simétricos (ver Figura 68).

Figura 68. Parámetros de dimensionamiento de la tolva

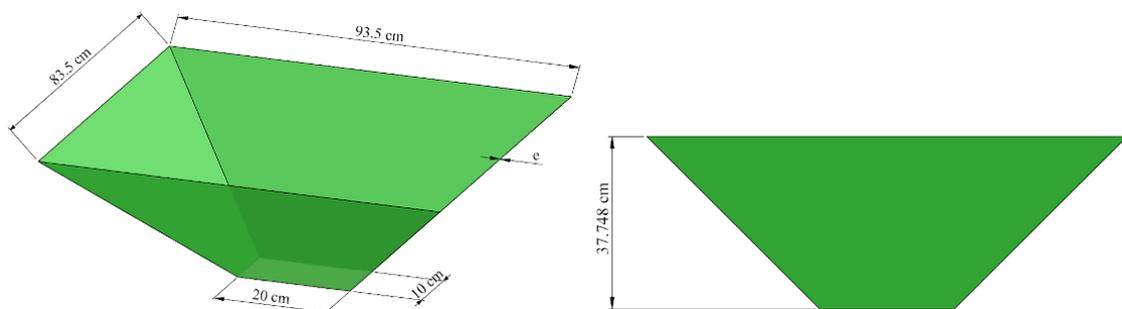


Fuente: Autores

Considerando el tamaño del material y el ancho de la carcasa del molino se asume las dimensiones de $a = 10$ [cm] y $b = 20$ [cm].

Se necesita calcular la altura de la tolva y las dimensiones restantes para el volumen requerido, estos parámetros se los calcula por medio de herramientas de CAD.

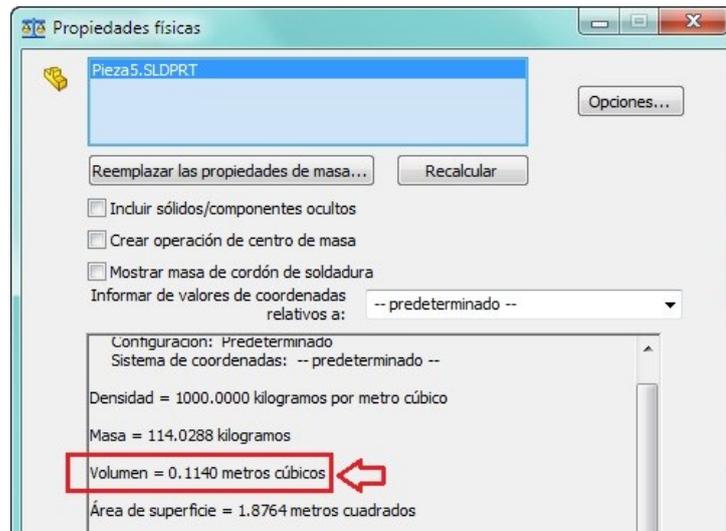
Figura 69. Altura y dimensiones de la tolva de alimentación



Fuente: Autores

Con las dimensiones halladas se tiene el siguiente volumen (ver Figura 70).

Figura 70. Volumen calculado de la tolva

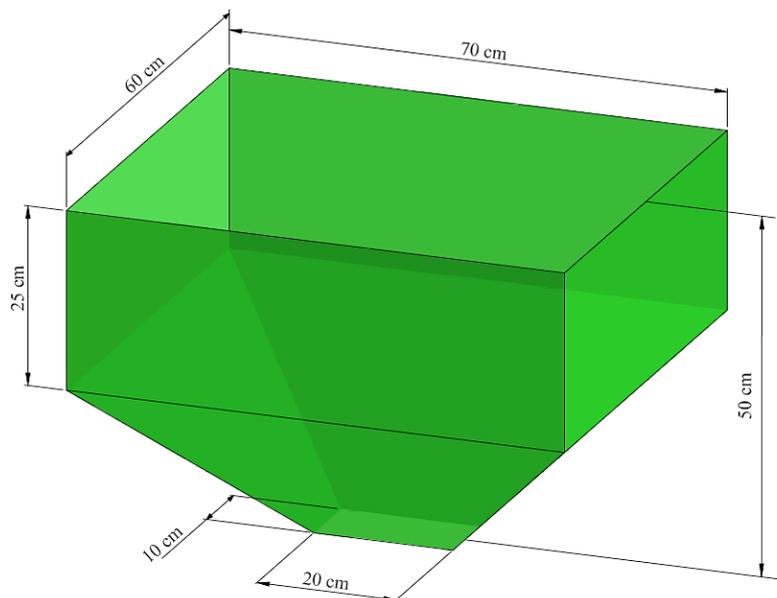


Fuente: Autores

$$V_t = 0.1140 \text{ m}^3$$

Por cuestiones de estética y además considerando la forma y geometría del carbón agregamos un 30% más del volumen requerido. De acuerdo a lo analizado el volumen equivalente y la forma final de la tolva será (ver Figura 71).

Figura 71. Dimensiones de la tolva de alimentación



Fuente: Autores

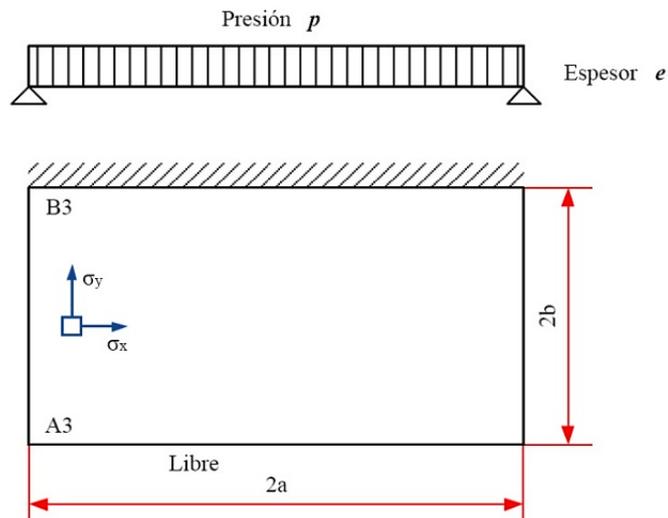
El volumen final calculado es:

$$V_{t\ final} = 0.148\ m^3$$

Se debe indicar la tolva está unida al molino por medio de un sistema de regulación y dosificación compuesto por una garganta y una compuerta, acopladas por medio de bridas para facilitar su desmontaje. Ver planos del molino.

4.12.2 Cálculo resistivo de la tolva. Se hace el estudio considerando la tolva como una placa rectangular, empotrada en un lado, apoyada en dos lados y libre en un lado, (RECALDE, 2011 pág. 168); como se muestra en la Figura 72.

Figura 72. Esfuerzos actuantes en la tolva



Fuente: Autores

La fuerza actuante en la tolva es la masa permanente dividida entre el área donde actúa. El área sería el perímetro de la sección ($2a$) multiplicada por la longitud de la tolva ($2b$).

$$Perimetro_{tolva} = 2l_1 + 2l_2 \quad (80)$$

Según la Figura 71, $l_1 = 10\ [cm]$ y $l_2 = 20\ [cm]$

Reemplazando valores se tiene:

$$Perimetro_{tolva} = 2(10\ [cm]) + 2(20\ [cm])$$

$$Perimetro_{tolva} = 60\ [cm] = 0.6\ [m]$$

$$Presion_{tolva} = \frac{W_{material} + W_{tolva}}{2a * 2b} \quad (81)$$

Donde:

$W_{material}$: Peso de la materia prima [N].

W_{tolva} : Peso de la tolva [N].

a : Perímetro de la sección $2l_1 + 2l_2$, en [m]

b : Longitud de la tolva, según la Figura 71, $b = 0.7$ [m]

$$W_{material} = \delta_{carbon} * V_{tolva} \quad (82)$$

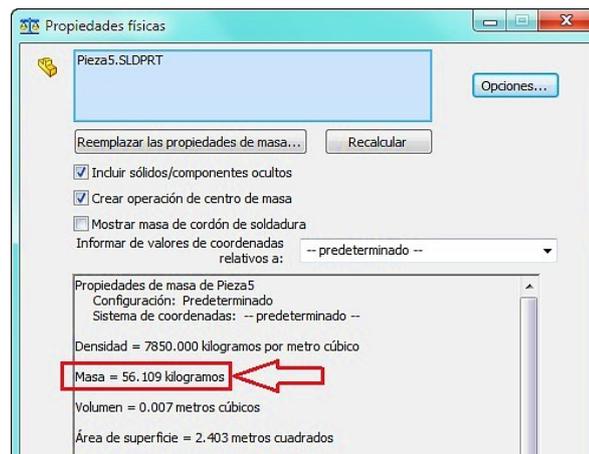
$$W_{material} = 440 \left[\frac{Kg}{m^3} \right] * 0.148 [m^3]$$

$$W_{material} = 65.12 [Kg] = 639.612 [N]$$

- **Peso de la tolva**

Se considera construir la tolva en lamina de acero ASTM A-36 con un espesor $e = 3$ [mm], sin que afecte su funcionamiento; con la ayuda de herramientas de CAD se calcula la masa de la tolva (ver Figura 73).

Figura 73. Propiedades físicas de la tolva



Fuente: Autores

De la Figura 73, la masa de la tolva será:

$$masa_{tolva} = 56.109 \text{ Kg}$$

Entonces:

$$W_{tolva} = 550.4 \text{ [N]}$$

$$Presion_{tolva} = \frac{639.612 \text{ [N]} + 550.4 \text{ [N]}}{(2 * 0.6 \text{ [m]}) * (2 * 0.7 \text{ [m]})}$$

$$Presion_{tolva} = 708.34 \text{ [Pa]}$$

Para hallar los esfuerzos actuantes en la tolva se aplica la siguiente ecuación:

$$\sigma = A * p * \frac{b^2}{e^2} \quad (83)$$

Donde:

σ ; Esfuerzo actuante [Pa].

A; Coeficiente de esfuerzo.

p; Presión actuante [Pa].

b; Longitud de la tolva [m].

e; Espesor de la tolva [m].

En el punto A₃ existe únicamente la componente de esfuerzo en x, obteniendo:

$$\sigma_x^{A_3} = A_{3x} * p * \frac{b^2}{e^2} \quad (84)$$

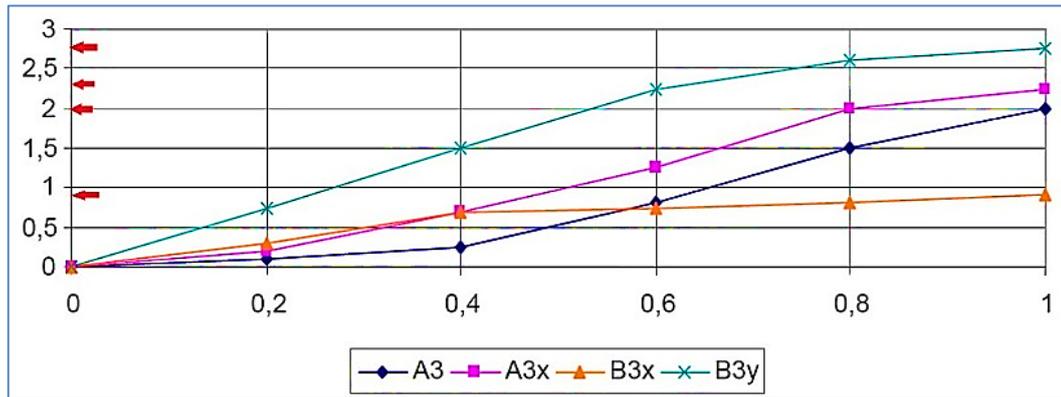
En el punto B₃ se producen las dos componentes de reacción:

$$\sigma_x^{B_3} = B_{3x} * p * \frac{b^2}{e^2} \quad (85)$$

$$\sigma_y^{B_3} = B_{3y} * p * \frac{b^2}{e^2} \quad (86)$$

Los coeficientes A_{3x}, B_{3x} y B_{3y} se determinan mediante la Figura 74, en base al coeficiente b/a (=0.7/ 0.6 = 1.2), se toma los valor del máximo b/a = 1.

Figura 74. Coeficientes para esfuerzos actuantes en una tolva



Fuente: RECALDE, V. 2011. Diseño de una Máquina Troqueladora de Palmito Automática TESIS. Facultad de Mecánica. pág. 46

Observando la Figura 74, se tiene:

$$A_3 = 2$$

$$A_{3x} = 2.3$$

$$B_{3x} = 0.9$$

$$B_{3y} = 2.75$$

Aplicando las respectivas ecuaciones obtenemos los siguientes resultados:

- Esfuerzos actuantes en el punto A_3 :

$$\sigma_x^{A_3} = 2.3 * 708.34 [Pa] * \frac{(0.7 [m])^2}{e^2}$$

$$\sigma_x^{A_3} = \frac{1629.67}{e^2} [N] = \sigma_1^{A_3}$$

- Esfuerzos actuantes en el punto B_3 :

$$\sigma_x^{B_3} = 0.9 * 708.34 [Pa] * \frac{(0.7 [m])^2}{e^2}$$

$$\sigma_x^{B_3} = \frac{312.38}{e^2} [N] = \sigma_1^{B_3}$$

$$\sigma_y^{B_3} = 2.75 * 708.34 [Pa] * \frac{(0.7 [m])^2}{e^2}$$

$$\sigma_y^{B_3} = \frac{954.49}{e^2} [N] = \sigma_2^{B_3}$$

- Los esfuerzos principales que actúan sobre la tolva son:

$$\sigma_1 = \sigma_1^{A_3} + \sigma_1^{B_3} \quad (87)$$

$$\sigma_1 = \frac{1942.05}{e^2} [N]$$

$$\sigma_2 = \sigma_2^{B_3} \quad (88)$$

$$\sigma_2 = \frac{954.49}{e^2} [N]$$

El acero ASTM A-36 tiene un $S_y = 250 [Mpa]$.

Aplicando la teoría de esfuerzo cortante máximo:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_1 - \sigma_2} \quad (89)$$

Para un $n = 2$ se obtiene:

$$2 = \frac{250 [Mpa]}{\frac{1942.05}{e^2} [N] - \frac{954.49}{e^2} [N]}$$

$$e = 2.8 [mm]$$

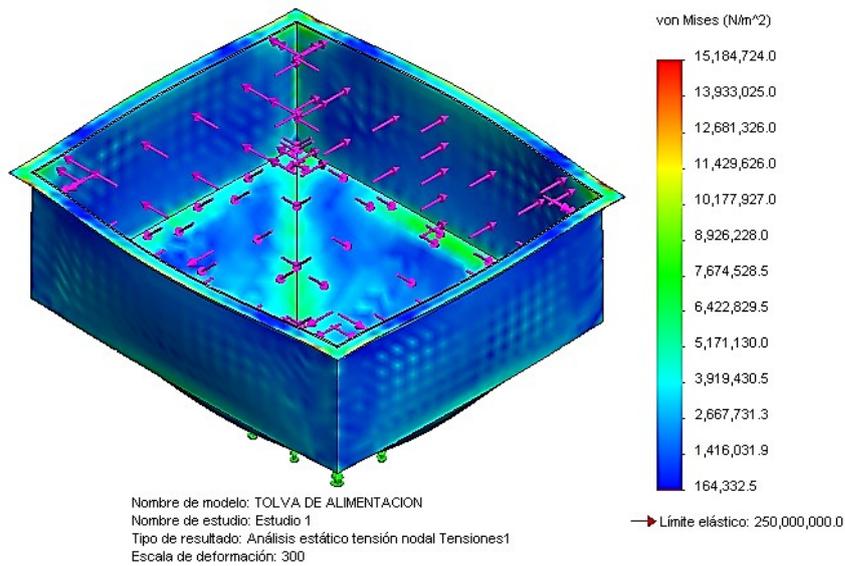
Por consiguiente el espesor de la tolva será aproximadamente de 3 [mm], consultando en el mercado se opta por construirla de plancha de acero de 1/8 [in] (ver Anexo Q).

4.12.3 Verificación de diseño de la tolva con CAE. Utilizando el método de elementos finitos, se verifica el diseño de la tolva:

- **Tensiones máximas y mínimas en la tolva**

Aplicando una carga de 65 [kg] normal a cada cara de la tolva simulando un caso extremo, las tensiones máximas y mínimas se representan en la figura siguiente:

Figura 75. Tensiones máximas y mínimas en la tolva



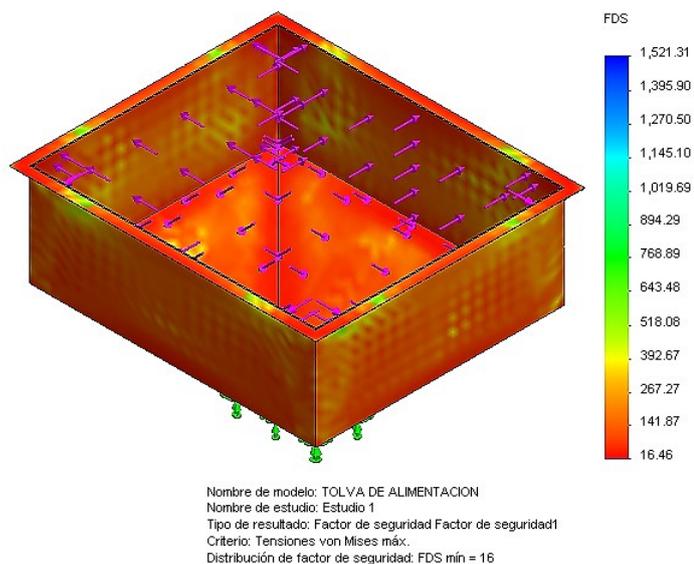
Fuente: Autores

Al analizar las tensiones en la Figura 75 se puede observar que las tensiones aplicadas no superan el límite permisible para el acero. Entonces la pieza es adecuada para el trabajo a realizar, desde el punto de vista de la fluencia.

- **Factor de seguridad**

El factor de seguridad evaluado utilizando herramientas de software de CAE resulta el mostrado en la Figura 76.

Figura 76. Factor de seguridad de la tolva



Fuente: Autores

De la Figura 76 se tiene:

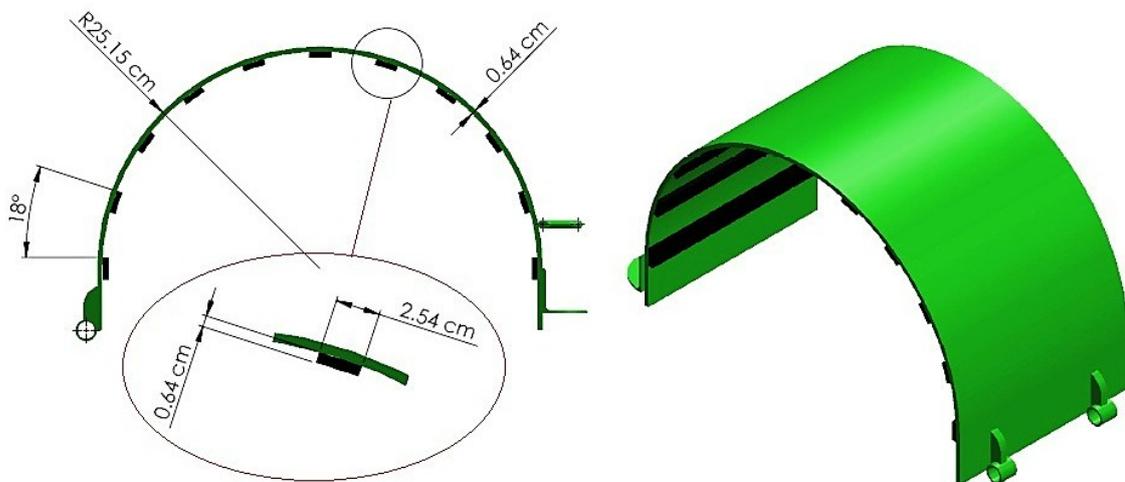
$$n = 16.46 \text{ Ok!!}$$

Por lo tanto el material y espesor del material de la tolva son óptimos según recomienda Shigley en su libro de Diseño de elementos de máquinas.

4.13 Diseño de la carcasa superior del molino

La carcasa del molino tiene 2 partes fundamentales; carcasa superior e inferior. La carcasa que soporta mayor carga es la superior, el espesor de la lámina de acero será de $\frac{1}{4}$ [in] y sobre ella estará soldadas platinas de acero de 1 [in] de ancho por $\frac{1}{4}$ [in] de espesor de acero ASTM A-36 distribuidas adecuadamente, las mismas que refuerzan y soportan el impacto del material para asegurar la molienda, como se muestra en la Figura 77, por lo tanto sin afectar el diseño se considera el mismo espesor para la carcasa inferior.

Figura 77. Carcasa superior



Fuente: Autores

4.13.1 Análisis de esfuerzos en la carcasa. Mediante la utilización de herramientas CAE se analiza la carga actuante en la carcasa y es igual a la fuerza de trituración del carbón $F_G = 350.654$ [N].

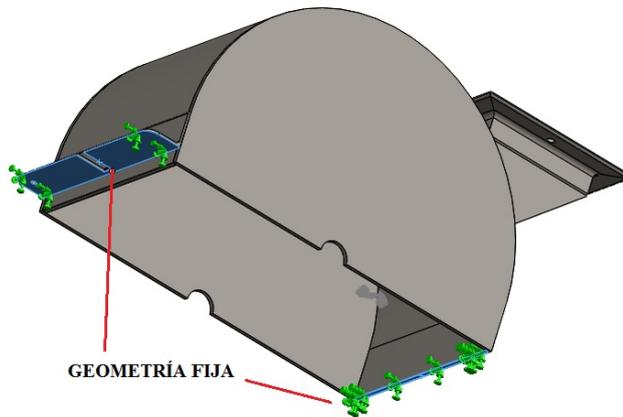
Tabla 25. Parámetros de entrada de la carcasa del molino

PARÁMETRO	DETALLE
Carga	350.654 [N]
Material carcasa	ASTM A-36
Espesor	6 [mm]

Fuente: Autores

La restricción del elemento es la parte anexa al cuerpo del molino, como se indica en la Figura 78:

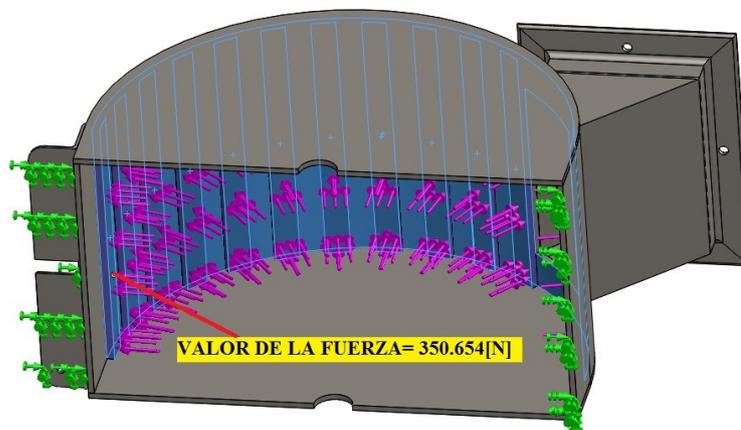
Figura 78. Restricciones de la carcasa superior



Fuente: Autores

La asignación de cargas, será en la cara superior de la carcasa como se muestra en la Figura 79, suponiendo un estado crítico en la que actúen las fuerzas en cada platina perpendicularmente a las superficies de las mismas.

Figura 79. Asignación de cargas en la carcasa superior



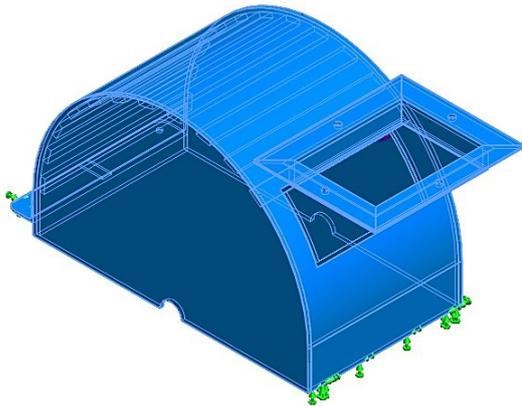
Fuente. Autores

Luego del análisis se obtiene los resultados:

- **Material**

La Figura 80, nos indica las principales características del material utilizado en la carcasa del molino.

Figura 80. Material utilizado en el diseño de la carcasa superior



Nombre:	ASTM A36 Acero
Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error predeterminado:	Tensión máxima de von Mises
Límite elástico:	2.5e+008 N/m ²
Límite de tracción:	4e+008 N/m ²
Módulo elástico:	2e+011 N/m ²
Coefficiente de Poisson:	0.26
Densidad:	7850 kg/m ³
Módulo cortante:	7.93e+010 N/m ²

Fuente: Autores

- **Propiedades de estudio**

La Tabla 26, nos indican los parámetros de estudio realizado por el software de CAD.

Tabla 26. Parámetros de estudio en el diseño de la carcasa superior

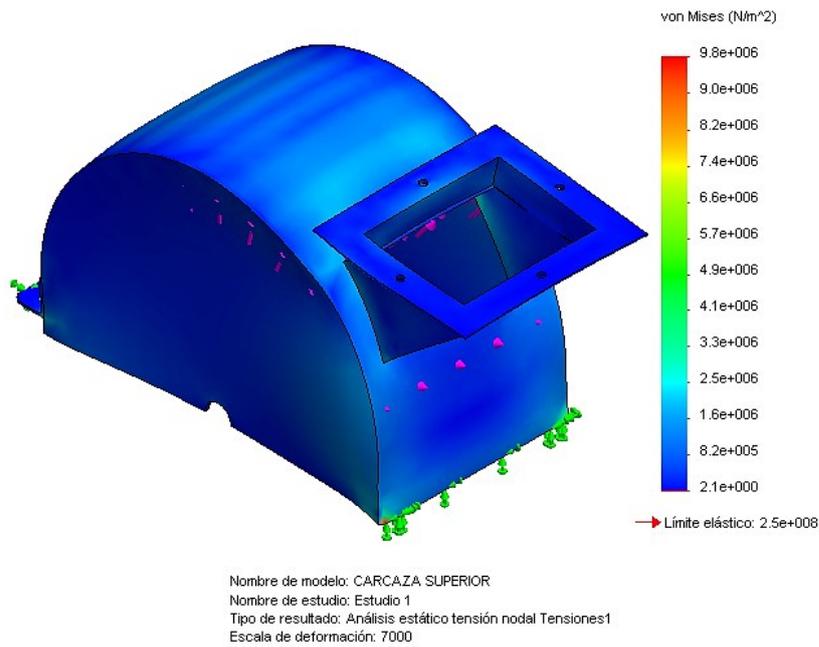
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	0 mm
Tamaño mínimo del elemento	0 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Fuente: Herramientas de CAE

- **Tensiones**

Las tensiones máximas y mínimas generadas en la pared de la carcasa se muestran en la Figura 81. Además de indicar gráficamente la distribución en la misma mediante una ilustración representada por medio de colores.

Figura 81. Tensiones en la carcasa superior

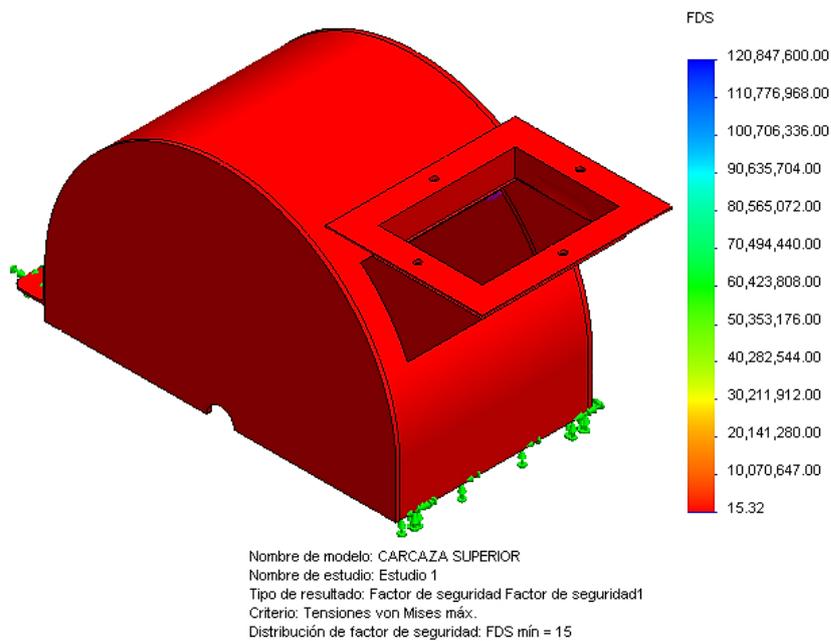


Fuente: Autores

En la Figura 81 se puede apreciar que las tensiones aplicadas a la pieza, no son críticas pues el límite de tensiones permisibles es mayor que las tensiones aplicadas.

- **Factor de seguridad**

Figura 82. Factor de seguridad en la carcasa superior



Fuente: Autores

De la Figura 82 se puede observar que el factor de seguridad alcanzado en la carcasa $n=15$, es óptimo si se considera el tipo de trabajo que va a realizar el elemento y el tipo de material (carbón) el cual será impactado en la cara superior lo cual provocara un deterioro aun mayor de su superficie.

4.14 Selección de anillos de seguridad para el eje secundario

Este elemento es muy importante ya que evitara el movimiento axial del eje secundario, en los volantes además permitirá cuando sea necesario desmontar los elementos del rotor (Ver figura 83).

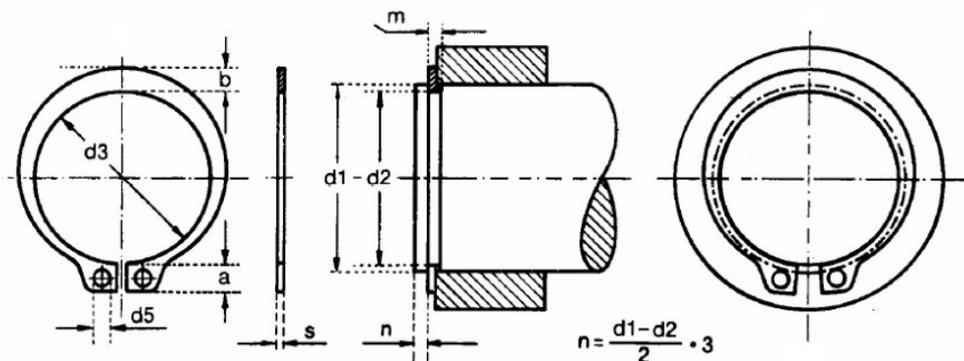
Figura 83. Anillo de sujeción externo



Fuente: Autores

La selección del anillo se la realiza con el diámetro del eje secundario $d = 19.05$ [mm], en catálogos que se los puede obtener el mercado nacional (ver Figura 84).

Figura 84. Dimensiones del anillo de sujeción



Fuente: SEEGER, Catalogo, www.rulemanesdemayo.com.ar

Las dimensiones del anillo están dadas por la norma DIN 471 (ver Anexo R).

4.15 Análisis con CAE de la estructura soporte

Descripción. Análisis mediante el método de elementos finitos de la estructura del molino utilizando las herramientas CAE. En la Tabla 30 se describe las propiedades del estudio realizado el software.

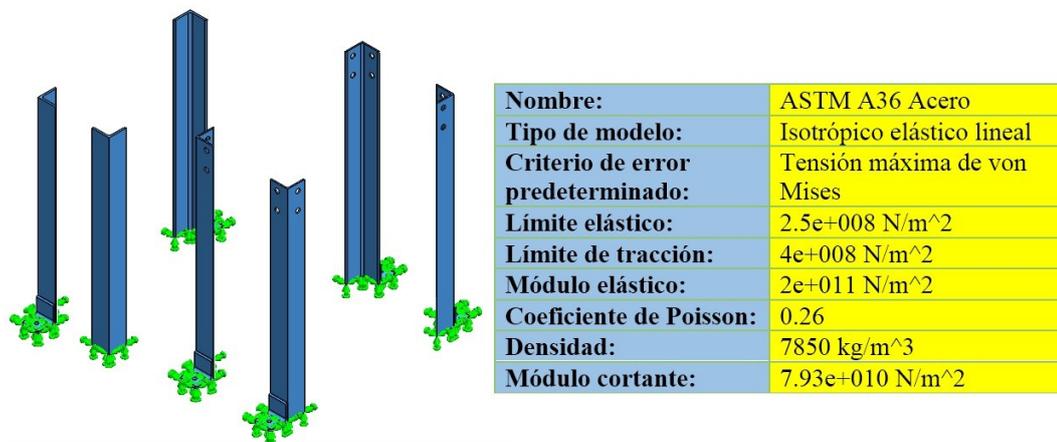
Tabla 27. Propiedades del estudio

Nombre de estudio	Análisis de la estructura
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Tipo de solver	Direct sparse solver

Fuente: Herramientas de CAE

Las propiedades del material de cada elemento se muestran en la Figura 85.

Figura 85. Propiedades del material de los elementos de la estructura

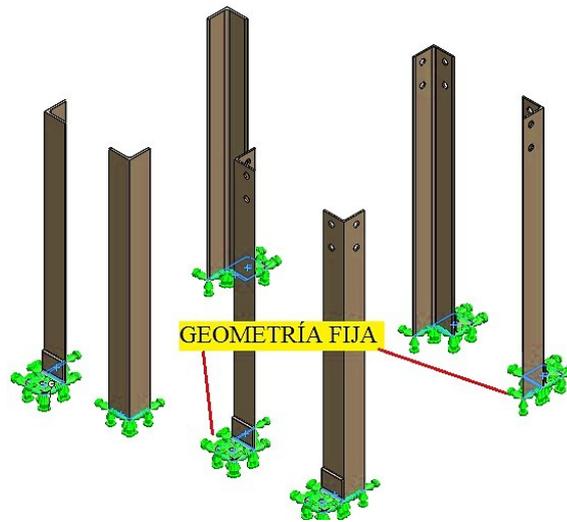


Fuente: Autores

- **Cargas y restricciones**

Sujeción. Hemos asumido una sujeción fija debido a las condiciones de trabajo a las que está sujeta la máquina (ver Figura 86).

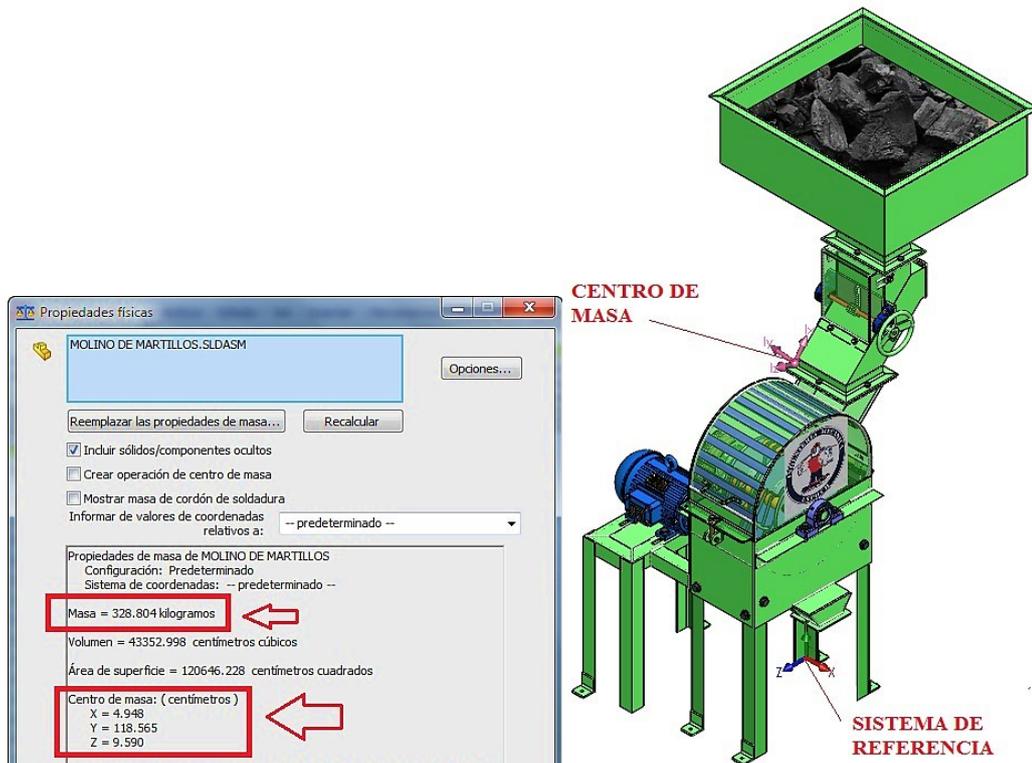
Figura 86. Sujeciones en la estructura



Fuente: Autores

Cargas. Son todos los pesos de los elementos de la máquina, además se considera el peso del material que ocupara la tolva de alimentación igual a 50 [Kg]. Entonces utilizando el CAD y CAE se obtuvo este valor indicado en la Figura 87, donde además se muestra el centro de gravedad el cual servirá para la aplicación de la carga.

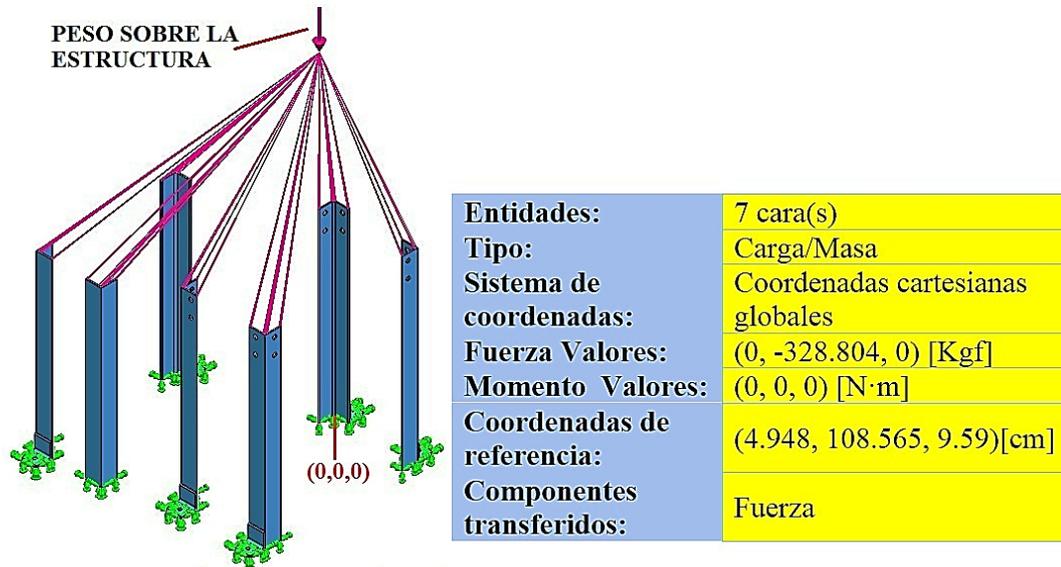
Figura 87. Peso total de la máquina y centro de gravedad



Fuente: Autores

En la Figura 88, se muestra el valor de la carga y su punto de aplicación.

Figura 88. Cargas en la estructura



Fuente: Herramientas CAE

- **Información de malla**

En la Tabla 28. Se detalla las características de la malla creada en el bastidor.

Tabla 28. Información de la malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	23681
Número total de elementos	10783
Cociente máximo de aspecto	30.366
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:07
Nombre de computadora:	MILTON-GUERRA

Fuente: Herramientas CAE

- **Fuerzas resultantes**

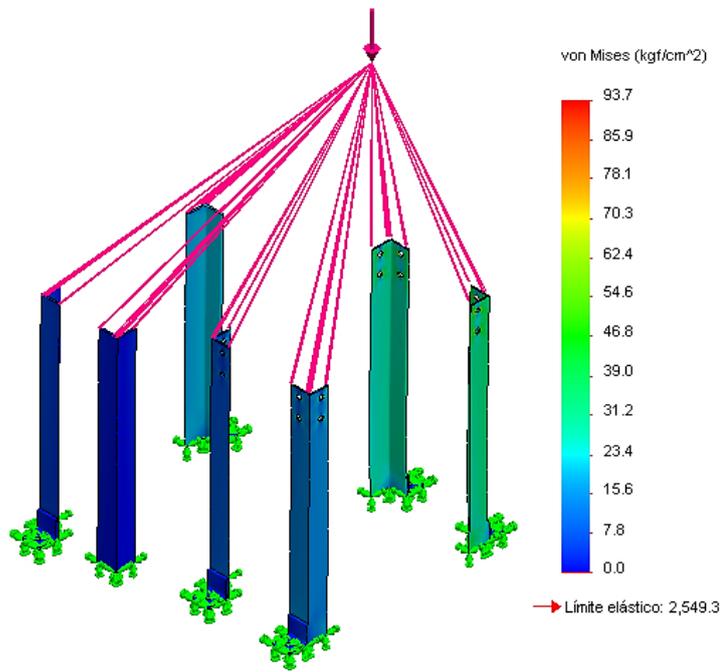
Los resultados de las reacciones se muestran a continuación.

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	[N]	2.24113 e-005	3224.47	-4.20809 e-005	3224.47

- **Resultados del estudio**

- Tensiones

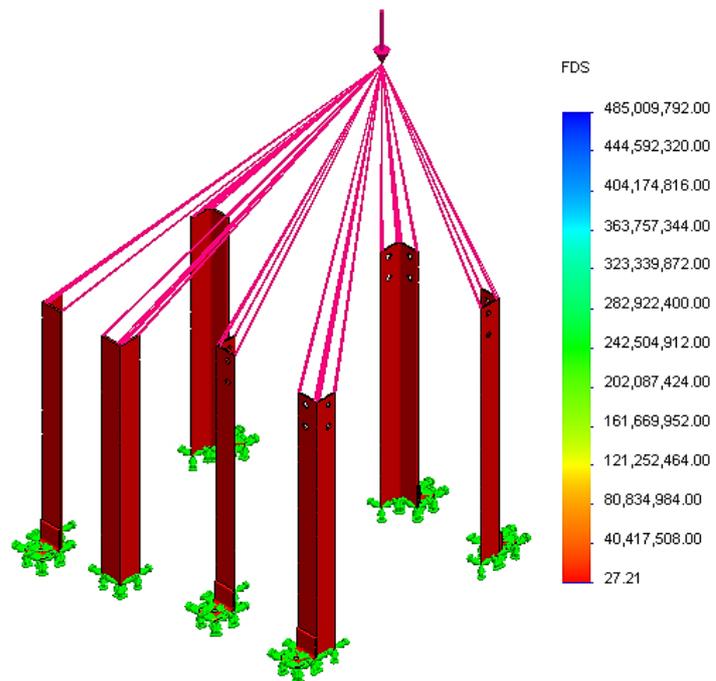
Figura 89. Tensiones en la estructura



Fuente: Autores

- Factor de seguridad

Figura 90. Factor de seguridad en la estructura



Fuente: Autores

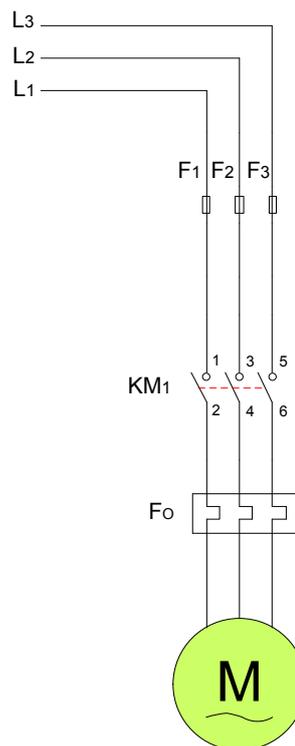
De la interpretación de los resultados de tensiones de la Figura 89, se concluye que la estructura resiste más que suficientemente las cargas.

Observando el factor de seguridad en la Figura 90, el valor obtenido es aceptable para el diseño según recomienda Shigley en su libro de diseño de elementos de máquinas ($n > 1$), entonces el diseño es aceptable.

4.16 Mando eléctrico del motor

4.16.1 Circuito de potencia. El circuito de potencia dispone para el motor fusibles incorporados a las líneas (F1, F2, F3); el contactor (KM1) y relé térmico de protección (Fo) (ver Figura 91).

Figura 91. Circuito de potencia

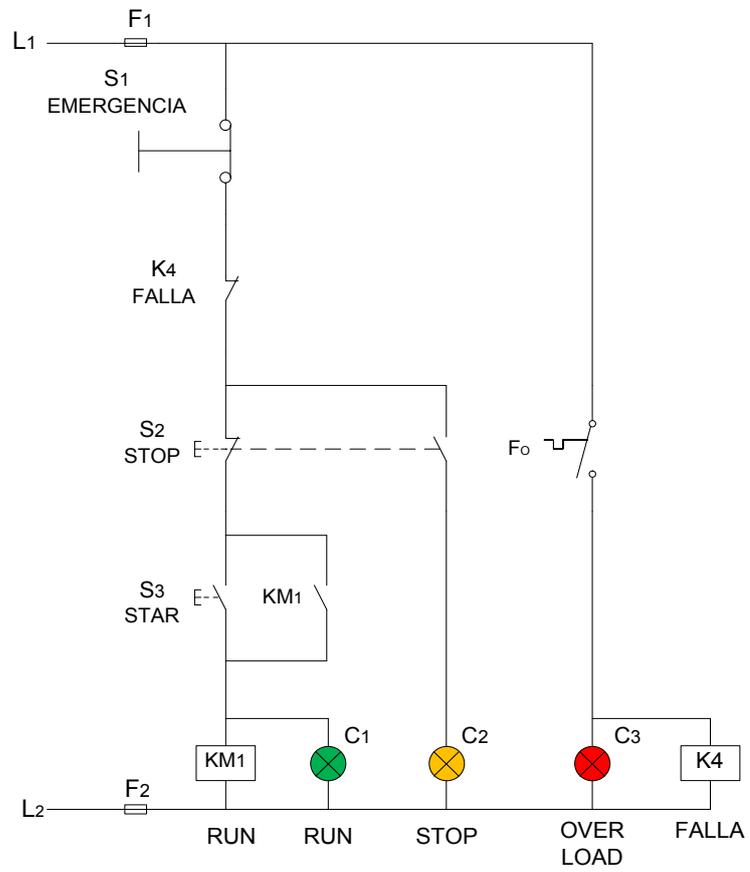


Fuente: Autores

4.16.2 Circuito de control. El circuito de control consta de un botón de encendido (S3), uno de paro de la máquina (S2) y además hay un paro de emergencia (S1). También tiene una lámpara de color verde (C1) que indica que el motor está en servicio, una roja (C2) que indica que han parado la máquina y otra de color tomate (C3) que señala sobre-

intensidad (ver Figura 92).

Figura 92. Circuito de control



Fuente: Autores

CAPÍTULO V

5. TECNOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN, PRUEBAS Y MANTENIMIENTO

5.1 Definición

Para una mejor comprensión se ha visto conveniente designar a cada elemento del molino y tabularlo en la Tabla 29, con la cantidad y el material en el cual se lo construirá.

Tabla 29. Designación de elementos

DENOMINACIÓN	DESIGNACIÓN	CANTIDAD	MATERIAL
Martillos	P1	24	Acero
Volante	P2	3	Acero
Eje secundario – porta martillos	P3	4	Acero
Separadores de martillos	P4	32	Acero
Eje motriz	P5	1	Acero
Carcaza superior	P6	1	Acero
Carcaza inferior y descarga del producto	P7	1	Acero
Polea motriz	P8	1	Aluminio
Polea conducida	P9	1	Aluminio
Tolva de alimentación	P10	1	Acero
Canal de alimentación	P11	1	Acero
Compuerta de dosificación	P12	1	Acero
Estructura soporte y de la tolva	P13	1	Acero
Caja de control	P14	1	Varios

Fuente: Autores

5.2 Construcción

La construcción para esta máquina básicamente incluyen procesos de corte, torneado, soldadura, pintado.

5.2.1 *Requerimiento para la construcción.* Para realizar la construcción de cada uno de los elementos que conforman el molino se requiere máquinas, herramientas y accesorios.

Para mayor comprensión del proceso de construcción, las máquinas con la letra M;

Herramientas y Accesorios con la letra H como también los equipos con la letra S, son divididos en dos grupos: Herramientas – Accesorios en la Tabla 30 y Máquinas – Herramientas en la Tabla 31.

Tabla 30. Codificación Herramientas - Accesorios

DENOMINACIÓN	HERRAMIENTAS - ACCESORIOS
Herramientas de trazado	
H1	Calibrador pie de rey
H2	Flexómetro
H3	Compás
H4	Nivel
H5	Escuadra
H6	Rayador
H7	Mesa de trabajo
Herramientas de corte	
H8	Juego de brocas
H9	Útiles para torneear
H10	Sierra de arco
H11	Fresas
Herramientas de acabados	
H12	Lijas
H13	Limas
Herramientas Auxiliares	
H14	Entenalla
H15	Playo de presión
H16	Juego de llaves inglesas
H17	Martillo
H18	Soplete

Fuente: Autores

Tabla 31. Codificación Máquinas - Herramientas

DENOMINACIÓN	MÁQUINAS Y EQUIPOS	CARACTERÍSTICAS
MH1	Torno	Distancia entre puntos 2000 [mm], Volteo 300 [mm], Potencia 6 [Hp], Velocidad. 50-1200 [RPM]
MH2	Sierra de corte	Potencia 3 [Kw], Carreras 20-60 [n/min]
MH3	Taladro de pedestal	Potencia: 3 [Kw], Velocidad 30 - 2000 [RPM], Accionado por bandas
MH4	Taladro de mano	Velocidad: 0 - 850 [RPM], variable reversible para brocas hasta \varnothing 1/2"
MH5	Tronzadora	Potencia: 3200 [Watts] a 8200 [RPM] con disco de \varnothing 7"

Tabla 31. (Continuación)

MH6	Esmeril	Potencia: 1 [Hp] disco de \varnothing 7"
MH7	Roladora	Longitud de la rola: 1500 [mm].
MH8	Fresadora	Potencia : 3 [Hp], Velocidad (35 – 1100) [RPM]
MH9	Amoladora	Potencia: 1 [Hp] disco de \varnothing 7"
S1	Soldadora Eléctrica	Amp DC -110, AC -220
S2	Oxicorte	Suelda y corte, Gas propano, Oxígeno 500 [psi]
S3	Compresor	Potencia 3 [Hp]

Fuente: Autores

5.3 Operaciones tecnológicas de los componentes de la máquina

Las operaciones tecnológicas que se emplearán en la construcción de la máquina se detallan en la Tabla 32:

Tabla 32. Operaciones tecnológicas

SISTEMA	ELEMENTO	DESIG.	Nº	OPERACIÓN TECNOLÓGICA	TIEMPO (horas)
Rotor	Martillos	P1	1	Trazado	2
			2	Corte (oxicorte)	3
			3	Taladrado	1
			4	Pulido	1
			5	Recubrimiento Protector anti-impacto (soldadora eléctrica)	2
	Volantes	P2	6	Trazado	1
			7	Corte (oxicorte)	2
			8	Taladrado	1
			9	Torneado y Fresado (chaveteros)	4
			10	Esmerilado	0.5
			11	Soldado (eléctrico)	1
			12	Pulido	0.5
	Ejes secundarios - porta martillos	P3	13	Trazado	0.2
			14	Corte (sierra)	0.5
			15	Torneado	1
			16	Pulido	0.5
	Separadores de martillos	P4	17	Trazado	1
			18	Corte (sierra)	1.5
			19	Torneado	3
			20	Lijado	0.5
	Eje motriz	P5	21	Trazado	0.2
			22	Corte (sierra)	0.5
			23	Torneado	2
			24	Fresado (chavetero)	2
			25	Lijado	0.5
Protección y carcasa	Carcasa superior	P6	26	Trazado	2
			27	Corte (amoladora)	4
			28	Esmerilado	0.5
			29	Rolado y Soldado (eléctrico)	3.5
			30	Lijado	1

Tabla 32. (Continuación)

	Carcasa inferior y descarga de producto	P7	31	Pintado (exterior)	1
			32	Trazado	2
			33	Corte (amoladora)	4
			34	Esmerilado	0.5
			35	Soldado (eléctrico)	4
			36	Lijado	1
			37	Pintado (exterior)	1
Transmisión de potencia	Polea motriz (3 [in])	P8	38	Torneado	0.5
			39	Fresado	0.75
			40	Roscado (prisionero)	0.5
			41	Lijado	0.2
	Polea conducida (6 [in])	P9	42	Torneado	1
			43	Fresado	0.75
			44	Roscado (prisionero)	0.5
Dosificación	Tolva	P10	45	Lijado	0.2
			46	Trazado	1
			47	Corte (amoladora)	1
			48	Esmerilado	0.5
			49	Soldado (eléctrica)	2
			50	Lijado	0.5
	Bastidor y tolva	P11	51	Pintado exterior	0.5
			52	Trazado	3
			53	Corte (Tronzadora)	1.5
			54	Esmerilado	0.5
			55	Soldado (eléctrica) y empernado.	2
	Canal de alimentación	P12	56	Lijado	0.5
			57	Pintado	2
			58	Trazado	1
			59	Corte (Amoladora)	1
60			Esmerilado	0.5	
61			Soldado (eléctrica)	1	
62			Lijado	0.5	
63			Pintado (exterior)	0.3	
Compuerta de dosificación y protección	P13	64	Trazado	0.2	
		65	Corte (Amoladora)	0.5	
		66	Esmerilado	0.5	
		67	Soldado (eléctrica)	0.3	
		68	Pulido	0.2	
Tablero de Control	Caja de control	P14	69	Trazado	2
			70	Corte	0.5
			71	Lijado	0.5
			72	Pintado	0.5
			73	Instalación de Breakers	1
			74	Instalación de Botoneras	1
			75	Ensamblaje y conexiones	3
TOTAL (horas)					91

Fuente: Autores

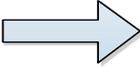
En el desarrollo de esta tabla los tiempos muertos que se dan entre operación y operación no se han incluido, por lo general son los que podrían ocasionar más demora en la construcción de la plataforma.

5.4 Cursograma de construcción de los componentes de la máquina

El tiempo empleado se indica en horas y se localiza a la izquierda de cada operación.

Para una mayor comprensión de los cursogramas se detalla a continuación la nomenclatura utilizada en la elaboración de los mismos y la descripción del mismo.

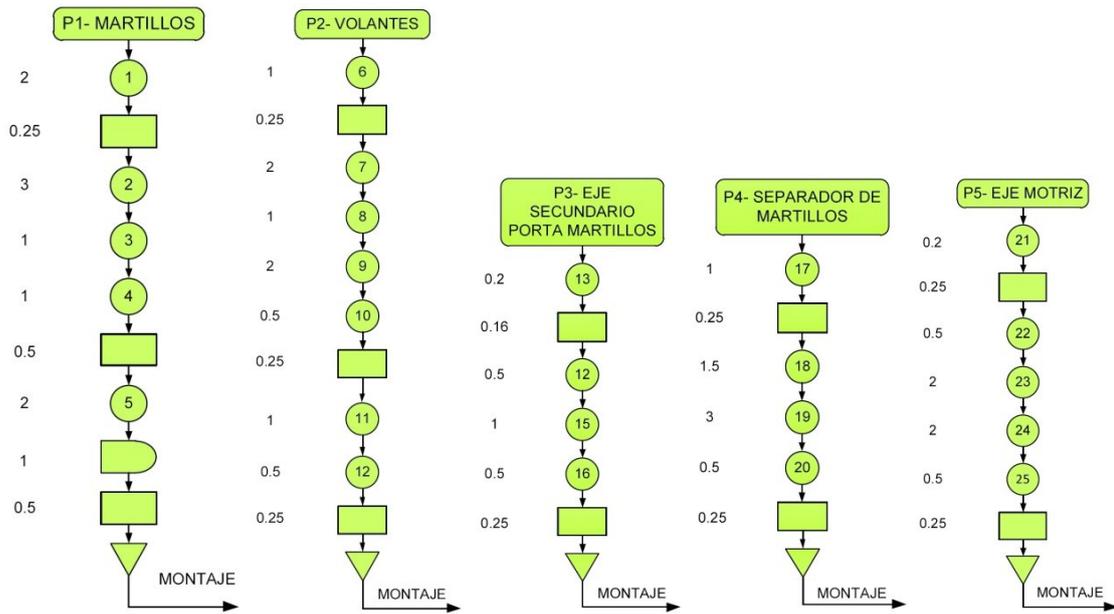
Tabla 33. Nomenclaturas de operaciones tecnológicas

SÍMBOLO	DENOMINACIÓN	DESCRIPCIÓN
	Operación	Indica que se altera el estado de un elemento con el que se está trabajando. Fase del proceso, método o procedimiento: clavar, atornillar, agujerear, etc.
	Inspección	Indica que se verifica la calidad, la cantidad o ambas conforme a especificaciones preestablecidas.
	Transporte	Indica el traslado físico de los trabajadores, materiales y equipo de un lugar a otro.
	Espera	Indica que hay un elemento dado detenido esperando a que se produzca un acontecimiento determinado. Periodo de tiempo en el que se registra inactividad ya sea en los trabajadores, materiales o equipo
	Almacenamiento	Indica depósito de un objeto bajo vigilancia en un almacén según un criterio determinado de clasificación.

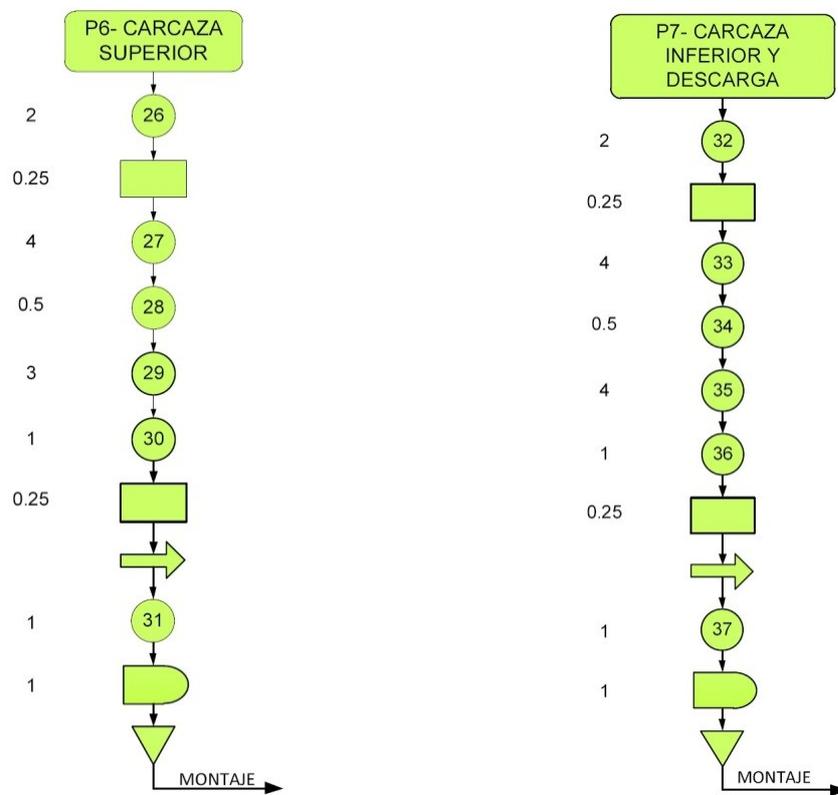
Fuente: Autores

Además se debe indicar que en cursogramas de construcción se harán notar los tiempos muertos que darán una estimación real del tiempo empleado en elaborar cada elemento.

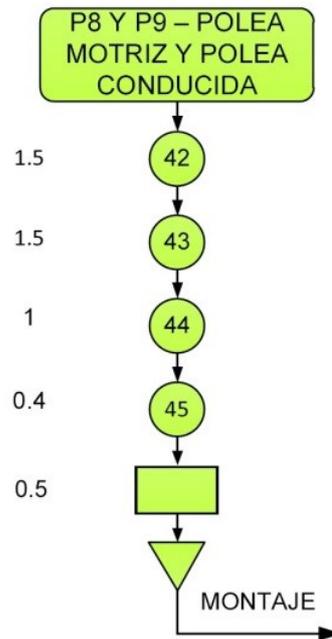
- Cursogramas para la construcción del rotor**



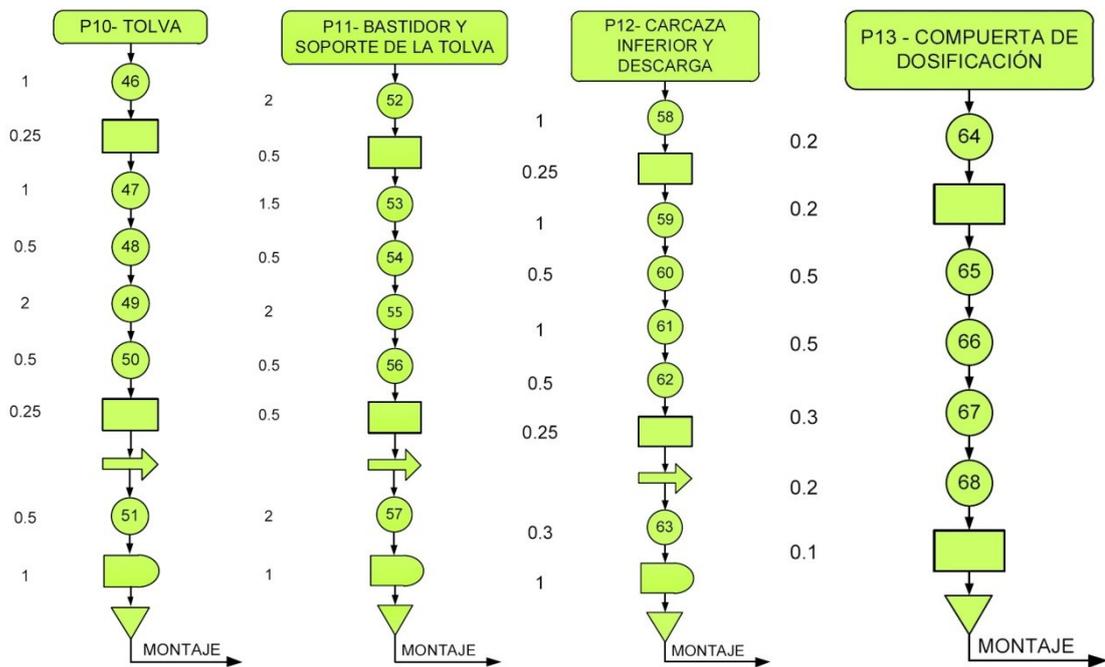
- Cursogramas para la construcción de la carcasa superior e inferior**



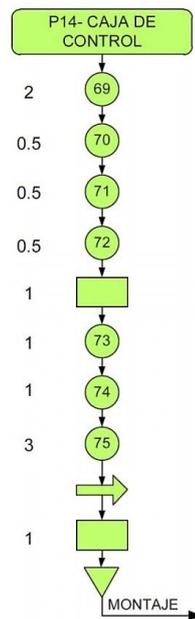
- **Cursogramas para los elementos de transmisión de potencia**



- **Cursogramas para los elementos de dosificación y bastidor**



- **Cursogramas para la caja de control**



5.5 Tiempo empleado de las máquinas - herramientas en la construcción

En la Tabla 34 se detallan los tiempos de utilización de las máquinas, equipos y herramientas y mano de obra, necesarias para la construcción del molino.

Tabla 34. Tiempo empleado en las máquinas, equipos y herramientas

Pieza	Cant.	Tiempo [horas]													Total [h]
		MH1	MH2	MH3	MH4	MH5	MH6	MH7	MH8	MH9	S1	S2	S3	H	
P1	24			1			1				2	3		3.25	10.25
P2	3	3		1			0.5		1			2		1.5	9
P3	4	1	1.5											1.61	4.11
P4	32	3	1.5											1.5	6
P5	1	2	0.5						2					0.7	5.2
P6	1						0.5	0.5		4	3		1	3.5	12.5
P7	1						0.5			4	4		1	3.5	13
P8	1	0.5							0.75					1	2.25
P9	1	0.5							0.75					1	2.25
P10	1						0.5			1	2		0.5	2.5	6.5
P11	1					1.5	0.5			2		2		4	10
P12	1						0.5			1	1		0.3	1.5	4.3
P13	1						0.5			0.5	0.3		0.5	0.5	2.3
P14	1				0.5					0.5			0.5	3	4.5
TOTAL		10	3.5	2	0.5	1.5	4.5	0.5	4.5	11	14.3	5	5.8	29.06	92.16

Fuente: Autores

5.6 Montaje de los elementos del molino

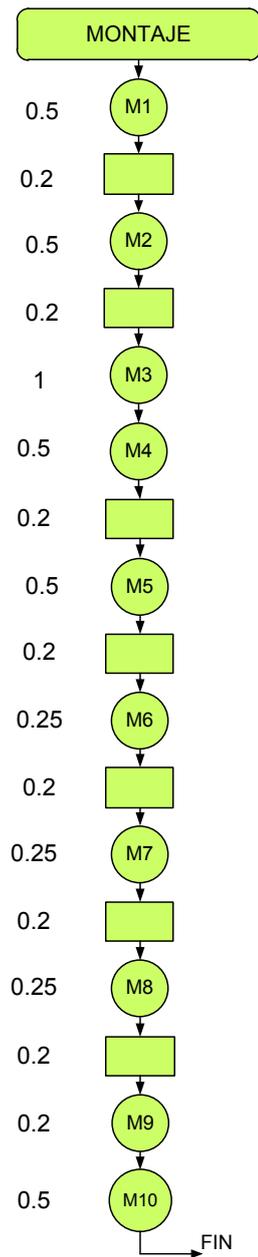
5.6.1 Operaciones tecnológicas. En el montaje de cada uno de los elementos de la máquina, se realizaron las siguientes operaciones tecnológicas que se detallan en la siguiente tabla.

Tabla 35. Operaciones tecnológicas en el montaje

Nº	Operación	Observación
M1	Montaje de la estructura	
M2	Montaje de las carcasas superior e inferior	Verificar que se alineen correctamente
M3	Montaje del rotor	Verificar ajustes y tolerancias entre los elementos, Verificar alineamiento de las chumaceras
M4	Montaje de la criba	Verificar que se situó en el lugar señalado
M5	Montaje de motor, poleas y bandas	Verificar distancia entre ejes y alineamiento de las poleas
M6	Montaje de la canal de alimentación	
M7	Montaje de la tolva de alimentación	Verificar ajustes entre bridas
M8	Montaje de la compuerta de alimentación	Verificar alineamiento de las chumaceras. Revisar acople entre el piñón y la cremallera
M9	Montaje del sistema de control	Revisar conexiones y empalmes eléctricos
M10	Montaje de protecciones y puesta en marcha del molino	Revisar y ajustar todas las uniones realizadas. Verificar que no exista vibración, en caso de existir chequear que este dentro del rango permitido.

Fuente: Autores

5.6.2 Cursograma de montaje de la máquina. Las operaciones y los tiempos empleados en el acoplamiento de las partes del molino se muestran en el siguiente cursograma:



Sumando los tiempos de cada operación y los tiempos muertos, el tiempo de montaje es:

$$Tiempo\ de\ montaje = 5.65 [horas]$$

5.7 Cronograma de construcción

El cronograma de construcción del molino se muestra en la Tabla 36.

5.8 Procedimiento de pruebas

5.8.1 Rendimiento del molino. La unidad experimental estuvo constituido por 50 [Kg] de peso de carbón proporcionado por la empresa “G&G FUEGOS ARTIFICIALES”.

Los ensayos se realizó para 50 [Kg], de carbón de la empresa dividida en 5 partes de 10 [kg] cada uno.

Se estableció un tiempo ideal partiendo de la capacidad del molino planteado en nuestro diseño (moler 200 [Kg] de carbón en 1 [h]) entonces realizando una simple regla de tres tenemos:

Si

$$\begin{array}{l} 200 [Kg] \rightarrow 1 [h] \\ 10 [Kg] \rightarrow x =? \end{array}$$

Entonces:

$$x = \frac{10 [Kg] \times 1 [h]}{200 [Kg]} = 0.05 [h] = 3 [min]$$

Este será el tiempo ideal para cumplir con lo planteado en el diseño.

Se trabajó con cada uno de las porciones de carbón y las variables de respuesta fueron las siguientes:

- Cantidad de carbón molido.
- Cantidad de carbón retenido o desperdiciado.

Con estas variables planteadas se elabora Tabla 37:

Tabla 37. Pruebas experimentales de molienda en el molino de martillos

	Carbón sin procesar	Tiempo ideal		Carbón molido	Carbón retenido	Porcentaje no molido
Muestra	[kg]	[min]	[h]	[kg]	[kg]	%
1	10	3	0.050	9.81	0.19	1.9
2	10	3	0.050	9.84	0.16	1.6
3	10	3	0.050	9.69	0.31	3.1
4	10	3	0.050	9.77	0.23	2.3
5	10	3	0.050	9.78	0.22	2.2

Fuente: Autores

Analizando la Tabla 37, el tiempo necesario para que el molino expulse todo el carbón retenido de la cámara en cada muestra se observa en la Tabla 38:

Tabla 38. Tiempo total de la molienda

	Carbón retenido	Tiempo molienda carbón retenido	Tiempo ideal	Tiempo total de molienda	Tiempo promedio
Muestra	[kg]	[min]	[min]	[min]	[min]
1	0.19	1.3	3	4.3	4.64
2	0.16	1.2	3	4.2	
3	0.31	2.2	3	5.2	
4	0.23	1.5	3	4.5	
5	0.22	2	3	5.0	

Fuente: Autores

La Tabla 38 indica que el molino construido necesita un tiempo promedio de 4.64 [min] lo que es normal en este tipo de molinos.

5.8.2 Tamaño de molienda. De igual forma que se analizó en el capítulo 3, el carbón molido proporcionado por la fábrica; se realizó los ensayos correspondientes para cada muestra de carbón molida entonces se tuvo los siguientes resultados tabulados en la Tabla 39.

De cada 10 [Kg] de carbón molido se tomó 100 [g], y se los evaluó en el equipo de granulometría:

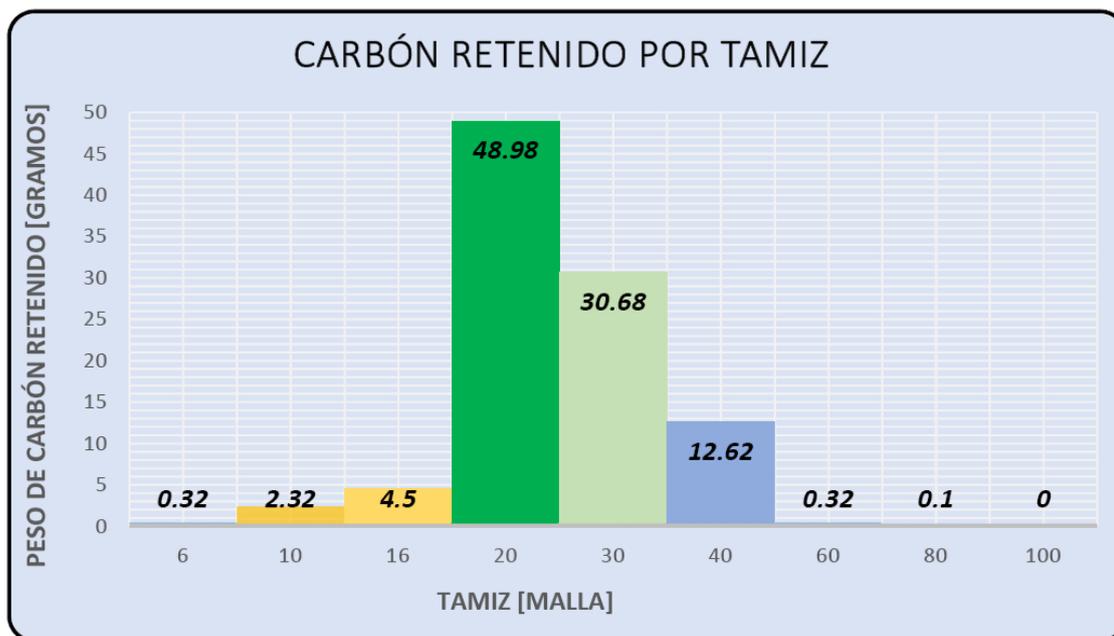
Tabla 39. Ensayos granulométricos del carbón molido

		Muestras					
Malla	Apertura de tamiz	1	2	3	4	5	Promedio
	[mm]	Cantidad retenida de carbón por tamiz					
		[g]	[g]	[g]	[g]	[g]	[g]
6	3.327	0.4	0.3	0.4	0.2	0.3	0.32
10	1.651	2.1	2.6	2	3.1	1.8	2.32
16	0.990	7.3	4.3	3.1	3.6	4.2	4.5
20	0.883	48.6	48.9	48.3	44.9	54.2	48.98
30	0.495	32.2	29.8	34.2	30.3	26.9	30.68
40	0.351	9.1	13.2	11.8	16.7	12.3	12.62
60	0.246	0.1	0.7	0.2	0.6	0	0.32
80	0.176	0	0.1	0	0.4	0	0.1
100	0.147	0	0	0	0	0	0
Fondo	0	0	0	0	0	0	0
TOTAL		99.8	99.9	100	99.8	99.7	99.84

Fuente: Autores

Tomando los valores promedios del carbón retenido en cada tamiz se puede elaborar una gráfica, la cual revela claramente los resultados de la molienda en el molino construido, (ver Figura 93).

Figura 93. Tamaño de carbón molido



Fuente: Autores

La Figura 93 revela el tamaño de grano dominante del carbón molido comparado con los resultados del carbón entregado por la empresa “G&G FUEGOS ARTIFICIALES”, analizados en el capítulo tres vemos que hay similitud lo que permite garantizar aún más nuestro diseño.

5.8.3 *Análisis de resultados.* De la Tabla 40 se analiza el porcentaje promedio de carbón retenido en la cámara de molienda es 2.22 % y el tiempo para ser evacuado totalmente es 1.64 [min] (ver Tabla 43). Lo que se verá reflejado en el rendimiento de la máquina.

5.8.3.1 *Rendimiento experimental de la máquina.* Tomando como punto de partida el tiempo promedio ideal planteado en el diseño y comparándolo con el experimental, podemos calcular el rendimiento del molino con la ayuda de la siguiente relación:

$$\eta_{exp} = \frac{Tiempo_{diseno}}{Tiempo_{experimental}} * 100\%$$

Donde η_{exp} representa el rendimiento experimental de la máquina.

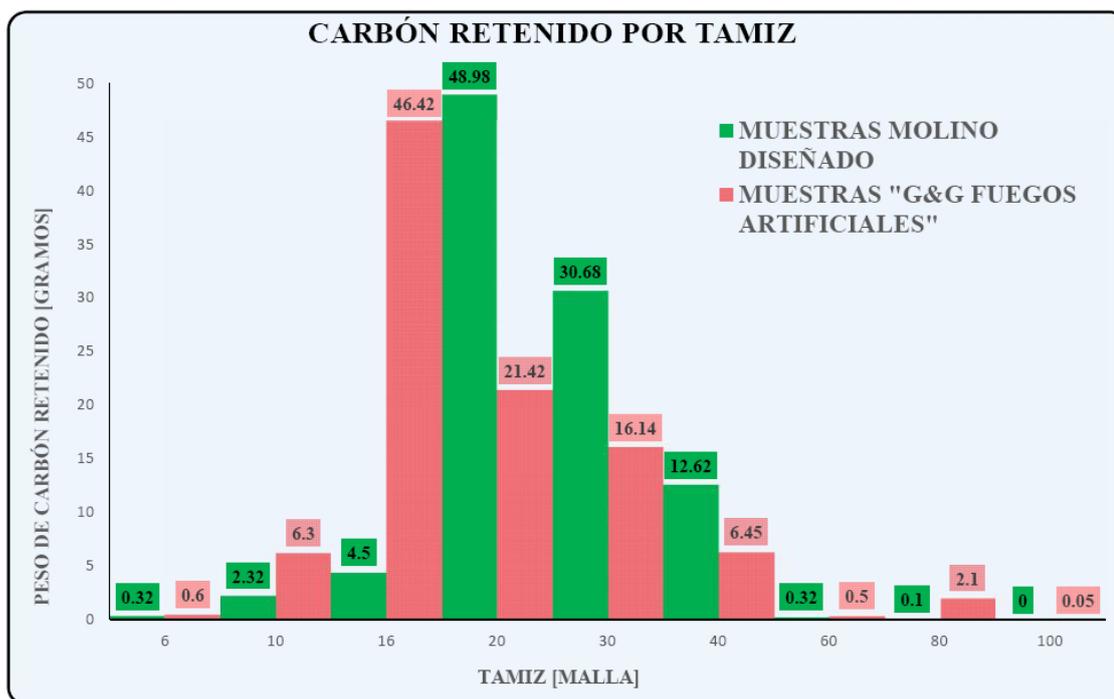
$$\eta_{exp} = \frac{3 [min]}{4.64 [min]} * 100\%$$

$$\eta_{exp} = 64.66 \%$$

El rendimiento obtenido es aceptable ya que se encuentra dentro del rango de eficiencia de para este tipo de máquinas.

5.8.3.2 *Análisis del tamaño de grano del carbón molido.* Se compara los resultados de la muestra de carbón proporcionado por la empresa, con la respuesta obtenida en el presente proyecto (ver Figura 94).

Figura 94. Comparación de tamaño de grano



Fuente: Autores

Como se puede observar en la figura anterior existe una similitud entre las gráficas obtenidas, por tanto se cumplió con el requerimiento de la empresa.

5.9 Manual de operación y mantenimiento

5.9.1 Operación. La alimentación del producto hacia la cámara de molienda debe ser regulada con el sistema de regulación en forma uniforme. Muy importante es que el material a moler debe estar sin contenido de impurezas y seco.

- **Requisitos para operar la máquina**

- Analizar las partes principales del molino ilustradas en la Figura 95.
- El operario deberá utilizar una gorra, mascarilla, gafas y tapones para oídos como parte de su equipo de seguridad mientras opere el molino.
- Lea los movimientos indicados en la Tabla 40, antes de realizar cualquier maniobra.

- **Pasos para operar la máquina**

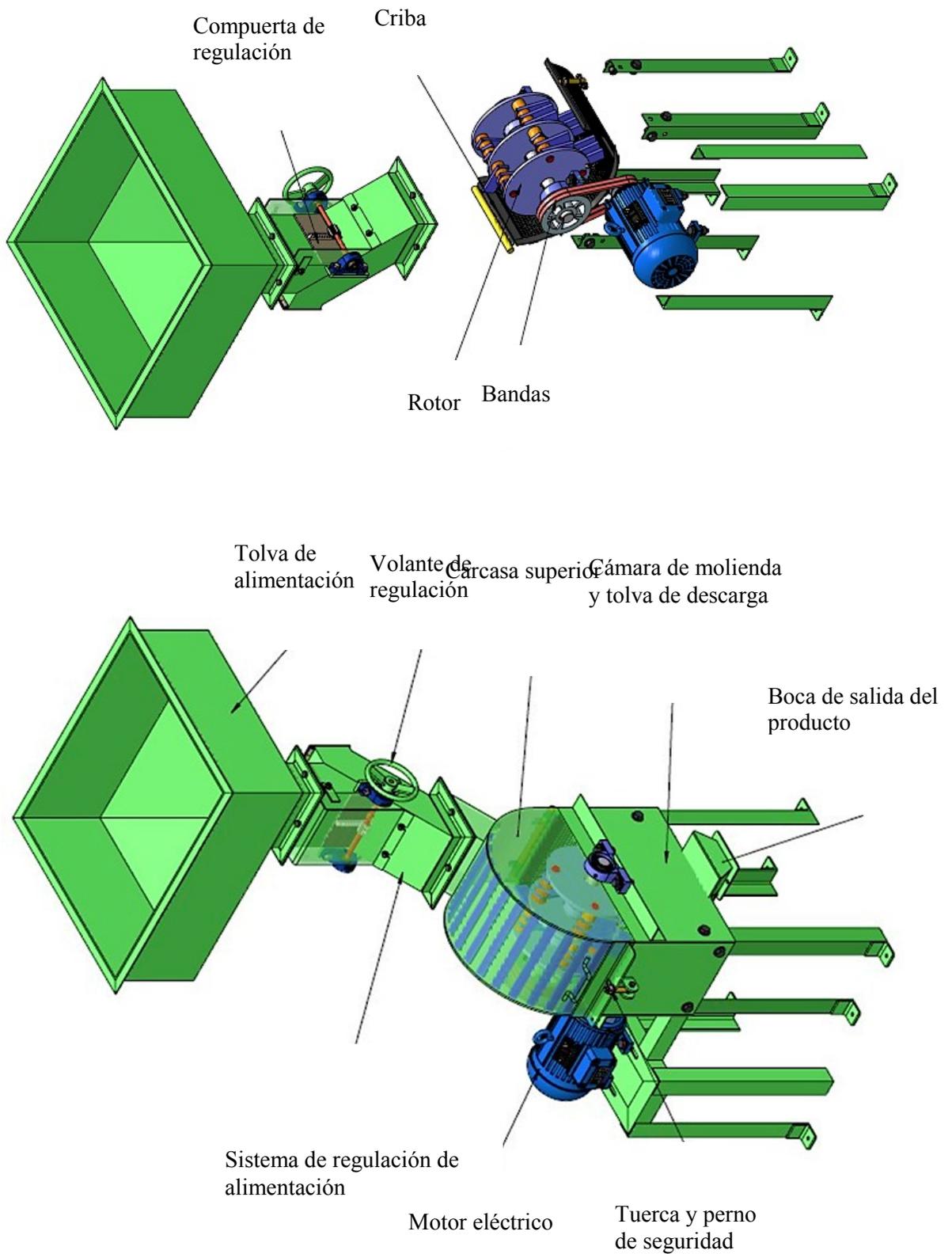
Para operar la máquina se requiere de una sola persona

Tabla 40. Movimientos para operar el molino de martillos

MOVIMIENTOS - OPERACIONES	
1	Revise que no se encuentren elementos extraños dentro de la cámara de molienda retirando la tuerca de seguridad levantando la carcasa superior.
2	Cerrar la carcasa superior del molino y ajustar la tuerca de seguridad.
3	Coloque la manga en la tolva de salida del producto ajustando adecuadamente los pernos.
4	Revise que las bandas estén en buen estado y en su posición normal para una transmisión óptima.
5	Verifique que la compuerta de dosificación se encuentre cerrada haciendo girar el volante de regulación.
6	Ponga el material a moler en la tolva de alimentación.
7	Conecte el molino a una fuente de 220 [V], trifásica. Y alimente el circuito con una fuente de 110 [V].
8	Pulse el botón STAR (pulsador verde) de la caja de mando eléctrica.
9	Deje actuar la máquina durante 1 a 2 minutos antes de empezar a introducir el material con el fin de estabilizar el movimiento del rotor.
10	Abra la compuerta de dosificación gradualmente para permitir el paso del material a la cámara de molienda sin excederse y luego vuelva a cerrar girando el volante de regulación. En caso de sobrecarga de material en la cámara el motor se apagará.
10.1	En caso de sobrecarga de material desconecte la alimentación eléctrica y retire el material de la cámara manualmente. Repita los pasos 5, 6, 7. Reseteo el circuito en la caja de mando y continúe al paso 8.
11	Una vez que haya terminado de moler el carbón de la tolva de alimentación deje funcionar la máquina de 2 a 3 minutos, esto ayudara a que el rotor expulse todo el carbón retenido en la cámara de molienda.
12	Detenga la máquina pulsando el botón STOP (pulsador rojo) de la caja de mando eléctrica.
13	Asegúrese de interrumpir la alimentación eléctrica hacia la máquina para evitar accidentes.

Fuente: Autores

Figura 95. Elementos principales del molino de martillos



Fuente: Autores

5.9.1.1 Fallas comunes en el molino y posibles soluciones. La Tabla 41 muestra algunos de los problemas más frecuentes que podrían ocurrir en el molino, se presenta la posible causa y solución, si persiste el problema solicite asesoría a un centro más cercano que conozcan del funcionamiento de esta máquina.

Tabla 41. Fallas y soluciones del molino de martillos

PROBLEMA	POSIBLE CAUSA	SOLUCIÓN
El producto molido no sale.	Atascamiento del producto.	Regule la entrada del carbón.
Calentamiento de chumaceras.	Falta o exceso de lubricación.	Siga las indicaciones de lubricación.
	Chumaceras en mal estado.	Reemplace las chumaceras.
Las bandas sufren calentamiento.	Falta de tensión en ellas.	Ténselas como se indica.
	Bandas desgastadas.	Reemplace las bandas.
El rendimiento de la máquina no es el usual.	Desgaste de martillos.	De vuelta a los martillos o reemplácelos.
Vibraciones en el interior de la cámara de molienda.	Mala colocación de los martillos.	Coloque en la posición correcta los martillos.
	Chumaceras defectuosas.	Cambie las chumaceras.
Vibración en el motor	Pernos de sujeción flojos.	Revise y ajuste los pernos.
Calentamiento del motor	Las cargas aplicadas son excesivas con relación a la potencia del motor	Regule la entrada del carbón.
Motor eléctrico no funciona	Pulsador de emergencia activado.	Revise la posición de pulsador.
	Breakers quemados.	Cambie los breakers.

Fuente: Autores

5.9.2 Mantenimiento. Es importante que el equipo tenga su propio registro de mantenimiento. Las partes móviles necesitan mantenimiento constante para la cual se menciona algunas sugerencias.

- Instruir a los empleados en la necesidad e importancia del mantenimiento.
- Tener las herramientas necesarias, equipos y accesorios en buenas condiciones.
- Exigir que solamente las personas autorizadas trabajen con el equipo

especializado.

- La información de los procesos realizados debe ser registrada en el “libro de registro de mantenimiento y fallas”. De esta forma es posible programar acciones en el futuro y las precauciones que se debe tener para su ejecución.

- **Frecuencia**

El período o frecuencia de mantenimiento se encuentra en la Tabla 42.

Tabla 42. Manual de mantenimiento

MANUAL DE MANTENIMIENTO		
EQUIPO:	Molino	
ACTIVIDAD	FRECUENCIA	RESPONSABLE
Limpieza externa	Diaria	Operador
Engrasar chumaceras	Cada 1000 horas	Mecánico
Revisar sistema de molienda	Cada 1000 horas	Mecánico
Revisar criba	Cada 3000 horas	Mecánico
Revisar sistema de transmisión	Cada 12000 horas	Mecánico
Revisar el sistema eléctrico	Cada 3600 horas	Mecánico
Revisar el funcionamiento del motor	Cada 3600 horas	Mecánico

Fuente: Autores

5.9.3 *Plan de mantenimiento preventivo de la máquina.* Para un correcto funcionamiento y mayor durabilidad del molino se deberá tomar en cuenta las siguientes recomendaciones de mantenimiento preventivo en cada uno de los elementos que constituye la máquina.

En la Tabla 43 se describen las operaciones a realizar así como el tiempo en los cuales se ejecutaran:

Tabla 43. Programa de mantenimiento preventivo de la máquina

PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO									
FRECUENCIA	Partes constitutivas de la máquina.						ACTIVIDAD	RESPONSABLE	ESTADO DE LA MÁQUINA PARADA (P), MOVIMIENTO (M)
	Rotor	Bastidor	Sistema de transmisión	Motor	Criba	Tolvas			
Diario		x					Limpeza de las partes al final de la jornada de trabajo	Operario	P
						x	Revisar el correcto funcionamiento y estado de pulsadores de marcha y parada	Operario	M
Semanal			x				Estado de las correas del motor.	Operario	P
				x			Revisar conexiones eléctricas y estado del motor, evitar ingreso de agua al mismo	Eléctrico	P
				x			Revisar si hay sobrecalentamiento	Operario	M
		x					Revisar pernos flojos	Operario	P
							Detectar ruidos extraños, vibración	Operario	P
Mensual			x				Lubricar chumaceras, del rotor y de la compuerta de alimentación	Mecánico	P
				x			Revisión del estado del motor	Mecánico	P
						x	Detectar posibles fuentes de escape de producto	Operario	M
	x						Revisar los martillos	Mecánico	P
							Detectar ruidos extraños	Mecánico	M
Trimestral				x			Revisar de conexiones eléctricas	Eléctrico	P
					x		Revisar y ajustar la criba, cambiar si está deteriorada	Mecánico	P
						x	Revisar conexiones	Eléctrico	P
							Limpeza general de la máquina	Mecánico Eléctrico	P
Anual						Parada general de la máquina y revisión total de las partes, realizar cambio de elementos deteriorados.	Mecánico, Eléctrico	P	

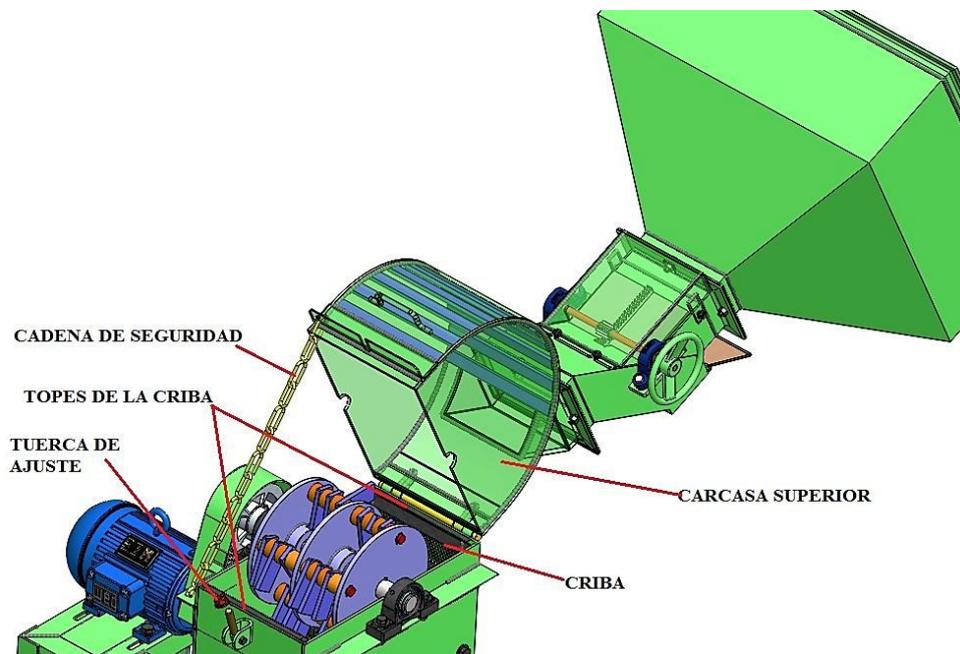
Fuente: Autores

5.9.4 Procedimiento para cambio de elementos. Para realizar el cambio de los elementos principales del molino se siguen los siguientes pasos.

- **Cambio de criba**

- El tamaño del producto molido está dado por el diámetro de barreno de la criba, esta se debe cambiar según se requiera, siga los siguientes pasos:
- Ejecute el cambio de criba cuando el molino no esté funcionando.
- Revise que este la cadena de seguridad bien colocada y ajustada.
- Afloje el perno que ajusta las carcasas y retírela de la ranura, levante la carcasa superior hasta que se tiemble la cadena para dejar al descubierto el rotor.
- Retire la criba alojada dentro del cajón, luego coloque la criba deseada, cuidando que esta se situé sobre la guía en la carcasa inferior (ver Figura 96).
- Cuide que la criba se ajuste en el tope (ver Figura 96).
- Vuelva a colocar la tapa superior y sujétela con la tuerca de seguridad.

Figura 96. Cambio de criba



Fuente: Autores

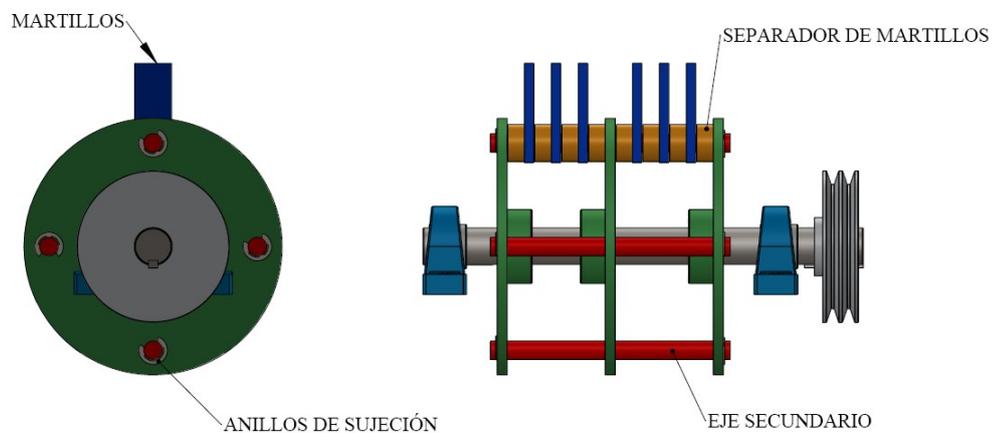
- **Cambio de martillos**

Los martillos se podrán utilizar por sus dos esquinas, cuidando que el orden y el acomodo sea el mismo en relación con los separadores de martillos para mantener el balance de su rotor. Cuide que la posición sea la misma al colocar las nuevas piezas.

Para realizar el cambio de martillos aplicar las siguientes instrucciones:

- Afloje la tuerca de seguridad y levante la carcasa para dejar el rotor al descubierto.
- Quite el anillo de retención del eje secundario y retire el eje con sus respectivos martillos y separadores.
- Reemplace las piezas usadas por las nuevas, se recomienda hacerlo eje por eje, recuerde mantener la misma posición del mismo, (ver Figura 97).

Figura 97. Cambio de martillos



Fuente: Autores

• Cambio de bandas

Cuando las bandas sufran un deterioro, deberán cambiarse procediendo de la siguiente manera:

- Afloje la palanca de ajuste de tensión de las bandas y retírelas.
- Coloque las bandas nuevas y vuelva a tensarlas de manera correcta.

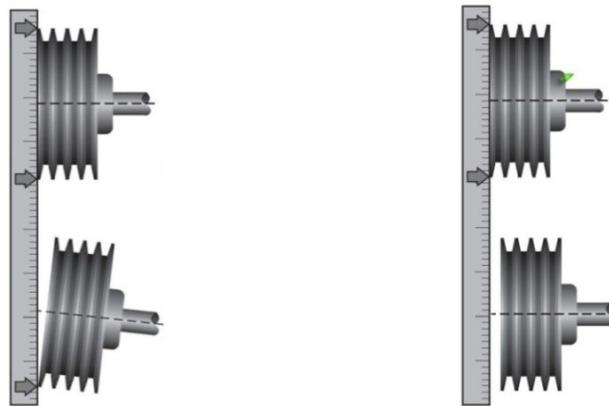
Al instalar una nueva banda en una transmisión, siempre reemplace todas y utilice bandas de la misma designación. Inspeccione el montaje y el alineamiento de las poleas, ya que al estar desalineadas puede causar un mal funcionamiento en su transmisión.

Dos de las causa más comunes de desalineamiento.

- Los ejes de la máquina motriz y de la impulsada no están paralelos.
- Las poleas no están colocadas adecuadamente en los ejes, (ver Figura 98).

Ver la brecha entre la regla y la polea.

Figura 98. Desalineamiento de las poleas



Fuente: Autores

Tabla 44. Problemas en bandas

PROBLEMA	CAUSA	SOLUCIÓN
Bandas se voltean o salen de la polea	Partículas extrañas en las ranuras de las poleas.	Quitar las partículas y proteger la transmisión.
	Poleas desalineadas.	Realignar la transmisión.
Bandas cortadas.	Las bandas saltaron de la transmisión.	Elimine partículas extrañas y ajuste alineación de transmisión.
Desgaste severo en las esquinas y superficies de las bandas.	Patinaje constante.	Volver a tensar las bandas hasta que cese de patinar.
	Poleas gastadas.	Reemplace poleas.
	Mal alineación.	Vuelva a alinear las poleas.

Fuente: Autores

El paso final es aplicar la tensión correcta a la transmisión, la mejor tensión para una transmisión es en la cual las bandas no patinen bajo una carga total. Ajuste la transmisión hasta que las bandas entren holgadamente en las ranuras, ponga a funcionar la transmisión unos 10 [min], para “asentar” las bandas, después aplique la carga máxima, si las bandas patinan, ajústelas hasta que no patinen al aplicar la carga máxima.

Recuerde que también la tensión excesiva acorta la duración de la banda y de los cojinetes.

- **Mantenimiento y lubricación de las chumaceras**

El molino se entrega con sus chumaceras ya engrasadas, la re lubricación es innecesaria, se recomienda engrasar, con grasa de buena calidad a base de litio, para evitar un sobre llenado, es aconsejable reabastecer la grasa mientras la máquina este en operación, hasta que salga un poco de esta. El exceso o ausencia de grasa provoca calentamiento

- **Montaje de las chumaceras**

Al cambiar una chumacera, compruebe que la base en donde se coloca esta rígida y la superficie plana. Es aconsejable que el ángulo entre la superficie sobre la cual se monta la chumacera y el eje, mantenga una tolerancia de $\pm 2^\circ$ (ver Figura 99).

Figura 99. Montaje eje motriz – chumacera



Fuente: Autores

CAPÍTULO VI

6. COSTOS

6.1 Análisis de costos

Los costos de construcción del equipo se dividen en costos directos e indirectos, en los primeros se especifican aquellos elementos que forman parte de la máquina en cuestión, mientras los costos indirectos comprenden los gastos de transporte y movilización.

6.1.1 Costos directos

6.1.1.1 Costos de materia prima. Son todos aquellos elementos que físicamente forman parte de la máquina además son los principales recursos de la fabricación.

- **Rotor del molino de martillos**

Tabla 45. Costos de fabricación del rotor

Elemento	Material	Dimensiones requeridas	Cant.	Peso	Costo Unit.	Costo Neto
				[Kg]	[USD/Kg]	[USD]
P1	Lamina ASTM A-36 <i>e</i> = 6 [mm]	105x40 [mm ²]	24	0.27	1.36	8.81
P2	Lamina ASTM A-36 <i>e</i> = 9.53 [mm]	270x270 [mm ²]	3	5.15	1.44	22.25
	Acero de transmisión SAE 1018, ϕ = 3 [in]	30 [mm]	3	1.08	8.50	27.54
P3	Acero de transmisión AISI 4340, ϕ = 1 [in]	245 [mm]	4	0.55	4.50	9.90
P4	Acero de transmisión AISI 4340, ϕ = 1 ½ [in]	17 [mm]	32	0.11	5.20	18.30
P5	Acero de Transmisión AISI 4340, ϕ = 1 ½ [in]	450 [mm]	1	4.03	5.20	20.96
Chaveta	Acero ASTM A – 36 Lado = 11 [mm]	45 [mm]	4	0.04	1.25	0.18
TOTAL						107.96

Fuente: Autores

- **Protección y carcasa**

Tabla 46. Costos de fabricación del sistema de protección y carcasas

Elemento	Material	Dimensiones requeridas	Cant.	Peso	Costo Unit.	Costo Neto
				[Kg]	[USD/Kg]	[USD]
P6	Lamina ASTM A-36 $e = 6$ [mm]	1300x790 [mm ²]	1	48.37	1.36	65.78
	Acero ASTM A-36 Platina 25x4 [mm]	270 [mm]	11	0.22	1.50	3.63
	Acero ASTM A-36 Angulo 40x4 [mm]	280 [mm]	1	0.69	1.50	1.04
P7	Lamina ASTM A-36 $e = 6$ [mm]	1570x330 [mm ²]	1	24.40	1.36	33.18
	Acero ASTM A-36 Angulo 50x4 [mm]	503 [mm]	2	1.24	2.60	6.45
	Acero ASTM A – 36 Lado = 11 [mm]	682 [mm]	2	0.65	1.25	1.63
	Lamina ASTM A-36 $e = 3$ [mm]	870x350 [mm ²]	1	7.17	1.20	8.60
	Lamina AISI 304 $e = 2$ [mm]	355x320 [mm ²]	1	2.73	2.90	7.92
Eje bisagra	Acero de Transmisión SAE 1018, $\phi = 3/4$ [in]	270 [mm]	1	0.80	3.10	2.48
TOTAL						130.71

Fuente: Autores

- **Dosificación y estructura**

Tabla 47. Costos de fabricación del sistema de dosificación y bastidor

Elemento	Material/ Norma	Dimensiones requeridas	Cant.	Peso	Costo Unit.	Costo Neto
				[Kg]	[USD/Kg]	[USD]
P10	Lamina ASTM A-36 $e = 3$ [mm]	2050x1030[mm ²]	1	49.63	1.20	59.56
P11	Acero ASTM A-36, Angulo 50x4 [mm]	6000[mm]	1	17.80	2.6	46.28

Tabla 47. (Continuación)

P12	Lamina ASTM A-36, $e = 3$ [mm]	1470x280 [mm]	1	12.550	1.20	15.06
P13	Lamina ASTM A-36, $e = 6$ [mm]	194x180 [mm ²]	1	2.24	1.36	3.05
	Cremallera	L=194 [mm] Ancho= 20 [mm]	1	--	--	40.00
	Piñón	Ancho= 20 [mm]	1	--	--	20.00
	Acero de Transmisión SAE 1018, $\phi = 1/2$ [in]	900 [mm]	1	1.54	3.10	4.77
TOTAL						188.72

Fuente: Autores

- Sistema de control**

Tabla 48. Costos de fabricación del sistema de control

Elemento	Material	Dimensiones/ designación	Cant.	Costo Unit.	Costo Neto
				[USD]	[USD]
P14	Pulsador de marcha TELEMECANIQUE	----	1	8.89	8.89
	Pulsador de paro TELEMECANIQUE	----	1	8.89	8.89
	Breaker de la máquina, caja moldeada TELEMECANIQUE	40 [A]	1	58.00	58.00
	Breaker para motores	----	3	10.00	30.00
	Cables calibre 14	Longitud en[m]	10	0.80	8.00
TOTAL					113.78

Fuente: Autores

- Materiales directos**

Tabla 49. Costo de materiales directos

Descripción	Material/ Norma	Dimensiones/ designación	Cant.	Valor Unit.	Costo neto
				[USD]	[USD]
Motor eléctrico	DIN 2098	3 HP / WEG	1	310.00	310.00
Poleas	Aluminio	$\phi = 80$ [mm], 2 canales	1	4.50	4.50

Tabla 49. (Continuación)

		Ø = 150 [mm], 2 canales	1	6.00	6.00
Banda en v	Goma	A-29, Tipo A	2	4.00	8.00
Chumaceras de piso	Acero/fundición	FAG 16203.008	2	6.50	13.00
	Acero/fundición	FAG 16208.108	2	8.00	16.00
Pernos chumacera	Acero	M10 x 40 (con tuercas y arandelas)	4	0.40	1.60
		Ø = 1/2x 2 [in](con tuercas y arandelas)	4	0.55	2.20
Criba, Tamiz	Acero	D=1.00 [mm], T=2 [mm], e=1 [mm]	1	90.00	90.00
Pernos Bridas	Acero	M10 x 25	12	0.30	3.60
		Arandela plana, M10	12	0.10	1.20
		Arandela de presión, M10	12	0.10	1.20
Pernos estructura	Acero	Ø = 1/2 x 1 ¼ [in]	8	0.4	3.20
		Arandela plana, Ø = 1/2 [in]	8	0.10	0.80
		Arandela de presión, Ø = 1/2 [in]	8	0.10	0.80
Pernos motor	Acero	Ø = 1/2 x 2 [in] (con tuercas y arandelas)	4	0.55	2.20
Pernos	Acero	M8 x 20 (con tuercas y arandelas)	4	0.15	0.60
Prisioneros	Acero	3/8 [in] x 1 [in]	6	0.15	0.90
TOTAL					465.8

Fuente: Autores

- **Materiales directos consumibles**

Tabla 50. Costo de materiales directos consumibles

Descripción	Material/ Norma	Dimensiones / designación	Cant.	Valor Unit.	Total neto
				[USD]	[USD]
Soldadura	Electrodos, AWS	6011 [lb]	15	0.60	9.00
		B-84 (Citomangan) [lb]	16	1.20	19.20
Pintura	Thinner	Diluyente [gal]	1	13.95	13.95
	Pintura base	Anticorrosiva [gal]	0.5	18.48	9.24
	Pintura final	Poliuretano [gal]	1	16.08	16.08
Lijas	-----	Pliego, N 36	5	0.4	2.00
TOTAL					69.47

Fuente: Autores

- **Costo de mano de obra**

Tabla 51. Costo de mano de obra

Operario	Cant.	Salario real/ hora [23]	Horas-hombre	subtotal
		[USD/h]	[h]	[USD]
Maestro mecánico	1	3.50	120	420.00
Tornero, fresador, taladrador	1	3.50	20	70.00
Soldador y armador	1	3.50	15	52.50
Pintor	1	2.82	10	28.20
Maestro Eléctrico	1	3.80	5	19.00
Ayudante (egresado)	1	5	100	500.00
TOTAL				1089.70

Fuente: Autores

- **Costo de equipos y herramientas**

Tabla 52. Costo de equipos y herramientas

Denominación	Descripción	Costo x hora	Horas equipo	Total
		[USD/h]	[h]	[USD]
MH1	Torno	11.50	10	115.00
MH2	Sierra de corte eléctrica	1.15	3.5	4.03
MH3	Taladro pedestal	1.75	2	3.50
MH4	Taladro manual	0.85	0.5	0.43
MH5	Tronzadora	1.25	1.5	1.88
MH6	Esmeril	1.16	4.5	5.22
MH7	Dobladora de tol y roladora	1.35	0.5	0.68
MH8	Fresadora	10.00	4.5	45.00
MH9	Moladora	1.22	11	13.42
S1	Soldadora eléctrica	2.95	14.3	42.19
S2	Oxicorte	3.50	5	17.50
S3	Compresor	2.94	5.8	17.05
Herramientas menores		1.43	29.06	41.56
TOTAL				307.43

Fuente: Autores

- **Costos por transporte de materiales**

El costo por transporte es de 60 dólares debido a que los materiales para construir el molino se encuentra con facilidad.

6.1.2 *Valor total de costos directos.* La Tabla 53 muestra en resumen los costos totales

directos:

Tabla 53. Costo total directo

Descripción		Valor
		[USD]
Materia prima	Rotor del molino de martillos	107.96
	Protección y carcasa	127.98
	Dosificación y bastidor	188.72
	Sistema de control	113.78
	Materiales directos	465.80
	Materiales directos consumibles	69.47
Mano de obra		1089.70
Equipos y herramientas		307.43
Transporte		60.00
TOTAL		2530.84

Fuente: Autores

6.1.3 Costos indirectos. Es el costo ingenieril que tiene un agregado del 20% del costo total directo y está involucrado con la supervisión y diseño de la máquina.

Tabla 54. Costos totales indirectos

Costos ingenieriles	Cantidad	Precio unitario	Precio total
	[h]	[USD/h]	[USD]
Supervisión	----	----	506.17
Diseño			
TOTAL			506.17

Fuente: Autores

6.2 Costos totales

El costo total se refiere a la suma de los costos directos más los costos indirectos cabe recalcar que estos precios ya tienen incluido el impuesto al valor agregado (IVA), que es el 12% del costo del elemento o producto; este valor válido para nuestro país. Sumando estos valores se tiene 3037.01 [USD], (Tres mil treinta y siete con un centavo de dólar).

6.3 Análisis de costos por operación y mantenimiento

Se debe indicar que un verdadero análisis solo se podrá obtener mediante datos estadísticos tomados en un rango de tiempo considerable de funcionamiento del molino.

Considérese un período de trabajo de la máquina de 2 horas al día. También considérese como días laborables en un mes solo 4 días.

Para calcular el costo de la energía consumida se determinó el consumo diario, para luego calcular el consumo mensual y multiplicado por el valor vigente del [Kw-h] del sistema interconectado, encontrando así el valor mensual de la energía consumida. Según tablas de consumo de energía un motor de 3 [Hp] trifásico, consume 2,25 [Kw/h] y la máquina trabajara un tiempo estimado de 2 horas.

Para calcular el consumo tenemos la siguiente ecuación:

$$C_{diario} = C_{motor} * t \quad (90)$$

Donde:

C_{diario} : Consumo diario en [Kw-h]

C_{motor} : Consumo del motor en [Kw]

t : Tiempo de trabajo de la máquina en [h]. Igual a 2 [h].

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación se tiene:

$$C_{diario} = 2.25[Kw] * 2 [h]$$

$$C_{diario} = 4.5 [Kw - h]$$

El precio de la energía eléctrica promedio en el Ecuador es de 0.098 [USD], por cada [Kw-h].

Para calcular el consumo en dólares reemplazamos en la siguiente ecuación.

$$C[USD] = C_{diario} * C_{energia} \quad (91)$$

Donde:

C : Costo en dólares

C_{diario} : Consumo diario en [Kw-h]

$C_{energia}$: Costo de energía eléctrica [USD]/ [Kw-h]

Reemplazando se tiene:

$$C = 4.5 [Kw - h] * 0.098 \frac{[USD]}{[Kw - h]}$$

Si consideramos que el molino trabajara 4 días al mes el costo mensual del consumo energético será:

$$C = \frac{0.441}{día} * 4 días$$

$$C = 1.764 [USD] = 21.168 [usd]/año$$

El valor de pago de energía eléctrica anual es de 21.168 dólares americanos. Además teniendo en cuenta que en la máquina necesita hacer mantenimiento engrasando o calibrando los elementos de transmisión con una frecuencia semanal, utilizando grasa de alta densidad ahí se tendrá un gasto de 60 dólares anuales.

El costo total anual por operación y mantenimiento es 81.168 dólares.

A este valor también se puede sumar la cantidad de dinero que se deberá pagar al operario estimando un valor de 24 [USD] por mes por lo tanto en un año se invertirá 288 [USD].

6.4 Salvamento de la máquina

Para efectos de cálculos de rentabilidad, se hace necesaria la estimación de un valor de salvamento de la máquina al momento en el que haya terminado su vida útil.

La vida útil de las máquinas herramientas en su 100% es de 10 años, para la máquina se tomara en cuenta una vida útil de 6 años aproximadamente.

El valor de salvamento de la máquina calcularemos con la siguiente ecuación:

$$S = P - \frac{P*n}{N} \quad (92)$$

Donde:

S : Valor de salvamento en [USD]

P : Inversión o costo total de la máquina. En [USD]

n : Tiempo de vida útil, 6 años.

N : Tiempo de depreciación en 10 años.

Reemplazando los valores conocidos tenemos:

$$S = 3037.01 \text{ [USD]} - \frac{3037.01 \text{ [USD]} * 6}{10}$$

$$S = 1214.80 \text{ [USD]}$$

6.4.1 Depreciación de la máquina. Existen varios métodos para determinar la depreciación de la máquina entre estos:

Método de la línea recta. El método de la línea recta es el método más sencillo y más utilizado por las empresas, y consiste en dividir, (el valor inicial menos el valor de salvamento del activo) para la vida útil del mismo. La ecuación para el cálculo es:

$$D_{mensual} = \frac{P-S}{n} \quad (93)$$

Reemplazando los valores ya conocidos tenemos:

$$D_{mensual} = \frac{3037.01 \text{ [USD]} - 1214.80 \text{ [USD]}}{6 * 12}$$

$$D_{mensual} = 25.31 \text{ [USD]}$$

Como la máquina se deprecia a 6 años entonces tenemos los siguientes datos.

Tabla 55. Depreciación mensual de la máquina

TIEMPO		DEPRECIACIÓN	
Anos	Meses	[USD]	
1	12		2733.31
2	24	2733.31	2429.60
3	36	2429.60	2125.90
4	48	2125.90	1822.20
5	60	1822.20	1518.50
6	72	1518.50	1214.80
TOTAL			1214.80

Fuente: Autores

El valor de salvamento en 72 meses de vida útil es 1214.80 (mil doscientos catorce con ochenta centavos de dólares americanos) y su depreciación corresponde a 1822.20 (mil ochocientos veinte y dos con veinte centavos de dólares americanos).

Ahora se analiza que la empresa invierte en producir 1 [kg] de carbón molido 0.40 [USD], y si el molino trabajando en un 75 % de su capacidad real producirá en 2 [h] de trabajo 293.34 [kg] de carbón. Entonces mensualmente producirá 23.5 [qq] a un costo de 469.34 [USD] y proyectándolo a un año sería 5632.13 [USD].

Además se considerara la inversión de carbón vegetal para la misma producción a un costo de 0.30 [USD] por kilogramo obteniéndose un valor anual 4224.10 [USD].

Por lo tanto el flujo de caja se representa en la Tabla 56:

Tabla 56. Flujo de caja

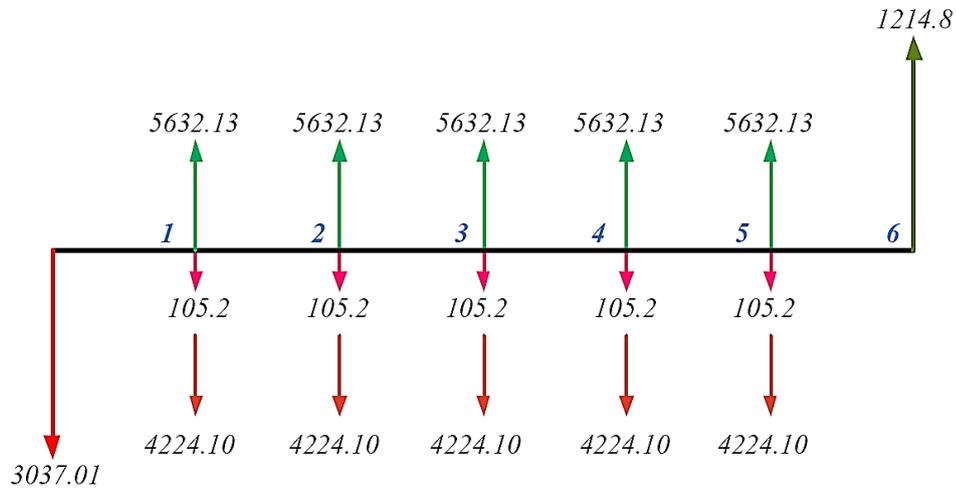
Ingresos y Egresos	[USD]
Costo de construcción	3037.01
Flujo de efectivo anual	5632.13
Costo de producción anual	4224.10
Costo por operación y mantenimiento	105.2
Valor de salvamento	1214.80

Fuente: Autores

Representando el flujo de caja en el diagrama de evaluación financiera para 6 años

tenemos:

Figura 100. Diagrama de evaluación financiera



Fuente: Autores

6.5 Cálculo del valor actual neto

El VAN (valor actual neto) es calculado a partir del flujo de caja anual, trasladando todas las cantidades futuras al presente originados por una inversión para ver cuán factible es un proyecto por medio del cálculo del TIR (tasa interna de retorno). El VAN se calcula con la siguiente ecuación.

$$VAN = VAI - VAE \quad (94)$$

Donde:

VAI : Valor anual de ingresos

VAE : Valor anual de egresos.

Los valores del VAI y VAE , se muestran en las siguientes expresiones:

$$VAI = 5632.13 * (P/A, i\%, 6) + 1214.80 * (P/F, i\%, 6)$$

$$VAE = 3037.01 + (105.2 + 4224.10) * (P/A, i\%, 6)$$

Se elabora una tabla del interés compuesto:

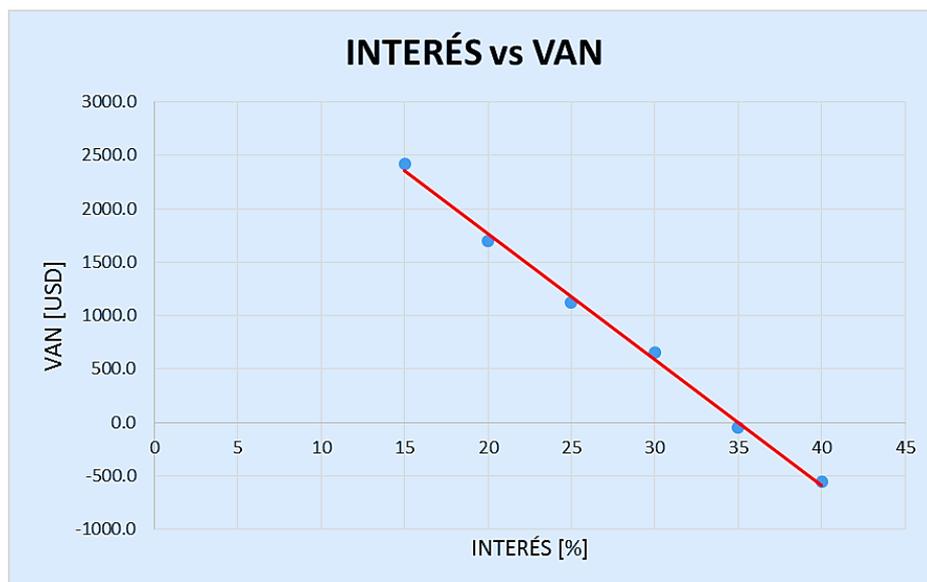
Tabla 57. Interés compuesto

$i\%$	P/F	P/A	VAI	VAE	VAN
5	0.7462	5.0757	29493.5	25011.2	4482.3
10	0.5645	4.3553	25215.4	21892.4	3323.0
15	0.4323	3.7845	21839.9	19421.2	2418.7
20	0.3349	3.3255	19136.5	17434.1	1702.4
25	0.2621	2.9514	16941.1	15814.5	1126.6
30	0.2072	2.6427	15135.7	14478.0	657.7
35	0.1328	2.168	12371.8	12422.9	-51.1
40	0.0878	1.8244	10381.9	10935.4	-553.5

Fuente: Autores

Representando los resultados obtenidos en la Figura 101.

Figura 101. Interés vs. VAN



Fuente: Autores

6.6 Cálculo de la tasa interna de retorno

En la Tabla 57 observamos los resultados y para el cálculo del TIR escojo un valor positivo y un valor negativo del VAN en este caso de 30 y 35%

Con los datos obtenidos tenemos un TIR igual a:

$$TIR = i\% + \Delta i\% \left(\frac{VAN^+}{VAN^+ + VAN^-} \right) \quad (95)$$

Reemplazando los valores conocidos:

$$\text{TIR} = 30\% + 5\% \left(\frac{657.7 \text{ [USD]}}{657.7 \text{ [USD]} + 51.1 \text{ [USD]}} \right)$$

$$\text{TIR} = 34.6\%$$

La tasa de interés pasivas efectivas vigente, dada por el banco central del Ecuador para más de 361 días en el año 2013 es de 5,35% (ver Anexo V).

Comparamos el TIR (Tasa Interna de Retorno) con el interés pasivo efectivo vigente y tenemos 3 alternativas:

Si $\text{TIR} < \% \text{ vigente}$ el proyecto no es aconsejable.

Si $\text{TIR} = \% \text{ vigente}$ el proyecto es indiferente.

Si $\text{TIR} > \% \text{ vigente}$ el proyecto es aconsejable.

Para nuestro caso:

$$\text{TIR} = 34.6\%$$

$$i\% = 5,35 \%$$

La (Tasa Interna de Retorno) TIR es mayor que el porcentaje de interés de las Tasas pasivas efectivas referenciales por el Banco Central del Ecuador vigentes, por la tanto Concluimos que es viable hacer la inversión en nuestra máquina.

CAPÍTULO VII

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

Se diseñó y construyó una máquina adecuada para obtener carbón pulverizado cumpliendo con los requerimientos de la empresa “G&G FUEGOS ARTIFICIALES”.

En el proceso se aplicó el uso de los conocimientos adquiridos referentes al uso de mecanismos, proceso de manufactura y cálculo de resistencia en los materiales.

En el mercado nacional existen máquinas para moler especialmente granos. Estos prototipos han servido para hacer una recopilación, selección, adaptación, rediseño e implementación de sistemas para alcanzar una mejor alternativa en la construcción del molino para la obtención de polvo de carbón.

El proceso aplicado sigue todos los parámetros que establece el diseño de elementos de máquinas, relacionando con los costos, producción de la máquina, facilidad de construcción, mantenimiento y seguridades del operario.

Esta máquina por su construcción, presenta gran facilidad de cambiar sus partes y se puede construir en un taller mecánico medianamente equipado, que posea equipos de máquinas y herramientas básicas.

Los coeficientes de seguridad de los elementos diseñados garantizan la función que van a realizar. Por otro lado la arquitectura de todas las partes requiere que las dimensiones estén de acuerdo con todo el conjunto.

Los programas computacionales aplicados al desarrollo del presente trabajo, facilitaron el cálculo y verificación de las diferentes partes, entre otros las herramientas de: CAD y CAE además de otros software utilitarios como el MDSolids 2.6.

7.2 Recomendaciones

Utilizar este equipo para la obtención de polvo de otros tipos de productos similares al carbón como el azufre, necesaria dentro de la misma industria pirotécnica.

Revisar el manual de operación y mantenimiento elaborado para la máquina. Desarrollado en la sección 5.10 de este documento.

Verificar que el molino esté conectado a una fuente de 220[V] antes de poner en marcha.

Arrancar el molino verificando primero que no haya material alojado en la cámara de molienda, con el fin de evitar daños del motor u otros elementos.

Realizar la limpieza de cualquier elemento del molino siempre con la máquina apagada ya que los elementos en movimiento podrían causar accidentes.

Cumplir con un mantenimiento periódico de la máquina, así se asegura la vida útil de los sistemas que la componen. Igualmente se debe efectuar un chequeo periódico de juntas, uniones y conexiones.

Asegurar de la mejor manera la manga en el molino para evitar la fuga de polvo.

Usar ropa suelta, con mangas largas y guantes lo cual reducirá el contacto y la irritación de la piel por efecto del polvo de carbón.

Prohibir al operario abrir la cámara de molienda mientras esta prendida la máquina.

Fijar el molino usando pernos de anclaje para evitar el deslizamiento del mismo, debido a la vibración producida durante el proceso de molienda.

BIBLIOGRAFÍA

- ACRISON. 2013. Acrison. [En línea] 2013. <http://www.acrison.com/jet-s.htm>.
- ALEXANDROV, M. 1976. *Máquinas de elevación y transporte*. Rusia : MIR, 1976.
- ARPI y CALDERÓN. 2012. Dspace. ups. edu. ec. [En línea] 2012. [Citado el: 17 de Noviembre de 2012.]
<http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/832/2/CAPITULO3.pdf>.
- BRENNAN, J. G. 1970. *Las Operaciones de la Ingeniería de los Alimentos*. Zaragoza : Acribia, 1970.
- CAJAS, Darwin. 2011. bibdigital.epn.edu.ec. [En línea] Septiembre de 2011. [Citado el: 23 de Noviembre de 2012.] <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/4127/1/CD-3862.pdf>.
- CAJAS, Luis y ROMERO, Victor. 1989. *Diseño y construcción de un molino para granos TESIS*. Riobamba : Facultad de Mecánica, 1989.
- CONTRALORIA GENERAL DEL ESTADO. [En línea] [Citado el: 20 de Mayo de 2013.] <http://www.contraloria.gob.ec/documentos/SALARIOS%202013.pdf>.
- DEUTSCHMAN, A. D. y Michels, W, J. 1991. *Diseño de Máquinas*. Mexico : Cecs, 1991.
- DIPAC. Perfiles metálicos. [En línea] [Citado el: 16 de Abril de 2013.] <http://www.dipacmanta.com>.
- DUDA H., Walter. 2007. *Manual Tecnológico del Cemento 3*. Espana : Spain Parninfo, 2007.
- ENGORMIX. 2013. Engormix.com. [En línea] 2013.
www.engormix.com/images/s_articles/OrtegaRivas_procesa_polvos.pdf.
- ESTRELLA, Jimmy y FONSECA, Bolivar. 2009. *Repotenciación, construcción, montaje y pruebas de una planta de balanceado de la comunidad Valle del Anzu provincia de Pastaza TESIS*. Riobamba : Facultad de Mecánica, 2009.

- FAIRES, M. 2003. *Diseño de Elementos de Máquinas*. Mexico : Limusa, 2003.
- FERDINAND, B. 2007. *Mecánica Vectorial para Ingenieros*. Mexico : Mc GRAW HILL, 2007.
- GAVILANES, Fernández, Marcelo Vinicio y REA, Cabezas, Carlos Aníbal. 2010. *Diseño de Equipos para el Procesamiento de la Papa China TESIS*. Riobamba : Facultad de Mecánica, 2010. 15T00432.
- GAVILANEZ, MARCELO y CARLOS, REA. 2010. *Diseño de Equipos para el Procesamiento de la Papa China*. Riobamba : Espoch, 2010.
- GONZÁLEZ, Gonzalo. 1999. *Elementos de Máquinas*. Habana : s.n., 1999.
- GOODYEAR. 2013. Goodyear.com. [En línea] 2013.
<http://www.goodyear.com/us/powertransmission/belts.html>.
- GUARDADO, Melvin, RODRÍGUEZ, José y MONGE, Luis. 2010.
http://cef.uca.edu.sv/descargables/tesis_descargables. [En línea] 2010. [Citado el: 12 de Febrero de 2012.]
http://cef.uca.edu.sv/descargables/tesis_descargables/evaluacion_de_la_calidad_del_carbon_vegetal_producido_en_hornos_retorta_y_hornos_metalicos_portatiles_en_El_Salvador.pdf.
- HAMROCK, B. 2000. *Elementos de Máquinas*. Mexico : McGraw - Hill, 2000.
- HERNÁNDEZ, Joe. 2011. *Estudio técnico para la obtención de briquetas de fácil encendido a partir de carbón de la cascarilla de palma africana y su producción en la empresa Tysai S.A. TESIS*. Riobamba : Facultad de Mecánica, 2011.
- IVANOV, M. N. 1984. *Elementos de Máquinas*. Moscú : s.n., 1984.
- LARBURU, N. 2001. *Máquinas, Prontuario: técnicas, máquinas herramientas*. Espana : Spain Paraninfo, 2001.
- LUDEÑA, R y QUISHPE, W. 2008. *Diseño y construcción de un molino para pimienta con capacidad de carga de 15 Kg/h y Mecanismos de pesaje y limpieza para la finca Bellemans TESIS*. Sangolqui : Espe, 2008.

- McCABE, Warren, SMITH, Julian C. y HARRIOTT, Peter. 1991. *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química*. Madrid : McGraw-Hill, 1991.
- MOO, J. 2012. Scribd. [En línea] 2012. [Citado el: 23 de Noviembre de 2012.] <http://es.scribd.com/doc/78637457/Documento-completo-ejercicios-reduccion-de-tamano>.
- MORAN, I. 2006. *Apuntes de Diseño de Elementos de Máquinas I*. Ecuador : Espoch, 2006.
- PACHECO, Germán. 2005. www.tesis.uchile.cl. [En línea] 2005. [Citado el: 15 de Noviembre de 2012.] http://www.tesis.uchile.cl/tesis/uchile/2005/pacheco_g/sources/pachecog.pdf.
- PERRY, R. 1992. *Manual del Ingeniero Químico, Tomo II*. Mexico : Mc Graw Hill, 1992.
- PRISMA. 2013. El prisma. [En línea] 2013. <http://www.elprisma.com/apuntes/agronomia/manejodegranosbasicos/default4.asp>.
- RECALDE, Valeria. 2011. *Diseño de una máquina Troqueladora de palmito automática TESIS*. Riobamba : Facultad de Mecánica, 2011.
- RIOFRÍO, C y RIOFRÍO, L. 1987. *Diseño y construcción de una máquina picadora de pasto*. Riobamba : Facultad de Mecánica, 1987.
- SHIGLEY, Joseph. 2006. *Mechanical Engineering Desing*. United States of America : McGraw - Hill Primis, 2006.
- TARGUETA, L. 1969. *Transporte y Almacenamiento de Materias Primas en la Industria*. Mexico : Blume, 1969.
- WEG. Motores. [En línea] [Citado el: 14 de Marzo de 2013.] www.weg.net.

ANEXOS

PLANOS