

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ**

**DISEÑO DEL SISTEMA MOTRIZ DE UN MOLINO DE
MARTILLOS CON CAPACIDAD DE PROCESAMIENTO DE 4
TON/H DE CAL HIDRATADA**

Tesis para optar por el Título de **Ingeniero Mecánico**, que presenta el
bachiller:

JHONNATAN HAROL PÁRRAGA CÓRDOVA

ASESOR: Dr. QUINO VALVERDE GUZMÁN

Lima, Mayo del 2016

RESUMEN

El presente documento de tesis comprende el diseño del sistema motriz de un molino de martillos con capacidad de procesamiento de 4 Ton/h cal hidratada, el cual posee conexión fija de los martillos y tiene como objetivo principal fragmentar y reducir el tamaño del material hasta obtener una granulometría de malla N° 100. EL diseño del sistema motriz del molino comprende: árbol de transmisión; pines de soporte; martillos; disco porta ejes; disco asegurador; separadores de discos; selección de motor eléctrico; fajas de transmisión y rodamientos.

Dentro del proceso de elaboración de la tesis se realizaron ensayos experimentales, tales como el ensayo de impacto y el ensayo para determinar el índice de trabajo (work index). Estos ensayos se realizaron con el fin de poder calcular la potencia de molienda: el ensayo de impacto nos arrojó un valor de velocidad de rotura de 7.67 m/s y por lo tanto una potencia de 36.2 kW; mientras que el ensayo de work index arrojó un valor de índice de trabajo de cal hidratada de $14.62 \frac{kW}{\text{Ton} \cdot h}$ y por lo tanto una potencia de 194 kW.

Finalmente se elige el valor de 36.2 kW para la potencia de molienda que nos garantiza el cumplimiento de la capacidad de procesamiento y la fragmentación de los granos de cal hidratada.

Se realizó el dimensionamiento de todos los componentes. Destaca que el árbol de transmisión se verificó por resistencia, fatiga, deformación transversal y verificación dinámica. En la verificación por fatiga se obtuvo un $F.S_{\text{fatiga}}$ de 3.5, que es mayor al factor de seguridad recomendado de 2.5. El máximo valor de deformación transversal es de $0.064 \frac{mm}{m}$ que es inferior al máximo valor permitido para árboles $0.5 \frac{mm}{m}$. En la verificación dinámica la velocidad del sistema en frecuencia natural resulta ser de 3574.8 rpm y como la velocidad del sistema es 1800 rpm se tiene que la zona de trabajo del árbol de transmisión es el lado subcrítico, lo cual es admisible. Finalmente, se puede afirmar que se realizó un correcto dimensionamiento del árbol de transmisión.

El motor eléctrico se seleccionó de manera adecuada ya que el tiempo de aceleración, 2.4 segundos fue menor al tiempo de rotor bloqueado, 20 segundos. Además, se calculó la vida nominal en horas del rodamiento 2312k resultando ser 49 mil horas, lo cual supera el rango establecido (20 – 30 mil horas) para el tipo de carga.


 PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : DISEÑO DEL SISTEMA MOTRIZ DE UN MOLINO DE
 MARTILLOS CON CAPACIDAD DE PROCESAMIENTO
 DE 4 TON/H DE CAL HIDRATADA

ÁREA : Diseño # 330

PROPUESTO POR : Jhonatan Harol Párraga Córdova

ASESOR : Dr. Ing. Quino Valverde Guzmán

TESISTA : Jhonatan Harol Párraga Córdova

CÓDIGO : 2009.0437

FECHA : 26 de Noviembre del 2015


DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

El Perú es uno de los primeros productores de diversos metales a nivel mundial. Dentro de la minería, el proceso más importante es la extracción de minerales, en el cual se utilizan reactivos químicos para generar reacciones y así lograr separar el mineral valioso. Estos reactivos químicos se comercializan en grandes cantidades con presentaciones de granulometría fina, de acuerdo con las exigencias de los procesos, por lo cual se necesitan máquinas de molienda. Entre ellas, el molino de martillos destaca por su facilidad de mantenimiento, bajo ruido de operación, entre otras características.

El objetivo del tema de tesis es diseñar el sistema motriz de un molino de martillos con la finalidad de fragmentar y disminuir el tamaño de ingreso de los granos de cal hidratada. El proyecto debe incluir el diseño de los componentes: árbol de transmisión, ejes secundarios, martillos de impacto, disco porta ejes, separadores de discos porta ejes, además, de la selección de los componentes de transmisión de potencia: motor eléctrico, chavetas, fajas de transmisión y rodamientos. De igual manera, se debe elaborar el plano general de ensamble del sistema motriz y planos de despiece de los componentes diseñados; complementariamente se debe realizar una estimación de costos que permita establecer la viabilidad de la posterior construcción del sistema diseñado.






PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DISEÑO DEL SISTEMA MOTRIZ DE UN MOLINO DE MARTILLOS CON
CAPACIDAD DE PROCESAMIENTO DE 4 TON/H DE CAL HIDRATADA

Introducción

1. Estado del Arte
2. Dimensionamiento Básico
3. Ingeniería de detalle
4. Estimación de costos

Observaciones

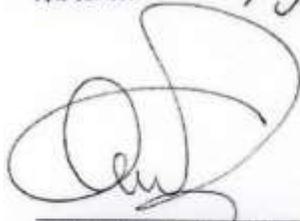
Recomendaciones

Conclusiones

Bibliografía

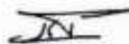
Anexos

Máximo: 100 páginas



Dr. Ing. Quino Valverde Guzmán

Asesor



DEDICATORIA



Dedicada a mis padres, abuelos, hermanos por su apoyo incondicional y consejos; a las personas que me apoyaron durante esta etapa y a todos mis amigos que durante la carrera demostraron que somos una familia.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mi familia en general por el apoyo incondicional y los buenos consejos durante todos estos años de carrera.

Agradezco al profesor Quino Valverde por el tiempo brindado hacia mi persona, los consejos brindados y apoyo.

Agradezco también a la sección de Ingeniería de Minas por el apoyo mostrado para la realización de los ensayos experimentales para obtener los parámetros de partida, al Profesor Adolfo Pilihuamán y al técnico Manuel Shishido.



ÍNDICE DEL CONTENIDO

1.	ESTADO DEL ARTE	3
1.1.	Hidróxido de calcio	3
1.1.1.	Características del Hidróxido de Calcio	4
1.2.	Proceso de conminución	4
1.2.1.	Principios mecánicos utilizados para reducción de tamaño	5
1.2.2.	Trituración	5
1.2.3.	Pulverización o molienda.....	5
1.2.4.	Ensayo de Bond según el método de Berry y Bruce	9
1.3.	Teoría de choques.....	9
1.3.1.	Impulso.....	9
1.4.	Máquinas para molienda existentes en el mercado	10
1.4.1.	Molino de Martillos.....	10
1.4.2.	Molino de bolas	12
1.4.3.	Molino de rodillos.....	14
2.	DIMENSIONAMIENTO BÁSICO.....	17
2.1.	Proyecto preliminar.....	17
2.1.1.	Descripción de la máquina	17
2.2.	Cálculos generales	19
2.2.1.	Definición de la capacidad de procesamiento de la máquina.....	19
2.2.2.	Cálculo del número de martillos.....	19
2.2.3.	Ensayo de impacto	20
2.2.4.	Determinación de fuerza de impacto y torque de carga.....	27
2.2.5.	Determinación del torque de carga	28
2.3.	Ensayo para determinar el índice de trabajo por el método de Berry y Bruce	28
2.4.	Determinación de la potencia del motor.....	34
2.5.	Selección de la faja	35
2.5.1.	Cálculo de las fuerzas en la faja	36
2.6.	Dimensionamiento de los componentes	38
2.6.1.	Dimensionamiento de los martillos	38
2.6.2.	Dimensionamiento del árbol de transmisión	45
3.	INGENIERÍA DE DETALLE	63
3.1.	Cálculo de las transmisiones por chaveta.....	63

3.2.	Dimensionamiento de los discos porta ejes	65
3.3.	Dimensionamiento del disco asegurador	67
3.4.	Dimensionamiento de los separadores	68
3.5.	Dimensionamiento de los pines de soporte	69
3.6.	Selección del motor eléctrico	71
3.6.1.	Cálculo de la inercia total de la volante.....	71
3.7.	Selección de soporte de eje principal	73
3.7.1.	Verificación de los rodamientos	74
4.	ESTIMACIÓN DE COSTOS	76
4.1.	Costos de diseño.....	76
4.2.	Costos de adquisición de materiales y elementos normalizados	76
4.3.	Costos de material de los elementos maquinados.....	77
4.4.	Costos de maquinado, tratamiento y ensamble	78
	OBSERVACIONES.....	79
	CONCLUSIONES	80
	RECOMENDACIONES.....	82
	BIBLIOGRAFÍA.....	83

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Tabla de especificaciones técnicas de molino de martillo.....	11
Tabla 1.2. Especificaciones técnicas de un molino de bolas.....	13
Tabla 1.3. Especificaciones técnicas de un molino de rodillos	14
Tabla 1.4. Comparación entre los tipos de molinos presentados. ¡Error! Marcador no definido.	
Tabla 2.1. Resultado de diferentes velocidades de rotura.....	22
Tabla 2.2. Coeficientes de fluctuación para diversas maquinarias	26
Tabla 2.3. Datos del análisis granulométrico para determinar F80 de cal hidratada.....	31
Tabla 2.4. Datos del análisis granulométrico para determinar F80 del cuarzo	32
Tabla 2.5. Datos del análisis granulométrico para determinar P80 de la cal hidratada.	32
Tabla 2.6. Datos del análisis granulométrico para determinar P80 del cuarzo	33
Tabla 2.7. Índice de trabajo de minerales	33
Tabla 2.8. Resumen de cálculo de selección de faja	36
Tabla 3.5. Cuadro resumen de selección de chavetas.....	65
Tabla 3.1. Fórmulas de inercias rotacionales.....	71
Tabla 3.2. Cuadro resumen del cálculo de inercias rotacionales de componentes.....	72
Tabla 3.3. Constante de tipo de carga	73
Tabla 3.4. Cuadro resumen de cálculo de verificación de rodamiento	75
Tabla 4.1. Costo de diseño de la máquina.....	76
Tabla 4.2. Costo por adquisición de materiales	77
Tabla 4.3. Costos por materia prima de elementos maquinados.....	77
Tabla 4.4. Tabla resumen de costos parciales.....	78

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Medidas aproximadas de un grano de cal hidratada	4
Figura 1.2. Distribución de consumos energéticos en una planta de tratamiento	4
Figura 1.3. Principios mecánicos para molienda.	5
Figura 1.4. Malla estándar según las diferentes normas.	6
Figura 1.5. Comparación gráfica de las leyes de la fragmentación	8
Figura 1.6. Componentes del molino de martillos.	11
Figura 1.7. Molino de bolas.	13
Figura 1.8. Estructura de molino de rodillos.	14
Figura 2.1. Proyecto preliminar del molino de martillos	18
Figura 2.2. Tamiz clasificador	18
Figura 2.3. Distribución de componentes del sistema motriz	19
Figura 2.4. Ensayo de impacto	21
Figura 2.5. Fragmentación de grano de cal hidratada	21
Figura 2.6. Distribución de velocidades del martillo.	23
Figura 2.7. Máquina de ensayo para columna de tamices	29
Figura 2.8. Molienda de la muestra de cal	29
Figura 2.9. Análisis granulométrico de la cal hidratada después de molienda.	30
Figura 2.10. Fuerzas en la faja trapezoidal	37
Figura 2.11. Distribución de fuerzas debido a faja	38
Figura 2.12. Aspecto geométrico del martillo	39
Figura 2.13. Diagrama de cuerpo libre martillo	39
Figura 2.14. D.C.L del martillo para el caso de esfuerzo cortante	40
Figura 2.15. DCL del martillo para el caso de concentrador de esfuerzos	42
Figura 2.16. DCL del martillo para el caso de esfuerzo de apoyo	43
Figura 2.17. DCL del martillo para el caso de esfuerzo de flexión.	44
Figura 2.18. Esquema de árbol de transmisión con dimensiones	45
Figura 2.19. DCL del eje principal	46
Figura 2.20. DCL simplificado del eje principal	47
Figura 2.21. Diagrama de fuerza cortante plano YZ.	49
Figura 2.22. Diagrama de fuerza cortante en el plano XZ	49
Figura 2.23. Diagrama de momento flector en el eje YZ	50
Figura 2.24. Diagrama de momento flector en el eje XZ	50
Figura 2.25. Geometría del cambio de sección R1	53

Figura 2.26. Superposición de deflexiones en el árbol en el plano YZ	57
Figura 2.27. Determinación de la curva elástica del caso 1	57
Figura 2.28. Segundo caso de deflexión del eje	59
Figura 2.29. Deflexiones en el plano XZ	59
Figura 2.30. Esquema de deformación transversal del árbol.....	60
Figura 2.31. Zonas de trabajo para las velocidades crítica del árbol.....	62
Figura 3.1. Esquema con longitudes de la chaveta.....	63
Figura 3.2. Esquema con dimensiones de la chaveta	64
Figura 3.3. Distribución de los discos porta ejes	66
Figura 3.4. DCL de disco porta eje central para el caso de esfuerzo cortante.....	66
Figura 3.5. Localización del disco asegurador	68
Figura 3.6. Disco asegurador.....	68
Figura 3.7. Localización de los separadores.....	69
Figura 3.8. Separador de disco porta eje	69
Figura 3.9. Pin de soporte y su disposición geométrica	70
Figura 3.10. DCL del pin de soporte	70
Figura 3.13. Soporte series SNL de pies partidos	74

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descripción	Unidad
a	Distancia entre centros	mm
a_{nom}	Longitud entre ejes corregidos	mm
b	Ancho de la chaveta	mm
C	Capacidad de carga dinámica del rodamiento	kN
C_o	Capacidad de carga estática del rodamiento	kN
C_1	Factor de corrección por ángulo de contacto	-
C_2	Factor de carga para selección de faja trapecial	-
C_c	Coefficiente de confiabilidad	-
C_{carga}	Coefficiente de carga para cálculo de fatiga	-
C_t	Coefficiente de tamaño	-
C_{temp}	Coefficiente de temperatura	-
C_s	Coefficiente de fluctuación	-
$d_{d1,2}$	Diámetro de las poleas	mm
E	Módulo de elasticidad del material	N/mm ²
F_{cf}	Fuerza centrífuga	N
F_B	Fuerza de polea	N
$F.S$	Factor de seguridad	-
$F_{impacto}$	Fuerza de impacto	N
F_{result}	Fuerza resultante	N
F_{80}	Tamaño de ingreso de las partículas con 80% pasante	µm
I	Inercias de los componentes	Kg*mm ²
K_t	Factor geométrico de concentración de esfuerzos	-
m	Masa de los componentes	kg
N_{mot}	Velocidad del motor	rpm
P_B	Potencia teórica	W
P_N	Potencia nominal por correa	N
P_{80}	Tamaño de salida de las partículas con 80% pasante	µm
$P_{molienda}$	Potencia de molienda	kW
$R1_{x,y}$	Reacciones en el árbol	N
$R2_{x,y}$	Reacciones en el árbol	N
r_g	Radio de giro	mm
S_1	Fuerza ramal tenso	N
S_2	Fuerza ramal flojo	N
T_α	Torque acelerante	N-m
t_α	Tiempo de aceleración	s
T_{arr}	Tiempo de arranque del motor	s
$V_{vacío}$	Velocidad del sistema en vacío	m/s
V_{carga}	Velocidad del sistema funcionando con carga	m/s
V_{rot}	Velocidad de rotura	m/s
V_{correa}	Velocidad de correa crítica	m/s
w_i	Índice de trabajo o work index	kW/($\frac{Ton}{h}$)
W_{total}	Peso total de la volante	N
Z	Número de correas	-
β_k	Factor de concetración de esfuerzos	-
β_f	Factor efectivo de concetración de esfuerzos-flexión	-

β_t	Factor efectivo de concentración de esfuerzos-torsor	-
σ_{fa}	Esfuerzo normal por flexión alternante	
σ_F	Esfuerzo de fluencia	MPa
σ_B	Esfuerzo máximo de resistencia a la tracción	MPa
σ_{eq}	Esfuerzo equivalente	MPa
φ	Coefficiente de impacto	-
τ_{carga}	Torque de carga	N-m
ω_{carga}	Velocidad angular del motor con carga	Rad/s



INTRODUCCIÓN

Según ProInversión, el Perú es un país polimetálico, ya que cuenta con grandes reservas mundiales de plata, cobre y zinc. A nivel mundial, el país es el tercer productor de cobre, plata, estaño y zinc; en Latinoamérica, primer productor de oro, zinc, estaño y plomo. Debido a estos logros es que el sector minero es un sector con gran potencial para invertir, logrando en 2014 que la inversión alcance un valor de US\$ 8,643 millones. [1]

La minería es uno de los sectores con alto desarrollo económico en los últimos años como consecuencia de los altos precios de los minerales en el mercado mundial. Dentro de esta industria destaca la cal hidratada como reactivo químico de menor costo, utilizada durante el proceso de flotación de minerales por espuma.

La flotación de minerales por espuma es un proceso físico-químico aplicable a concentraciones de minerales. El proceso consiste en añadir reactivos de flotación en un tratamiento químico realizado a la pulpa de mineral con el objetivo de adherir ciertas partículas de los minerales a las burbujas de aire para lograr la separación de especies minerales aprovechando sus propiedades de afinidad o repulsión por el agua. [2]

Se han creado varias plantas de molienda a nivel nacional, debido a la importancia de la cal hidratada como reactivo químico para la recuperación de los sulfuros valiosos. El principal objetivo de estas plantas es la reducción de tamaño de los granos de cal hasta conseguir un polvo fino de alrededor, ya que es el tamaño adecuado de los reactivos.

En la actualidad la mayoría de las empresas mineras utilizan grandes cantidades de cal hidratada durante el proceso de flotación de minerales. Una gran cantidad del insumo químico se consume durante todos los turnos de trabajo diarios, por lo cual las empresas se ven en la necesidad de comprar gran cantidad de sacos de cal hidratada a distintos proveedores para cubrir el gasto diario del insumo químico. Además, los granos de cal hidratada deben cumplir con una granulometría fina estandarizada (malla N° 100), por exigencias de la empresa minera.

En promedio las empresas mineras realizan pedidos semanales de aproximadamente 180 toneladas a cada proveedor, por lo cual los proveedores se ven en la necesidad de implementar una máquina de pulverización en sus plantas de molienda de cal hidratada, que cumpla la capacidad de producción, así como con la granulometría exigida.

En un período de 6 días de trabajo y 8 horas diarias se deben producir 180 toneladas de cal hidratada con granulometría especificada, para poder abastecer la demanda semanal de las empresas mineras. Por tal motivo, se plantea una capacidad de procesamiento de 4 Ton/h y una granulometría N°100 para el producto final.

Se propone la solución de diseñar el sistema motriz de un molino de martillos debido a la importancia de la cal hidratada como reactivo químico en la industria minera, explicado anteriormente; también debido al bajo costo energético de producción, fácil mantenimiento, limpieza e instalación. La propuesta cumpliría con los requisitos necesarios para resolver el problema expuesto líneas arriba.

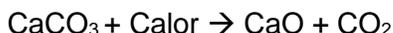
El objetivo de la presente tesis es realizar el diseño de sistema motriz de un molino con conexión fija de los martillos y que pueda cumplir con la función principal de fragmentar y pulverizar los granos de cal hidratada hasta obtener una granulometría de malla N° 100. El alcance de la siguiente tesis abarca el diseño de los componentes árbol de transmisión, pines de soporte, martillos, disco porta ejes y separadores de discos porta ejes; además la selección de los elementos del sistema de transmisión: motor eléctrico, fajas de transmisión y rodamientos. De igual manera, abarca la elaboración de un plano general de ensamble, planos de despiece de los componentes y una estimación de costos que permita establecer la viabilidad de la posterior construcción del proyecto.

CAPÍTULO 1

1. ESTADO DEL ARTE

1.1. Hidróxido de calcio

El hidróxido de calcio proviene de la piedra caliza, la cual pasa por varios procesos antes de convertirse en él; en adelante se llamará cal hidratada al hidróxido de calcio, por ser su nombre técnico. Para la obtención de la piedra caliza en primer lugar se deben realizar estudios geológicos mineros, en los que se obtiene la información geológica y geoquímica de las áreas a explotar. Seguidamente de la extracción de la piedra caliza de las canteras pasan por procesos de triturado y tamizaje para obtener piedras con el tamaño requerido para el horno de calcinación. El proceso de calcinación consiste en la aplicación de grandes cantidades de calor para la descomposición de la caliza. Durante el proceso se obtiene óxido de calcio, también llamada cal viva, producto de la descarbonatación o pérdida del dióxido de carbono de la caliza original. Se observa en la siguiente reacción.



El hidróxido de calcio, o también llamada cal hidratada, se obtiene realizando un proceso de hidratación a la cal viva que consiste en hacer reaccionar el óxido de calcio (obtenido en la calcinación) con agua, transformándose en hidróxido de calcio. Este fenómeno también es conocido como apagado de cal, es un proceso exotérmico. Se observa en la siguiente reacción química:



1.1.1. Características del Hidróxido de Calcio

- **Color:** La cal hidratada es un compuesto rico en calcio, por lo tanto es de coloración blanca, pero cambia de color entre el gris y el negro a consecuencia de las impurezas que contienen.
- **Medidas aproximadas:** Ancho: 15 mm x Largo: 15 mm.



Figura 1.1. Medidas aproximadas de un grano de cal hidratada

1.2. Proceso de conminución

En las plantas de tratamiento de mineral para acceder a los minerales, las piedras donde se alojan tienen que ser trituradas o reducidas de tamaño para poder ser procesadas y posteriormente separarlas del mineral valioso.

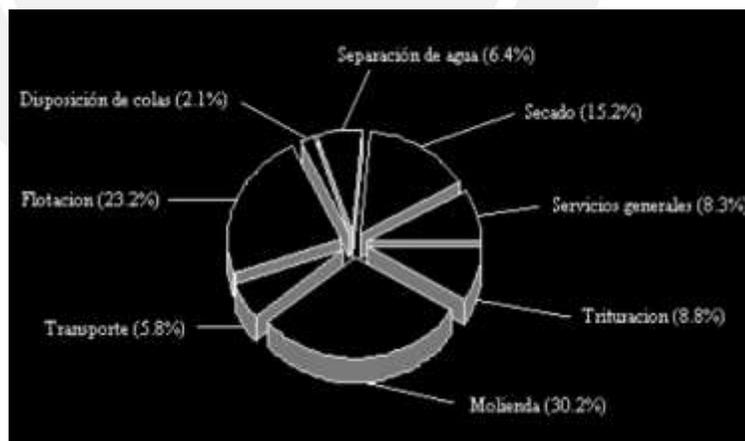


Figura 1.2. Distribución de consumos energéticos en una planta de tratamiento
(FUENTE: ALVAREZ, B. 2010)

El proceso de conminución, consiste en la reducción tamaño de un determinado material, y agrupa a un conjunto de operaciones cuyo objetivo es realizar la división de cuerpos sólidos por medio de acciones físicas externas, denominadas principios mecánicos. Se puede clasificar en dos grandes etapas: trituración y molienda, cada etapa con un grupo

de operaciones y rango de tamaños de operación. El objetivo principal de la conminución es maximizar la liberación del mineral valioso de la roca madre.

1.2.1. Principios mecánicos utilizados para reducción de tamaño

Como se mencionó líneas arriba, la conminución consiste en la fragmentación de material utilizando ciertos principios mecánicos. Las propiedades del material a moler determinar la conveniencia de utilizar cualquiera de los principios mecánicos mostrados.

Los principales principios mecánicos utilizados son:

- Impacto
- Cizalladura
- Compresión.
- Corte.

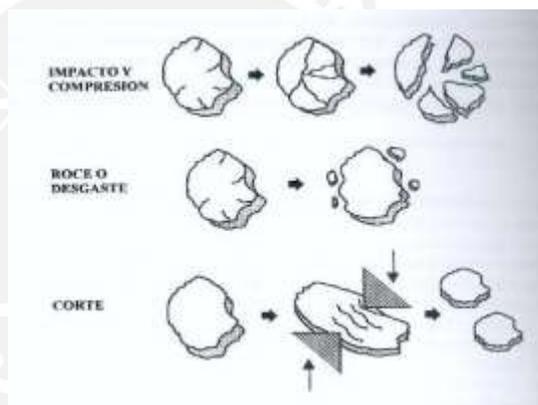


Figura 1.3. Principios mecánicos para molienda.
(FUENTE: EARLE R., 1987)

1.2.2. Trituración

Es la primera etapa del proceso de conminución. El proceso de trituración consiste en la desintegración de los materiales de ingreso con tamaño superior a 1" para pasar posteriormente al proceso de molienda, donde se pulverizará el material hasta el tamaño requerido. Los materiales de ingreso fueron recolectados después de la extracción de minerales como rocas, donde se encuentra el mineral valioso conjuntamente con las impurezas.

1.2.3. Pulverización o molienda

Dentro del proceso de conminución, la molienda de partículas es la última fase. El proceso de molienda se encarga de la reducción de los materiales suministrados después de la etapa de trituración.

En la molienda las partículas comprendidas entre 5 y 250 μm son reducidas hasta obtener tamaños comprendidos en la norma americana ASTM de granulometría, que define el número de malla en función al tamaño de salida de las partículas.

a) Granulometría del material

La granulometría se refiere a la distribución de tamaño de las partículas, generalmente son de interés en esa distribución el tamaño máximo permisible y el tamaño mínimo permisible, sin embargo existen aplicaciones en las cuales se puede preferir un cierto tamaño uniforme en las partículas. La distribución de las partículas se determina por medio de ensayos de cribado empleando mallas, donde los alambres que integran las mallas se entretajan formando espacios cuadrados con diversas aberturas. Las mallas que se usan dependen en cuanto a su abertura y nomenclatura de las normas que se adopten, entre algunas normas y mallas de uso a nivel mundial se encuentran las americanas y las inglesas.

Para el presente documento se utilizarán los números de mallas de la norma americana ASTM que se presentan continuación un extracto de los números de mallas a utilizar dentro el proceso de cálculo:

Norma Americana (A.S.T.M.)	Norma Inglesa (B.S)	Abertura mm o μm
No. 20	No. 18	850 μm
No. 25	No. 22	710
No. 30	No. 25	600
No. 35	No. 30	500
No. 40	No. 36	425
No. 45	No. 44	355
No. 50	No. 52	300
No. 60	No. 60	250
No. 70	No. 72	212
No. 80	No. 85	180
No. 100	No. 100	150
No. 120	No. 120	125
No. 140	No. 150	106
No. 170	No. 170	90
No. 200	No. 200	75
No. 230	No. 240	63
No. 270	No. 300	53
No. 325	No. 350	45
No. 400	-	38

Figura 1.4. Malla estándar según las diferentes normas.
(FUENTE: GÓMEZ, J)

b) Leyes energéticas

Se puede decir que las ecuaciones básicas que rigen el fenómeno de la reducción de tamaño no están perfectamente definidas, siendo quizás el motivo principal el hecho de que la conminución trate de sólidos en los que existe un complejo equilibrio entre enlaces cohesivos y acciones repulsivas a nivel atómico y molecular.

La rotura es producida por los esfuerzos de tracción. En el caso de los esfuerzos de compresión la rotura se produce porque generan esfuerzos de tracción en la partícula. Cuando la compresión va acompañada de esfuerzo cortante, hay una tendencia a deslizamiento de una de las capas de átomos sobre otras, y si el esfuerzo cortante es suficiente, se produce la rotura de la partícula.

Durante años los investigadores han intentado determinar la energía requerida para la rotura de las rocas. Desde el punto de vista de la metalurgia, este interés radica en la necesidad de liberar el mineral encajado en la roca. Ha sido observado que en el proceso de reducción de tamaño, al disminuir el tamaño de las partículas el área superficial de las partículas aumenta. Por ello, una medida del tamaño o del área superficial de las partículas antes y después del proceso de reducción debería indicar la energía requerida en el proceso de conminución. Se presenta a continuación la expresión genérica desarrollada por Hukki a partir de las leyes de Charles y Holmes:

$$dE = k[S^n \cdot dS]$$

Donde:

E: Energía utilizada para la reducción de tamaño deseada

S: Área superficial

k: Constante que depende de la resistencia de la roca

n: constante

El valor de n varía dependiendo del tamaño de la molienda. La expresión de Rittinger es aplicable a tamaños de molienda gruesa, mientras que la expresión de Kick es aplicable a tamaños de molienda más fina.

- $n = -2$ (Ley de Rittinger)
- $n = -1$ (Ley de Kick)
- $n = -1.5$ (Ley de Bond)

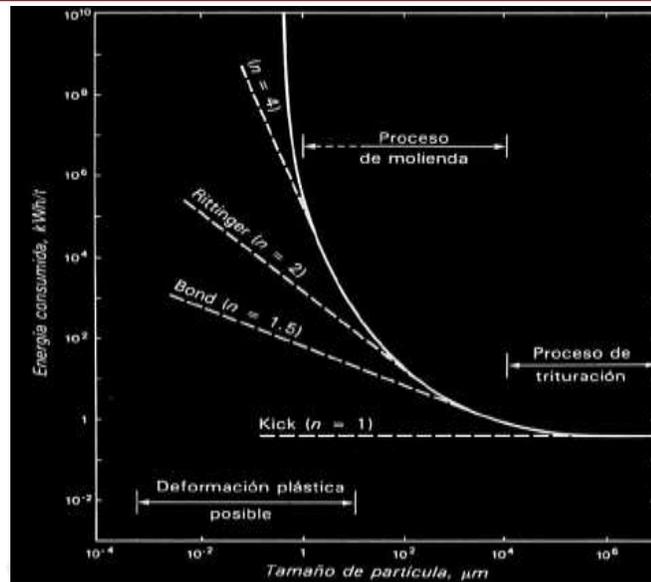


Figura 1.5. Comparación gráfica de las leyes de la fragmentación (FUENTE: ALVAREZ, B. 2010)

La expresión de Bond ($n = -1.5$) es un valor intermedio cubre casi toda la gama de partículas. La ecuación general de Bond de la energía requerida en la reducción del tamaño.

$$E = 2k \left[\frac{1}{\sqrt{P}} - \frac{1}{\sqrt{F}} \right]$$

Por definición, la energía específica de molienda es la energía requerida por unidad de masa de roca en el proceso de reducción.

$$E_G = 10 * W_i * \left[\frac{1}{\sqrt{P}} - \frac{1}{\sqrt{F}} \right] \left(\frac{kW * h}{TM} \right)$$

Finalmente, la energía de molienda requerida para la reducción de tamaño de las rocas en los molinos industriales considerando la capacidad de molienda, se define como.

$$E_G = 10 * W_i * \left[\frac{1}{\sqrt{P_{80}}} - \frac{1}{\sqrt{F_{80}}} \right] * M_F \tag{1.1}$$

Donde:

F_{80} : Tamaño de partículas de alimentación con 80% de material pasante (μm).

P_{80} : tamaño de partículas de salida con 80% de material pasante (μm).

M_F : Masa de alimentación ($\frac{Ton}{h}$).

W_i : Índice de trabajo del mineral $\left(\frac{\text{kW} * \text{h}}{\text{Ton}}\right)$.

1.2.4. Ensayo de Bond según el método de Berry y Bruce

La determinación de la triturabilidad está basada en la realización de acuerdo con un proceso estricto y un equipo determinado. Bond realizó varios métodos para estimar los requerimientos energéticos en los molinos.

Existen dificultades e inconvenientes en realizar el ensayo de Bond: disponer de un molino de bolas estándar según describe Bond, muestras de 10 kg con una preparación especial y prolongados tiempos de ensayo (1 a 2 días). Debido a esto se desarrollaron otros métodos de carácter indirecto, entre ellos destaca el método de Berry y Bruce. El método Berry y Bruce es un método de carácter indirecto y comparativo que se apoya en la ecuación de Bond (ecuación 1.1). La comparación se realiza entre el mineral estudiado y un mineral de referencia de work index conocido. Las condiciones de operaciones en que realizan este ensayo no son restrictivas, tan sólo importa que se realice la comparación entre las muestras con ensayos realizados a mismas condiciones. El beneficio de este tipo de método radica en la gran flexibilidad en cuanto al tamaño del molino de bolas, número de revoluciones que debe girar, carga de las bolas y cantidad de la muestra; por el contrario el método de Bond no tiene tanta flexibilidad en cuanto al procedimiento del ensayo. [3]

1.3. Teoría de choques

Se llama choque o colisión entre dos cuerpos a un fenómeno en el que los cuerpos participantes son libres antes y después de la interacción, sobre los que no actúan fuerzas resultantes. La interacción dura un tiempo muy corto (Δt), durante el cual los cuerpos ejercen entre sí fuerzas de cierta intensidad. Los valores de los intervalos de tiempo para los choques varían desde la décima de segundo hasta los microsegundos [4].

1.3.1. Impulso

El impulso de la fuerza neta es igual al cambio de movimiento del cuerpo, por definición representa el área bajo la curva F vs T . La fuerza neta se considera constante durante el intervalo de tiempo muy corto Δt .

$$I = \Delta p = \int_{t_i}^{t_f} F dt$$

Despejando:

$$F = \frac{m * (V_f - V_i)}{\Delta t} \quad (1.2)$$

Donde:

F: Fuerza de impacto

m: masa del cuerpo

V_f : velocidad final del cuerpo posterior al impacto

V_i : velocidad inicial del cuerpo previo al impacto

1.4. Máquinas para molienda existentes en el mercado

1.4.1. Molino de Martillos

Los molinos de martillos están constituidos por martillos, fijos u oscilantes, unido a un eje de rotación que se mueve a gran velocidad dentro de una carcasa fuerte que dispone de una malla selectora o tamiz. La sustancia es pulverizada entre los martillos y la carcasa y permanece en el molino hasta que es lo suficientemente fina para pasar a través del tamiz que se encuentra en el fondo de la carcasa.

Los molinos de martillos pueden manejar tanto sustancias quebradizas como fibrosas, aunque para estas últimas se utilizan secciones agudas que proporcionan una acción de corte. No obstante, es una máquina apta para la pulverización de partículas no muy abrasivas debido al gran desgaste que pueden sufrir los componentes internos.

Esta reducción al tamaño de las partículas se debe a una explosión generada por el impacto contra los martillos, corte por los bordes de los martillos y la acción de frotadura o rozamiento. Por ende, tiene la ventaja de ser de fácil mantenimiento, limpieza e instalación. Sin embargo, las elevadas temperaturas de trabajo es una desventaja que afecta al proceso. Además, este tipo de molino cubre desde la molienda grosera hasta la fina. [5]

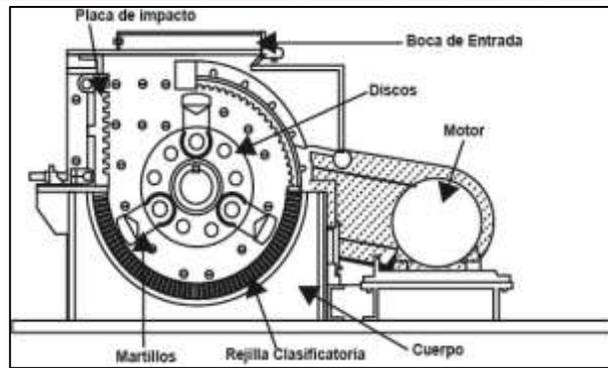


Figura 1.6. Componentes del molino de martillos.
(Fuente: TYMSA)

En la actualidad existen diversos molinos de martillos en la industria en función a la capacidad de procesamiento, velocidad de operación y potencia. A continuación se muestra una tabla con las especificaciones técnicas de un molino de martillos.

Tabla 1.1. Tabla de especificaciones técnicas de molino de martillo

General Hammer Mill Specifications					
Unit Size	Feed Opening (In inches)	Horsepower (Maximum)	Capacity (Tons per hour)	Speed (Max RPM)	Weight (Without motor)
15 x 12	9 x 15	30	1 - 4	3600	1,100
20 x 12	15 x 13	50	3 - 30	3600	2,300
20 x 18	16 x 19	75	4 - 40	3600	2,700
24 x 20	18 x 21	100	6 - 60	2400	3,100
30 x 24	12 x 28	125	9 - 90	1800	5,350
30 x 30	32 x 36	150	11 - 110	1800	8,300
36 x 36	32 x 38	200	13 - 130	1200	11,900
42 x 60	29 x 66	400	30 - 300	900	21,600

Technical data subject to change without notice. Dimensions and weights listed are approximate. Do not use these dimensions for construction purposes. Weights apply to standard machines when equipped with hammers, rings, perforated metal screens or screen bars most commonly used. Speeds as listed are maximum. Proper operating speeds for specific reductions will be recommended by our Engineering Department. Horsepower and Capacity, dependent upon feed size, desired product size, moisture content, and weight per cu. ft. of material being reduced.

(FUENTE: Bliss Industries)

Por otro lado, los molinos de martillos se pueden clasificar en función a la conexión de los martillos pudiendo ser de dos tipos: conexión fija o conexión libre.

a) Conexión fija de los martillos

Los martillos son de conexión fija cuando se restringe el movimiento angular respecto al eje donde se conectan. Además, este tipo de conexión se utiliza cuando se tiene certeza de que el material de ingreso no superará los tamaños establecidos del diseño.

La conexión fija nos asegura que cualquier punto del sistema motriz tendrá igual velocidad angular que la velocidad del sistema

b) Conexión libre de los martillos

Los martillos son de conexión libre cuando tienen disponibilidad de giro respecto del eje donde conectan. Este tipo de conexión se utiliza cuando el material de ingreso no está regularizado ni controlado existiendo la posibilidad de que ingrese el material de mayor tamaño, por lo cual el tener conexión libre favorece a que se absorba el exceso de energía que produce el impacto de los martillos con estos cuerpos extraños pero se reduce la eficiencia del proceso.

1.4.2. Molino de bolas

El molino de bolas es una máquina que sirve para moler diversos minerales, otros materiales de construcción y materia prima utilizadas para la industria química. Este consiste en un recipiente cilíndrico rotatorio metálico que lleva en su interior bolas de acero inoxidable que actúa como un medio molidor. No obstante, la velocidad de este depende del diámetro del recipiente cilíndrico (mientras mayor sea el diámetro menor será la velocidad); si la velocidad de rotación es muy alta, el molino actuará como una máquina centrífuga debido a que las bolas permanecerán en el perímetro y no caerán de vuelta (en este punto se le conoce a la velocidad como “velocidad crítica”); es más, la velocidad de funcionamiento esta entre 65 – 75% velocidad crítica.

El mecanismo por el cual se consigue la reducción de tamaño de partículas es la combinación entre el impacto y el desgaste. Las características de este molino son:

- Función estable y buena calidad, a prueba de fricción.
- Productos con granularidad uniforme.
- Poca inversión y mucho ahorro energético.
- Fácil operación y uso con seguridad.

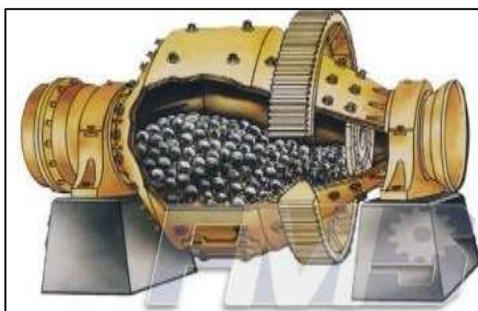


Figura 1.7. Molino de bolas.

(FUENTE: Formats Construction Machinery Co)

En la actualidad existen diversos molinos de bolas en la industria en función a la capacidad de procesamiento, propiedades del material a procesar, potencia. A continuación se muestra una tabla con las especificaciones técnicas de un molino de bolas.

Tabla 1.2. Especificaciones técnicas de un molino de bolas

MODEL	SIZE INTERNAL SHELL		MOTOR POWER HP	PROCESSING CAPACITY (TONS/HOUR)				GRINDING BALL QUANTITY CHARGE (Kg)	SHELL LINER TICKNESS (MM)
	(CM)	(INCH)		I	II	III	IV		
BM-540	76.2 x 45.7	30 x 18	3.6	0.5	0.3	0.2	0.1	900	9.0
BM-720	76.2 x 60.96	30 x 24	6.6	0.7	0.4	0.25	0.15	900	9.0
BM-1080	76.2 x 91.4	30 x 36	6.6	0.8	0.5	0.3	0.2	900	12.0
BM-1296	91.4 x 91.4	36 x 36	10.0	1.25	0.8	0.6	0.4	1,400	12.0
BM-1728	91.4 x 121.9	36 x 48	15.0	1.65	1.0	0.7	0.8	1,500	12.0
BM-2160	91.4 x 152.4	36 x 60	20.0	2.00	1.5	1.0	0.8	2,000	32
BM-2592	91.4 x 152.4	36 x 72	25.0	2.50	1.75	1.2	1.0	2,500	32
BM-2304	121.9 x 121.9	48 x 48	25.0	3.2	2.5	1.6	1.25	3,000	35
BM-2880	121.9 x 152.4	48 x 60	30.0	4.2	3	2.1	1.6	3,000	35
BM-3456	121.9 x 182.8	48 x 72	40.0	5.2	3.8	2.5	2	4,500	35
BM-4608	121.8 x 243.8	48 x 96	50.0	7.0	5.0	3.3	2.7	5,500	35
BM-3600	152.4 x 152.4	60 x 60	50.0	7.0	5.0	3.3	2.7	5,500	38
BM-4320	152.4 x 182.8	60 x 72	60.0	7.8	5.6	3.7	3.0	6,500	38
BM-5760	152.4 x 243.8	60 x 96	75.0	10.4	7.5	5.0	4.0	9,000	38
BM-7200	152.4 x 304.8	60 x 120	100.0	13.0	8.0	5.8	4.8	11,000	38
BM-8640	152.4 x 365.7	60 x 144	125.0	14.5	8.5	6.2	5.0	12,000	42
BM-5184	182.8 x 182.8	72 x 72	125.0	14.0	9.5	6.25	5.2	9,000	42
BM-6912	182.8 x 243.8	72 x 96	150.0	18.5	13.0	8.75	7.0	14,000	42
BM-8640	182.8 x 304.8	72 x 120	200.0	23.0	16.5	11.25	9.0	15,000	42
BM-10368	182.8 x 365.7	72 x 144	250.0	29.0	20.5	13.5	10.8	18,000	42
BM-8064	213.3 x 243.8	84 x 96	200.0	29.0	20.5	13.5	10.8	18,000	45
BM-10080	213.3 x 304.8	84 x 120	250.0	37.0	25.8	16.5	14.2	20,000	45
BM-12096	213.3 x 365.7	84 x 144	300.0	45.0	31.0	20.5	16.5	26,000	45

(FUENTE: Dove Mining)

1.4.3. Molino de rodillos

Consta de dos rodillos lisos que generalmente están anclados con sus ejes dispuestos horizontalmente. Inclusive, estos giran en sentido inverso (un rodillo a una determinada velocidad y el otro a dos o tres veces la velocidad del otro); es más, la velocidad de rotación del motor dependerá de la clase y calidad de grano, el tipo de grano de molienda, la condición de los rodillos, el contenido de humedad del grano, la velocidad de alimentación entre otros.

El mecanismo utilizado en los molinos de rodillos, por el cual se consigue la reducción, actúa cuando las partículas se quedan atrapadas entre los rodillos y son fragmentadas por compresión. Por esta razón, una de las principales ventajas de su

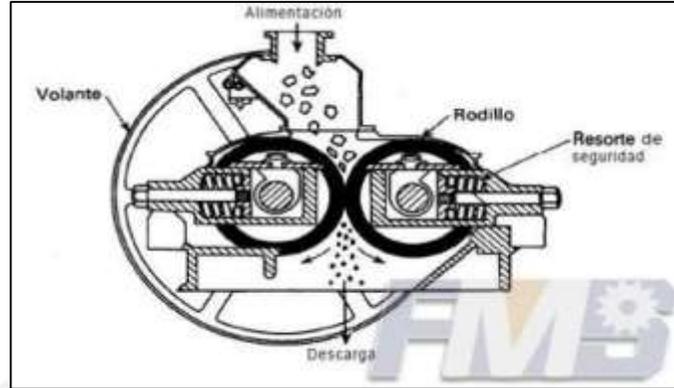


Figura 1.8. Estructura de molino de rodillos.
(FUENTE: Formats Construction Machinery Co)

En la actualidad existen diversos molinos de rodillos en la industria en función a la capacidad de procesamiento y potencia. A continuación se muestra una tabla con las especificaciones técnicas de un molino de rodillos.

Tabla 1.3. Especificaciones técnicas de un molino de rodillos

Type RMK		8/4	11/5.5	13/6.5	15/7.5	17/8	19/9	21/10	23/11	25/12	27/13	30/15	33/16	36/18
Installed power	kW	30	65	100	140	190	250	320	410	500	610	790	1000	1250
Throughput <small>(Hard coal, 50° Hardgrove, 12 % R 0.09 mm)</small>	tph	2.2	5.0	7.5	10.0	14.5	19.5	25	31	38,5	47	61	77	96
A	mm	2250	2750	3500	4350	3200	4450	5000	5650	5900	6200	6700	7500	8500
B	mm	2500	3500	4800	5000	5800	8000	8300	8700	9400	11000	12500	14500	17000
C	mm	1150	1800	2200	2350	3000	3100	3200	3750	4200	4700	4900	5400	6000

(FUENTE: ThyssenKrupp Industrial Solutions)

REFERENCIAS

- [1] PROINVERSIÓN PERÚ.
¿Por qué invertir en el Perú? Consulta: 15 de Junio del 2015.
http://www.proinversion.gob.pe/RepositorioAPS/0/0/JER/PRESENTACIONES_GENERAL/PPT_Por%20que%20invertir%20en%20Peru_marzo2015.pdf
- [2] BRAVO, Antonio
2008 *Manual de preparación de reactivos*. Lima. Consulta 01 de Junio del 2015.
http://plataforma.edu.pe/pluginfile.php/196085/mod_resource/content/1/p_reparacion-reactivos.pdf
- [3] ALVAREZ, Beatriz
2010 Análisis de fluencia de los modelos de distribución de tamaños de partículas en la determinación de consumos energéticos en molienda mediante el método Bond. Gijón: Universidad de Oviedo. Consulta: 12 de Octubre de 2015.
<http://digibuo.uniovi.es/dspace/handle/10651/12877>
- [4] JUNQUERA, Javier
Capítulo 7: Movimiento lineal y choques. Lima. Consulta 01 de Abril del 2016.
http://plataforma.edu.pe/pluginfile.php/196085/mod_resource/content/1/preparacion-reactivos.pdf
- [5] EARLE, R. L.
1987 *Ingeniería de los alimentos: las operaciones básicas del procesado de alimentos*. Segunda Edición. Zaragoza: Editorial Zaragoza.
- [6] Trituración y Molienda S.A.
Información técnica de molino de martillos. Consulta: 20 de Septiembre de 2015.
<http://www.tymsa.com.mx/>
- [7] Bliss Industries
Grinding hammer mills. Consulta: 05 de Noviembre de 2015.
<http://www.bliss-industries.com/system/resources/0000/0059/condmill.pdf>
- [8] Formats construction machinery Co.
Máquinas de molienda. Consulta: 05 de Septiembre de 2015.
<http://chancadoras-de-piedra.webnode.cl/>

- [9] Dove Mining.
Grinding mills: Ball mills Brochure. Consulta: 15 de Noviembre del 2015.
<http://www.rtmequipment.com/pdf/BALL-MILL-BROCHURE.dove.pdf>
- [10] Formats construction machinery Co.
Máquinas de molienda. Consulta: 05 de Septiembre de 2015.
<http://chancadoras-de-piedra.webnode.cl/galeria/>
- [11] ThyssenKrupp Industrial Solutions.
Polysius Roller Mills. Consulta: 10 de Noviembre del 2015.
http://www.polysiususa.com/minerals/grinding_plants/Dry_grinding_plants/minerals/lib/1593_gb_roller_mill_04.pdf
- [12] GÓMEZ, Jorge
s/f *Materiales de construcción*. Monterrey: Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey. Consulta 01 de Junio del 2015.
<http://es.slideshare.net/july3108/39247781-libromaterialesdeconstruccion>

CAPÍTULO 2

2. DIMENSIONAMIENTO BÁSICO

2.1. Proyecto preliminar

En el presente capítulo se elige el proyecto preliminar a desarrollar; se realizan los cálculos generales para justificar la capacidad de procesamiento; el ensayo de impacto; el ensayo para determinar del índice de trabajo (work index); el dimensionamiento de todos los componentes que conforman el sistema motriz.

2.1.1. Descripción de la máquina

El proyecto preliminar seleccionado es el molino de martillos con conexión fija de los martillos. La máquina tendrá la capacidad de procesar una flujo másico de ingreso de granos de cal hidratada de tamaño estándar de 10 a 15 mm, esta condición es asegurada por una zaranda instalada antes de la boca de alimentación del molino de martillos. Además como condición de diseño para el molino las partículas de cal hidratada que finalicen el proceso de molienda dentro de la máquina tendrán un tamaño de salida con granulometría malla N° 100.

El diseño total del molino de martillos debería contemplar el diseño del sistema motriz, estructura del molino y sistema eléctrico. De los sistemas mencionados, resalta

principalmente el sistema motriz ya que es el encargado de la fragmentación y pulverización del material de ingreso.

Por lo tanto, el objetivo de la presente tesis abarca el diseño de los componentes árbol de transmisión, pines de soporte, martillos, disco porta ejes y separadores de discos porta ejes; además la selección de los elementos del sistema de transmisión: motor eléctrico, fajas de transmisión y rodamientos. De igual manera, abarca la elaboración de un plano general de ensamble, planos de despiece de los componentes y una estimación de costos que permita establecer la viabilidad de la posterior construcción del proyecto.

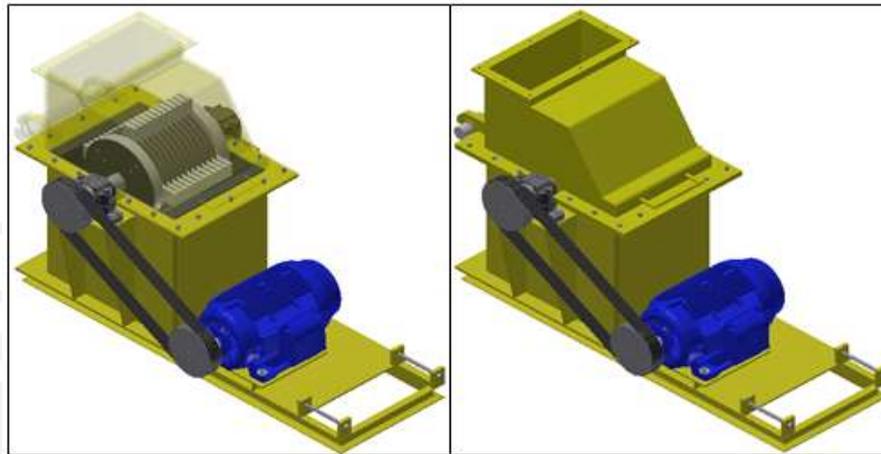


Figura 2.1. Proyecto preliminar del molino de martillos

Por otro lado, existe un tamiz clasificador que se encarga de dejar pasar sólo el material con tamaño final de acuerdo a la granulometría malla N° 100. El tamiz clasificador opera conjuntamente con una rejilla que clasifica las partículas de cal en primera instancia para luego pasar al tamiz.



Figura 2.2. Tamiz clasificador

A continuación se indican las componentes y se muestra la distribución del sistema motriz del molino de martillos (Ver Figura 2.3).

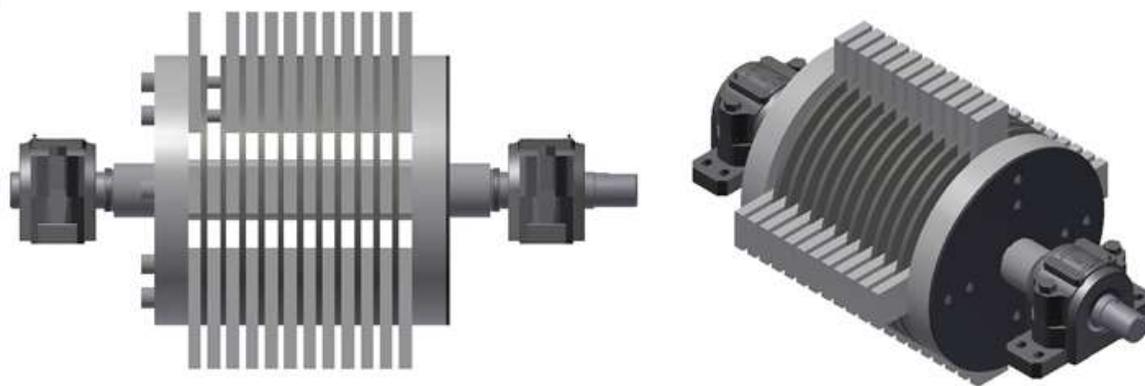


Figura 2.3. Distribución de componentes del sistema motriz

2.2. Cálculos generales

2.2.1. Definición de la capacidad de procesamiento de la máquina

Dentro del proceso de extracción de minerales el uso de los reactivos químicos es fundamental para obtener mayor cantidad de porcentaje de minerales valiosos dentro de la pulpa mineral. Destaca dentro de los reactivos químicos la cal hidratada por sus bajos costos y buen desempeño.

Se consultó con 3 proveedores de cal hidratada sobre la cantidad en toneladas que venden semanalmente a las minas y son en promedio 180 Ton. Si la máquina trabaja 8 horas al día efectivos realizando la operación de molienda y durante 6 días a la semana, se obtiene la capacidad.

$$\text{Masa a procesar} = \frac{180 \text{ Ton}}{\text{semana}} * \frac{1 \text{ semana}}{6 \text{ días}} * \frac{1 \text{ día}}{8 \text{ h}} = 3.75 \frac{\text{Ton}}{\text{h}}$$

Por recomendación de empresas que trabajan en el rubro de la molienda de cal, se debe considerar un porcentaje de pérdidas de 5 a 6 % debido a las impurezas existentes en la cal hidratada de alimentación. Por lo tanto, se opta por una capacidad de la máquina de procesamiento de 4 Ton/h.

2.2.2. Cálculo del número de martillos

La capacidad de procesamiento es un parámetro fundamental para el cálculo del número de martillos. El presente proyecto requiere una capacidad de procesamiento de 4000 kg/h. Además, se sabe que un grano de cal hidratada tiene un peso promedio de 0.8 gramos, con la siguiente conversión se calcula la cantidad de granos de cal que deben impactar contra el martillo.

$$4000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} * \frac{1000 \text{ g}}{1 \text{ kg}} * \frac{1 \text{ grano}}{0.8 \text{ g}} = 8.333 * 10^4 \frac{\text{granos}}{\text{min}}$$

Se aprecia que el valor hallado es significativamente alto. Por recomendación de fabricantes de molinos la velocidad de giro del sistema es 1800 RPM, como se explicó en el apartado 1.4.1.b debido a que los martillos cuentan con una conexión fija es que la velocidad angular del sistema es igual a la velocidad angular de los componentes. Por lo tanto al dividir la cantidad de granos por minuto entre la velocidad de giro del árbol se obtiene:

$$\begin{aligned} &= \frac{8.333 * 10^4 \frac{\text{granos}}{\text{min}}}{1800 \frac{\text{rev}}{\text{min}}} \\ &= 46.3 \frac{\text{granos}}{\text{rev}} \end{aligned}$$

En el supuesto máximo de que un solo grano impacte en un martillo, la cantidad de granos/rev hallado sería aproximadamente igual a la cantidad de martillos necesarios. Como se explicó en el apartado 2.1.1. la disposición geométrica de los martillos está orientada en 4 direcciones. Por lo tanto, se define un número de martillos múltiple de 4.

$$N_{\text{martillos}} = 48$$

2.2.3. Ensayo de impacto

El propósito del ensayo es determinar la velocidad mínima necesaria para lograr el 100% de grado de fragmentación del grano de cal hidratada, es decir se logra la fragmentación completa de todos los granos de cal hidrata de una muestra. Además, el presente ensayo simula el impacto entre un gran de cal hidratada contra el borde el martillo.

El ensayo el impacto consta de los siguientes pasos:

1. Soltar una cantidad determinada de granos de cal hidratada desde una misma altura H respecto a una superficie plana.



Figura 2.4. Ensayo de impacto

2. Registrar la cantidad de granos de cal hidratada que se fragmentaron respecto de la cantidad inicial.



Figura 2.5. Fragmentación de grano de cal hidratada

3. Repetir el procedimiento hasta lograr la fragmentación de la totalidad de granos de cal hidratada.

Se registran los valores en una tabla, se procede con el cálculo de la velocidad de rotura, necesaria para lograr la máxima partición del grano de cal.

$$V_{\text{ensayo}} = \sqrt{2 * g * H} \quad (2.1)$$

Donde:

H: Altura de prueba (m)

g: gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

V_{ensayo} : Velocidad de ensayo

V_{rotura} : Velocidad de rotura del grano

Tabla 2.1. Resultado de diferentes velocidades de rotura

N° Ensayo	H	Cantidad granos inicial	# Granos fragmentados	# Granos sin fragmentar	Grado Fragmentación	Vensayo
	m				%	m/s
1	2.1	20	9	11	45.0	6.42
2	2.2	20	10	10	50.0	6.57
3	2.3	20	10	10	50.0	6.72
4	2.4	20	11	9	55.0	6.86
5	2.5	20	12	8	60.0	7.00
6	2.6	20	13	7	65.0	7.14
7	2.7	20	14	6	70.0	7.28
8	2.8	20	15	5	75.0	7.41
9	2.9	20	18	2	90.0	7.54
10	3	20	20	0	100.0	7.67

(FUENTE: Elaboración propia)

Para el caso de mayor grado de fragmentación se reemplazan los valores.

$$g = 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}; H = 3 \text{ m}$$

$$V_{\text{rotura}} = 7.67 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Una vez calculada la velocidad necesaria para asegurar la rotura o fragmentación de un grano de cal hidratada se deben cumplir los siguientes criterios de diseño.

- i. La velocidad (V_{min}) en el punto ubicado a una distancia r_{min} respecto del eje del árbol debe ser mayor a la velocidad de rotura (V_{rotura}) de esta manera se asegura que todos los granos de cal que impacten en la zona más baja se fragmenten.
- ii. El factor de seguridad correspondiente a la división entre la velocidad V_{min} y la velocidad de rotura V_{rotura} debe ser mayor a uno.

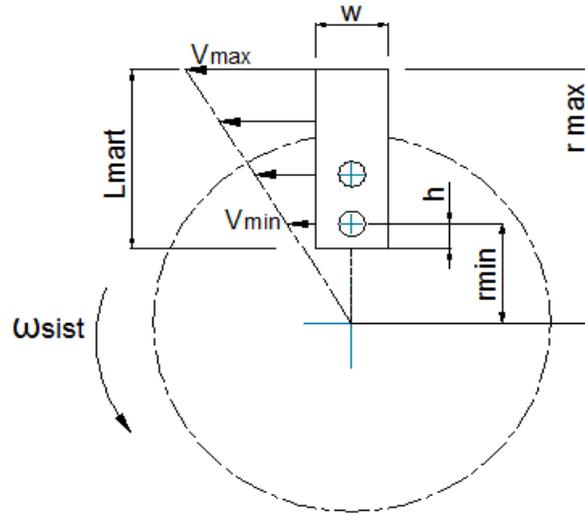


Figura 2.6. Distribución de velocidades del martillo.

Por lo tanto, del criterio i. se obtiene lo siguiente.

$$V_{min} > V_{rotura}$$

$$\omega_{sist} * r_{min} > V_{rotura}$$

$$(1800 \text{ rpm} * \frac{2\pi}{60}) * r_{min} > 7.67 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$r_{min} > 40.7 \text{ mm}$$

Del criterio ii. se elige un factor de seguridad y se obtiene lo siguiente.

$$F.S = \frac{V_{min}}{V_{rotura}}$$

Como $F.S > 1$, se utiliza el valor de 2.5.

$$2.5 = \frac{V_{min}}{V_{rotura}}$$

$$V_{min} = 19.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Como ya se explicó en el apartado a)1.4.1 debido a que se tiene una conexión fija de los martillos todo el sistema motriz gira a una misma velocidad angular.

$$V_{min} = \omega_{sist} * r_{min}$$

$$19.2 \frac{\text{m}}{\text{s}} = (1800 \text{ rpm} * \frac{2\pi}{60}) * r_{min}$$

$$r_{\min} = 102 \text{ mm} > 40.7 \text{ mm}, \text{ si cumple}$$

Debido a que se cumple con los dos criterios, antes señalados, se puede asegurar que en cualquier punto del borde del martillo que impacte contra un grano de cal hidratada tendrá la fuerza suficiente para fragmentarla ya que las velocidades tangenciales en todo el borde serán mayores a la velocidad de rotura (V_{rotura}).

Para determinar el radio máximo r_{\max} y la velocidad tangencial en el punto más alejado del martillo V_{\max} es necesario conocer las medidas del martillo y la distancia "h". (Ver Figura 2.6)

Las medidas de los martillos se tomarán como referencia de los fabricantes de molinos y se procederán a verificar en el apartado 2.6.1, por lo tanto el ancho del martillo varía entre 60 mm a 80 mm y el largo del martillo varía entre 170 mm a 190 mm, se utiliza el valor intermedio para cada medida.

$$60 \text{ mm} < w < 80 \text{ mm}$$

$$170 \text{ mm} < L_{\text{mart}} < 190 \text{ mm}$$

Se eligen los valores intermedios: $w = 70 \text{ mm}$; $L_{\text{mart}} = 180 \text{ mm}$

De la Figura 2.6 se obtiene:

$$r_{\max} = (r_{\min} - h) + 180 \text{ mm} \quad (2.2)$$

Para determinar la distancia "h" se analiza la curva de factor de concentrador de esfuerzos del Shigley. [13]

$$0.08 < \frac{d}{w} < 0.7$$

Donde:

d: diámetro de agujero de martillo

w: ancho de martillo

El valor de "w" es igual al ancho del martillo que tiene por valor 70 mm, quedando de esta manera:

$$0.08 < \frac{d}{70 \text{ mm}} < 0.7$$

$$5.6 \text{ mm} < d < 49 \text{ mm}$$

Se utiliza el valor de 18 mm para el diámetro del agujero “d”, éste será verificado más adelante en el apartado 2.6.1. Ahora para determinar el valor de “h” se analiza la curva nuevamente y se determina lo siguiente:

$$\frac{h}{w} > 0.35$$

Donde:

h: distancia del borde de martillo al centro de agujero

$$\frac{h}{70 \text{ mm}} > 0.35$$

$$h > 24.5 \text{ mm}$$

Se utiliza el valor de 35 mm para la medida “h”, se verificará más adelante en el apartado 2.6.1. Por lo tanto, reemplazando en la ecuación 2.2 y se obtiene:

$$h = 35 \text{ mm}$$

$$r_{\max} = (102 - 35) + 180 \text{ mm} = 247 \text{ mm}$$

Como ya se comentó líneas arriba, una vez hallado r_{\max} se procede a calcular la velocidad máxima (V_{\max}), en el borde superior del martillo, con que puede impactar el martillo al grano de cal hidratada.

$$V_{\max} = \omega_{\text{sist}} * r_{\max}$$

$$V_{\max} = \left(1800 \text{ rpm} * \frac{2\pi}{60}\right) * 247 \text{ mm}$$

$$V_{\max} = 46.6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Debido a la reacción ejercida por los martillos al momento del impacto se debe considerar un coeficiente de fluctuación, este debe ser un indicativo del porcentaje de reducción de la velocidad del martillo posterior al choque contra un grano de cal. El coeficiente de fluctuación relaciona la velocidad en vacío (molino girando sin impactar con los granos de cal) y velocidad con carga (molino girando impactando los granos de cal). [14]

$$C_s = \frac{V_{\text{vacío}} - V_{\text{carga}}}{V} \quad (2.3)$$

Con ayuda de las dos fórmulas complementarias, se obtiene una ecuación que muestra el porcentaje de pérdida de velocidad después del choque entre martillo y un grano de cal.

$$V = \frac{V_{\text{vacío}} + V_{\text{carga}}}{2} \quad (2.4)$$

Reemplazando en la ecuación (2.3), se obtiene la siguiente ecuación que relaciona la velocidad con carga, velocidad en vacío y coeficiente de fluctuación.

$$V_{\text{carga}} = V_{\text{vacío}} * \frac{2 - C_s}{2 + C_s} \quad (2.5)$$

Donde:

$V_{\text{vacío}}$: velocidad del martillo previo al impacto con un grano de cal

V_{carga} : velocidad del martillo posterior al impacto con un grano de cal

C_s : coeficiente de fluctuación

De la Tabla 2.2, se obtiene el valor del coeficiente de fluctuación para el caso de máquinas de molienda. Los valores de la tabla evalúan la fluctuación entre martillo y el material de manera independiente de la cantidad de martillos.

Tabla 2.2. Coeficientes de fluctuación para diversas maquinarias

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

(FUENTE: KENT 1950)

Se selecciona el valor de coeficiente de fluctuación igual a 0.02 debido a que la maquinaria para molino de harina tiene las características similares.

El caso crítico se dará cuando la velocidad en vacío sea igual a la velocidad máxima con la que puede impactar el martillo al grano de cal (V_{\max}). Se tiene los siguientes valores, reemplazando en la ecuación 2.5.

$$C_s = 0.02; V_{\text{vacío}} = 46.6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{\text{carga}} = V_{\text{vacío}} * \frac{2 - C_s}{2 + C_s} = 45.7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

En adelante se trabajará para los futuros cálculos con esta velocidad de impacto entre martillo y grano de cal. Cabe resaltar que este valor de velocidad ya considera las pérdidas por fluctuación del choque entre martillo y grano de cal.

2.2.4. Determinación de fuerza de impacto y torque de carga

Se requiere determinar la fuerza de impacto entre el grano de cal y el borde del martillo para poder estimar la potencia de carga y así seleccionar provisionalmente el motor eléctrico.

Utilizando la Teoría de Impulso, explicada en el apartado 1.3.1, se calcula la fuerza de impacto entre el grano de cal y el martillo.

$$F = \frac{m * (V_f - V_i)}{\Delta t}$$

Donde:

F: Fuerza de impacto

m: masa del cuerpo

V_f : velocidad final del cuerpo posterior al impacto

V_i : velocidad inicial del cuerpo previo al impacto

En la condición inicial se asumió que el grano de cal se encuentra en estado de reposo, la velocidad inicial es igual a cero. Como ya se explicó en el apartado 1.3, estas colisiones tienen un corto los choques tienen un corto período de duración, por lo tanto se elige un intervalo de tiempo en décimos de segundo y se cumple lo siguiente:

$$F_{\text{impacto}} = \frac{m_{\text{mart}} * (V_{\max} - V_{\text{carga}})}{\Delta t}$$

$$F_{\text{impacto}} = \frac{1.8 \text{ kg} * (46.6 \frac{\text{m}}{\text{s}} - 45.7 \frac{\text{m}}{\text{s}})}{0.2 \text{ s}}$$

$$F_{\text{impacto}} = 8.1 \text{ N}$$

Se debe considerar un coeficiente de impacto en el diseño de elementos de máquinas, por eso se recurrió a la tabla de factores de impacto del libro Resistencia de Materiales 2. [17]

$$\varphi = 2$$

Por lo tanto, la nueva fuerza de impacto sería: $F_{\text{impacto}} = 8.1 * 2 = 16.2 \text{ N}$

2.2.5. Determinación del torque de carga

La distancia del punto más crítico de impacto del grano de cal (r_{max}) en el martillo es de 247 mm, según lo calculado líneas arriba. En el caso crítico cada uno de los martillos estará impactando contra un solo grano de cal hidratada:

$$\tau_{\text{carga}} = (F_{\text{impacto}} * r_{\text{max}}) * N_{\text{mart}} \quad (2.6)$$

Donde:

τ_{carga} : torque de carga

F_{impacto} : fuerza de impacto entre martillo y grano de cal

r_{max} : distancia mayor de impacto

N_{mart} : número de martillos

Reemplazamos los valores.

$$\tau_{\text{carga}} = (16.2 \text{ N} * 0.247 \text{ m}) * 48$$

$$\tau_{\text{carga}} = 192 \text{ N} - \text{m}$$

2.3. Ensayo para determinar el índice de trabajo por el método de Berry y Bruce

El presente ensayo realizó en las instalaciones del Laboratorio de Metalurgia de la Facultad de Ingeniería de Minas, con el objetivo de poder determinar el índice de trabajo de la cal hidratada mediante el método Berry y Bruce. El índice de trabajo o “work index” es un parámetro que varía dependiendo del material y que cuantifica la cantidad de energía necesaria a suministrar al material para poder fragmentarlo en determinadas condiciones.

El presente ensayo se realizó bajo el método de Berry y Bruce, explicado en el apartado 1.2.4. El cuarzo fue utilizado como la muestra de referencia, ya que su índice de trabajo ya es conocido. A continuación se describen los pasos realizados para obtener el índice de trabajo de la cal hidratada.

1. Se realiza análisis granulométrico del cuarzo para conocer su F_{80} (tamaño de alimentación con 80% de material pasante).



Figura 2.7. Máquina de ensayo para columna de tamices

2. Se muele la muestra de referencia durante un intervalo de tiempo, anotando el tiempo para tener de referencia al repetir el proceso con la muestra de cal hidratada.



Figura 2.8. Molienda de la muestra de cal

3. Se efectúa el análisis granulométrico del producto obtenido en la molienda del cuarzo para conocer su P_{80} (tamaño de salida con 80% de material pasante).
4. Se opera de forma análoga desde el paso 1 hasta el paso 3 con la muestra de cal hidratada, finalizado estos pasos se conocerá el F_{80} y P_{80} del material.



Figura 2.9. Análisis granulométrico de la cal hidratada después de molienda

5. Una vez hallado todos los datos se pueden igualar las ecuaciones de Bond correspondientes a cada material.

$$W_{\text{cuarzo}} = w_{i\text{cuarzo}} * \left(\frac{1}{\sqrt{P_{80\text{cuarzo}}}} - \frac{1}{\sqrt{F_{80\text{cuarzo}}}} \right) \quad (2.7)$$

$$W_{\text{cal hidratada}} = w_{i\text{cal hidratada}} * \left(\frac{1}{\sqrt{P_{80\text{cal}}}} - \frac{1}{\sqrt{F_{80\text{cal}}}} \right) \quad (2.8)$$

Se igualan las ecuaciones, ya que según el método Berry y Bruce al haber trabajado los ensayos para los dos materiales a las mismas condiciones los consumos serán iguales. El resultado de igualar ecuaciones es el siguiente.

$$w_{i\text{cal hidratada}} = w_{i\text{cuarzo}} * \frac{\left(\frac{1}{\sqrt{P_{80\text{cuarzo}}}} - \frac{1}{\sqrt{F_{80\text{cuarzo}}}} \right)}{\left(\frac{1}{\sqrt{P_{80\text{cal}}}} - \frac{1}{\sqrt{F_{80\text{cal}}}} \right)} \quad (2.9)$$

Donde:

$P_{80_{\text{cuarzo}}}$: tamaño de salida con 80% de cal hidratada pasante

$P_{80_{\text{cal}}}$: tamaño de salida con 80% de cal hidratada pasante

$F_{80_{\text{cal}}}$: tamaño de alimentación con 80% de cal hidratada pasante

$F_{80_{\text{cal}}}$: tamaño de alimentación con 80% de cuarzo pasante

$w_{i_{\text{cuarzo}}}$: índice de trabajo del cuarzo $\left(\frac{\text{kW}}{\text{ton}}\right)$
h

$w_{i_{\text{cal hidratada}}}$: índice de trabajo de la cal hidratada $\left(\frac{\text{kW}}{\text{ton}}\right)$
h

Para el caso de estudio se trabajó en la molienda de las muestras de cuarzo y cal durante intervalo de 5 minutos cada una. Se registraron los siguientes datos provenientes de los ensayos:

Tabla 2.3. Datos del análisis granulométrico para determinar F80 de cal hidratada

ANÁLISIS GRANULOMÉTRICO - CAL HIDRATADA F80					
Nº malla	Abertura	Peso	Porcentaje peso	Porcentaje retención	Porcentaje pasante
Unidad	µm	g	%	%	%
20	850	18.3	9.86	9.86	90.14
25	710	4.4	2.37	12.23	87.77
40	425	8.6	4.63	16.86	83.14
60	250	6	3.23	20.10	79.90
70	212	2.8	1.51	21.61	78.39
100	150	3	1.62	23.22	76.78
170	90	13	7.00	30.23	69.77
200	75	3.8	2.05	32.27	67.73
Restante		125.7	67.73	100	0.00
TOTAL		185.6	100	F80	309.1 µm

Tabla 2.4. Datos del análisis granulométrico para determinar F80 del cuarzo

ANÁLISIS GRANULOMÉTRICO - CUARZO F80					
N° malla	Abertura	Peso	Porcentaje retención	Porcentaje retención	Porcentaje pasante
Unidad	μm	g	%	%	%
20	850	16.2	6.44	6.44	93.56
25	710	20.4	8.10	14.54	85.46
40	425	77.3	30.71	45.25	54.75
60	250	62.2	24.71	69.96	30.04
70	212	14.6	5.80	75.76	24.24
100	150	17.8	7.07	82.84	17.16
170	90	21.8	8.66	91.50	8.50
200	75	2.8	1.11	92.61	7.39
Restante		18.6	7.39	100	0.00
TOTAL		251.7	100	F80	659.33 μm

Tabla 2.5. Datos del análisis granulométrico para determinar P80 de la cal hidratada

ANÁLISIS GRANULOMÉTRICO - CAL HIDRATADA P80					
N° malla	Abertura	Peso	Porcentaje retención	Porcentaje retención	Porcentaje pasante
Unidad	μm	g	%	%	%
20	850	0.3	0.23	0.23	99.77
25	710	1.1	0.83	1.06	98.94
40	425	2.6	1.96	3.02	96.98
60	250	5.7	4.30	7.32	92.68
70	212	5.4	4.07	11.39	88.61
100	150	21.5	16.21	27.60	72.40
170	90	67.9	51.21	78.81	21.19
200	75	7.3	5.51	84.31	15.69
Restante		20.8	15.69	100	0.00
TOTAL		132.6	100	P80	230.3 μm

Tabla 2.6. Datos del análisis granulométrico para determinar P80 del cuarzo

ANÁLISIS GRANULOMÉTRICO - CUARZO P80					
N° malla	Abertura	Peso	Porcentaje retención	Porcentaje retención	Porcentaje pasante
Unidad	µm	g	%	%	%
20	850	1.8	1.36	1.36	98.64
25	710	2.5	1.89	3.25	96.75
40	425	21.6	16.30	19.55	80.45
60	250	36	27.17	46.72	53.28
70	212	11.2	8.45	55.17	44.83
100	150	16.6	12.53	67.70	32.30
170	90	21.5	16.23	83.92	16.08
200	75	2.6	1.96	85.89	14.11
Restante		18.7	14.11	100	0.00
TOTAL		132.5	100	P80	422.36 µm

Como ya se explicó líneas arriba, F_{80} y P_{80} son los tamaños de alimentación con 80% pasante y tamaño de salida con 80 % pasante del material a ensayar, respectivamente. De las cuatro tablas mostradas anteriormente, se calculó mediante interpolación la medida de la abertura de la malla (μm) para el porcentaje pasante con 80% (F_{80} y P_{80}).

Tabla 2.7. Índice de trabajo de minerales

Mineral	W_i	Mineral	W_i	Mineral	W_i	Mineral	W_i
Barite	4.73	Dolomite	11.27	Fluorspar	8.91	Limestone	12.74
Bauxite	8.78	Emery	56.70	Granite	15.13	Quartzite	9.58
Coal	13.00	Ferro-silicon	10.01	Graphite	43.56	Quartz	13.57

(FUENTE: COURTNEY, A.; PATRICK, R, 2008)

Reemplazando los valores hallados de los ensayos en la ecuación 2.11.

$$W_{i\text{cal hidratada}} = 13.57 * \frac{\left(\frac{1}{\sqrt{422.36}} - \frac{1}{\sqrt{F_{80\text{cuarzo}}}} \right)}{\left(\frac{1}{\sqrt{P_{80\text{cal}}}} - \frac{1}{\sqrt{F_{80\text{cal}}}} \right)}$$

$$W_{i\text{cal hidratada}} = 14.62 \frac{\text{kW}}{\text{Ton/h}}$$

2.4. Determinación de la potencia del motor

En primera instancia, la potencia necesaria para realizar la molienda de los granos de cal hidratada es calculada con la forma final de la ecuación de Bond, descrita en la ecuación 1.1.

$$P_{\text{molienda}} = 10 * w_i * \left(\frac{1}{\sqrt{P_{80}}} - \frac{1}{\sqrt{F_{80}}} \right) * M_F$$

Como se definió en el apartado 1.2.4 del presente documento, los tamaños de las partículas correspondiente al 80% pasante de ingreso y salida de los granos de cal son los siguientes:

- $F_{80} = 425 \mu\text{m}$
- $P_{80} = 150 \mu\text{m}$
- $w_{\text{cal hidratada}} = 14.62 \frac{\text{kW-h}}{\text{Ton}}$
- $M_F = 4 \frac{\text{Ton}}{\text{h}}$

Reemplazando los valores.

$$P_{\text{molienda}} = 19.4 \text{ kW}$$

Por otro lado, se conocen el torque de carga y velocidad del sistema angular, por lo que se puede hallar la potencia de carga utilizando la siguiente ecuación:

$$P_{\text{carga}} = \tau_{\text{carga}} * \omega_{\text{carga}} \quad (2.10)$$

Donde:

τ_{carga} : torque de carga

ω_{carga} : velocidad angular del sistema

$$P_{\text{carga}} = 192 \text{ N-m} * \left(1800 * \frac{2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}} \right)$$

$$P_{\text{carga}} = 36.2 \text{ kW}$$

Las dos potencias calculadas por vías distintas son válidas. Por un lado, la potencia de molienda (P_{molienda}) comprende la energía necesaria para reducir el tamaño de un flujo de masa de granos de cal desde un tamaño inicial a un tamaño final; la potencia de carga (P_{carga}) comprende la energía necesaria para fragmentar un grano de cal en función de

una fuerza de impacto. Se decide utilizar la potencia de carga, ya que es mayor que la potencia de molienda, por lo tanto se tiene un sobredimensionamiento que asegurará el cumplimiento de la capacidad de procesamiento de cal hidratada.

$$\text{Sob} = \frac{P_{\text{carga}}}{P_{\text{molienda}}}$$
$$\text{Sob} = \frac{36.2 \text{ kW}}{19.4 \text{ kW}} = 1.9$$

Se ha seleccionado provisionalmente un motor trifásico de 37.3 kW (50 HP) y 1775 rpm nominales del catálogo de motores de la empresa WEG, además se desea tener una relación de transmisión igual a uno ($i=1$).

2.5. Selección de la faja

Para la transmisión de potencia se utilizarán fajas trapezoidales de la marca Optibelt, para la selección de la faja se debe seguir un procedimiento cálculo descrito en el Manual Técnico de Optibelt.

Los datos del motor, condiciones de servicio y máquina accionada son necesarios para determinar los factores que complementan el cálculo para la selección de la faja trapezoidal. A continuación, se muestra el cuadro resumen de los resultados obtenidos para la selección de la faja trapezoidal que se encargará de transmitir movimiento del eje del motor eléctrico al árbol de transmisión, según el procedimiento de cálculo descrito en el Manual de Optibelt [11].

Tabla 2.8. Resumen de cálculo de selección de faja

Descripción	Símbolo	Unidad	Valor
Potencia de máquina	Pm	kW	36.2
Factor de carga	c2	-	1.2
Potencia teórica	Pb	kW	43.44
Velocidad de polea conductora	n1	rpm	1775
Velocidad polea conducida	n2	rpm	1775
Relación de transmisión	i	-	1
Diámetro de polea conductora	Dd1	mm	212
Diámetro de polea conducida	Dd2	mm	212
Distancia entre ejes	a	mm	800
Distancia entre ejes nominal	anom	mm	813
Desarrollo de referencia	Ldth	mm	2266
Desarrollo estándar	Ldst	mm	2240
Arco de abrazo	β	°	180
Factor de corrección	c1	-	1
Factor de desarrollo	c3	-	0.98
Potencia nominal por correa	PN	kW	12.7
Velocidad de correa	Vcorrea	m/s	19.7
Número de correas	z	-	4.0
Constante para calcular fuerza	k	-	0.12
Fuerza de pretensión	F	N	426.0

Por lo tanto se calculan 4 correas trapeciales estrechas Optibelt SK de alto rendimiento SPA 2240 mm, dos poleas de diámetro 212 mm con 4 canales.

2.5.1. Cálculo de las fuerzas en la faja

Debido al sistema de transmisión existen dos fuerzas ejercidas por la faja trapecoidal: S1 (fuerza lado tenso) y S2 (lado flojo).

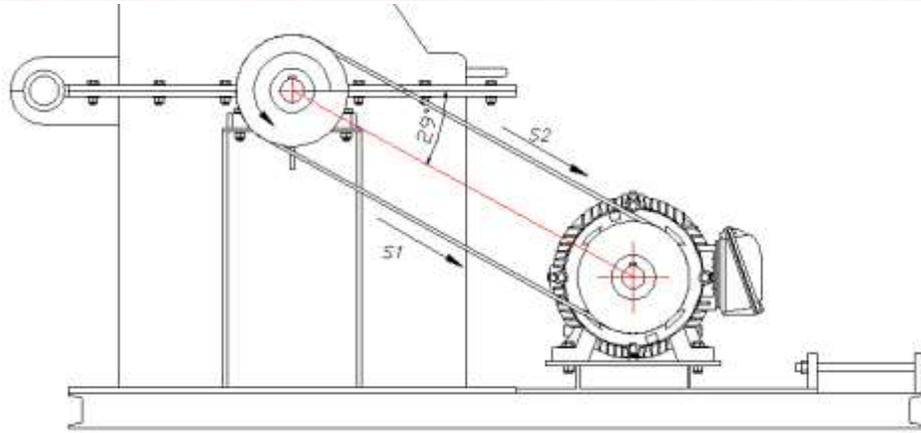


Figura 2.10. Fuerzas en la faja trapezoidal

Con ayudas de las fórmulas descritas en el manual de Optibelt se pueden calcular las fuerzas S1 y S2.

Para hallar la fuerza del lado tenso.

$$S1 = \frac{1020 * P_B}{c_1 * V_{correa}} \quad (2.11)$$

Donde:

P_B : potencia teórica (kW)

V_{correa} : velocidad de correa crítica (m/s)

$$S1 = \frac{1020 * 43.44}{1 * 19.7} = 2249.2 \text{ N}$$

Para hallar la fuerza del lado flojo.

$$S2 = \frac{1000 * (1.02 - c_1) * P_B}{c_1 * V_{corea}} \quad (2.12)$$

Donde:

P_B : potencia teórica (kW)

V_{correa} : velocidad de correa crítica (m/s)

$$S2 = \frac{1000 * (1.02 - 1) * 43.44}{1 * 19.7} = 44.1 \text{ N}$$

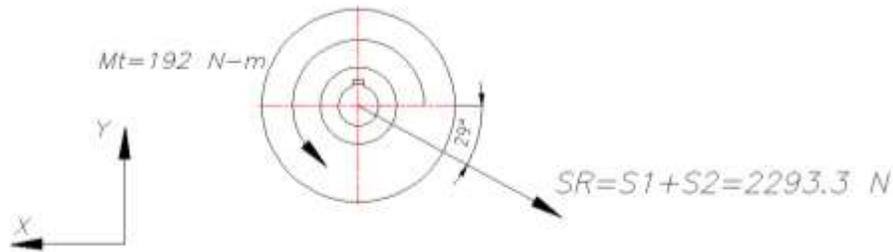


Figura 2.11. Distribución de fuerzas debido a faja

La fuerza de flexión generada por la polea y la faja de transmisión, se considera que se encuentra a 60° respecto el eje X (Ver **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia..**).

$$F_B = 2293.3 \text{ N}$$

$$F_{B X} = F_B * \cos(29^\circ) = 2005.8 \text{ N}$$

$$F_{B Y} = F_B * \sin(29^\circ) = 1111.8 \text{ N}$$

El torque de carga, hallado en la ecuación 2.8.

$$M_t = 192 \text{ N} - \text{m}$$

2.6. Dimensionamiento de los componentes

En esta sección se realizará el dimensionamiento de los componentes que conforman el sistema motriz del molino de martillos

2.6.1. Dimensionamiento de los martillos

Los martillos son los encargados de fragmentar los granos de cal hidratada y se encuentran conectados a los pines, que son los encargados de transmitirle movimiento. Como ya se comentó en el apartado 2.1.1 los martillos tienen conexión fija es por motivo que cuenta con dos agujeros pasantes donde se conectan los pines (Ver Figura 2.12).



Figura 2.12. Aspecto geométrico del martillo

Como ya se describió en el apartado 1.1.1, la medida del ancho promedio de un grano de cal hidratada es 15 mm, por lo cual se decide colocar un espesor de 18 mm.

$$e_{\text{mart}} = 18 \text{ mm}$$

Existe una fuerza de impacto sobre el borde del martillo originada por el impacto contra un grano de cal hidratada, en el caso crítico antes mencionado en el apartado 2.2.5. Además, se debe considerar una fuerza centrífuga existente debido al movimiento giratorio de la masa del martillo respecto a un punto de pivote, en la siguiente imagen se muestra el DCL en caso crítico cuando la fuerza centrífuga está en la misma dirección que el peso del martillo.

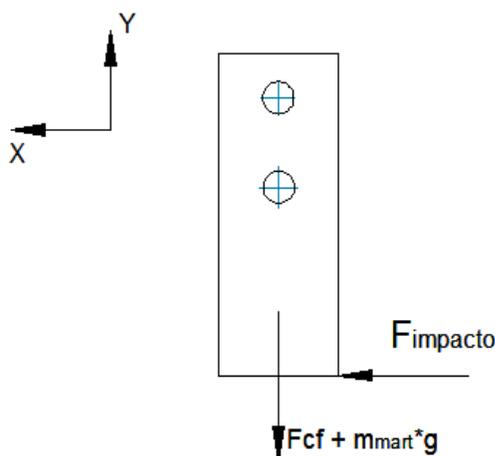


Figura 2.13. Diagrama de cuerpo libre martillo

La fuerza de impacto fue hallada en el apartado 2.2.4.

$$F_{\text{impacto}} = 16.2 \text{ N}$$

Previamente se calcula la fuerza centrífuga generada por el martillo. La distancia del centro de gravedad del martillo hasta el eje de rotación es de 159 mm (dato obtenido del programa de diseño Autodesk Inventor) y a la velocidad angular del sistema es 1800 rpm.

$$F_{\text{cf}} = m_{\text{mart}} * r_g * (\omega_{\text{sist}})^2 \quad (2.13)$$

Donde:

m_{mart} : masa de martillo

r_g : radio de giro

ω_{sist} : velocidad de giro del sistema motriz

Reemplazando los valores: $m_{\text{mart}} = 1.8 \text{ kg}$; $r_g = 159 \text{ mm}$; $\omega_{\text{sist}} = 1800 \text{ rpm}$

$$F_{\text{cf}} = 10.1 \text{ kN}$$

A continuación se procede con las verificaciones correspondientes para los martillos.

a) Esfuerzo cortante

El caso crítico sería evaluar el esfuerzo cortante en la zona de menor área resistente, por lo tanto se traslada la fuerza de impacto, producida por un grano de cal hidratada.

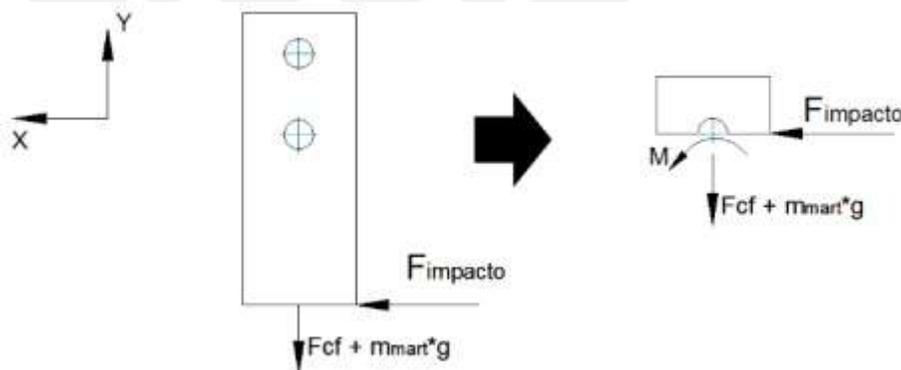


Figura 2.14. D.C.L del martillo para el caso de esfuerzo cortante

Para los martillos de impacto se propone como material de fabricación el acero chronit T-1 400, debido a su gran resistencia al desgaste por abrasión, impacto y deslizamiento. Este material también se utiliza para el blindaje de elemento de máquinas trituradas y de molienda, se adjunta ficha técnica con las propiedades mecánicas (Ver Anexo 2).

$$\sigma_{B_{\text{CHRONIT}}} = 1300 \text{ MPa} ; \sigma_{F_{\text{CHRONIT}}} = 1000 \text{ MPa}$$

El área crítica resistente se calcula de la siguiente manera:

$$A_{\text{crit}} = w * e_{\text{mart}} - d * e_{\text{mart}} \quad (2.14)$$

Donde:

w: Ancho del martillo

e_{mart} : espesor del martillo

d: diámetro del agujero del martillo

Reemplazando los valores: $w = 70 \text{ mm}$; $e_{\text{mart}} = 18 \text{ mm}$; $d = 18 \text{ mm}$

$$A_{\text{crit}} = 9.36 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

El esfuerzo cortante.

$$\begin{aligned} \tau_{\text{prom}} &= \frac{F_{\text{impacto}}}{A_{\text{crit}}} & (2.15) \\ \tau_{\text{prom}} &= \frac{16.2 \text{ N}}{9.36 * 10^{-4} \text{ m}^2} = 17.3 \text{ kPa} \\ \tau_{\text{prom}} &< 1000 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Por lo tanto, no fallará por esfuerzo cortante.

b) Concentrador de esfuerzos

Se realizará un análisis de la concentración de esfuerzos para poder verificar las dimensiones del martillo utilizadas en el apartado 2.2.3, utilizando la Teoría de Concentrador de Esfuerzos.

$$K_t = \frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_{\text{prom}}} \quad (2.16)$$

Donde:

K_t : factor de concentración de esfuerzos

σ_{prom} : esfuerzo promedio axial

σ_{max} : esfuerzo máximo

Conocidas las dimensiones del martillo procedemos a calcular los valores de entrada de la Curva del factor de concentrador de esfuerzos de Shigley. [13]

Reemplazamos con los valores:

$$d = 18 \text{ mm} ; h = 35 \text{ mm} ; w = 70 \text{ mm}$$

Los valores de entrada para la curva:

$$\frac{d}{w} = 0.26 ; \frac{h}{w} = 0.50$$

Se obtiene un valor del factor de concentrador de esfuerzos K_t .

$$K_t = 4.8$$

$$\sigma_{\max} = 4.8 * \sigma_{\text{prom}}$$

Por otro lado, existe un esfuerzo promedio en el área resistente originado por una carga conformada por la fuerza centrífuga del martillo y el peso del martillo. Como se cuenta con dos agujeros la carga se distribuye, se muestra el DCL durante el apoyo sobre uno de los agujeros.

$$\text{Si: } P = F_{cf} + m_{\text{mart}} * g = 10.1 \text{ kN}$$

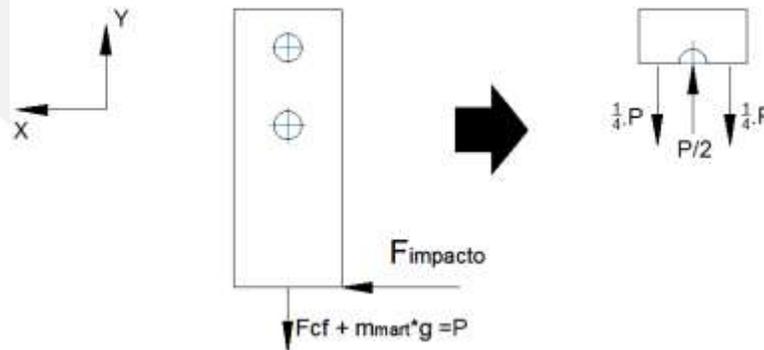


Figura 2.15. DCL del martillo para el caso de concentrador de esfuerzos

$$\sigma_{\text{prom}} = \frac{\frac{P}{4}}{\frac{A_{\text{crit}}}{2}} \tag{2.17}$$

El área crítica definida anteriormente en la ecuación (2.14).

$$A_{\text{crit}} = 9.36 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

Reemplazando los valores en la ecuación 2.17.

$$\sigma_{\text{prom}} = 5.4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{max}} = 26 \text{ MPa} < 1000 \text{ MPa}$$

Como se observa el esfuerzo máximo por concentrador de esfuerzo es mucho menor que el máximo permisible, por lo tanto no fallará por concentrador de esfuerzos.

c) Esfuerzo de apoyo

Los pines de soporte generan una superficie de apoyo o superficie de contacto en los agujeros del martillo de impacto. El eje ejerce sobre la placa una fuerza “P/2”, esta representa la resultante sobre cada uno de los agujeros. Se calcula un valor nominal promedio σ_{ap} , llamado esfuerzo de apoyo.

$$\sigma_{\text{ap}} = \frac{F_{\text{ap}}}{A} \quad (2.18)$$

Donde:

σ_{ap} : esfuerzo de apoyo

F_{ap} : fuerza de apoyo

A: área resistente

Si: $P = F_{\text{cf}} + m_{\text{mart}} * g = 10.1 \text{ kN}$

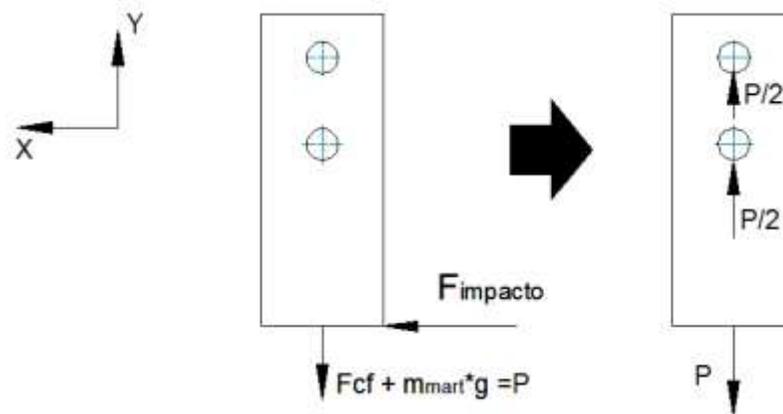


Figura 2.16. DCL del martillo para el caso de esfuerzo de apoyo

Reemplazando.

$$\sigma_{ap} = \frac{P}{\frac{Z}{2}} = \frac{P}{(2 * r_{eje}) * e_{mart}}$$

$$\sigma_{ap} = 15 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ap} < 1000 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, no fallará debido a los esfuerzos de apoyo.

d) Esfuerzo de flexión

El caso crítico sería evaluar el esfuerzo de flexión en la zona de menor área resistente, por lo tanto se traslada la fuerza de impacto, producida por un grano de cal hidratada.

Se calcula σ_{flex} , llamado esfuerzo de flexión.

$$\sigma_{flex} = \frac{M * c}{I} \tag{2.19}$$

Donde:

M: momento flector

c: distancia respecto centro de gravedad

I: inercia

Si: $P = F_{cf} + m_{mart} * g = 10.1 \text{ kN}$

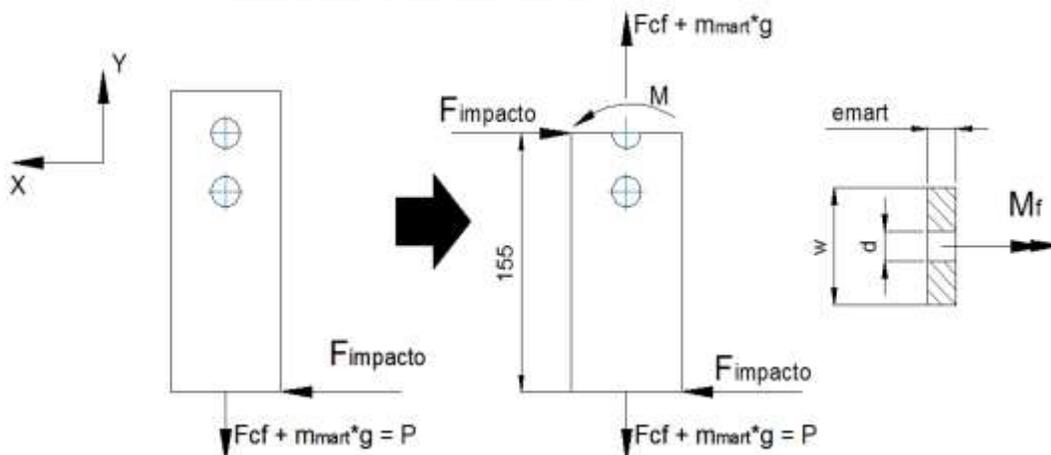


Figura 2.17. DCL del martillo para el caso de esfuerzo de flexión

El momento flector:

$$M = F_{\text{impacto}} * d$$

$$M = 16.2 \text{ N} * 155 \text{ mm} = 2.51 \text{ kN} - \text{mm}$$

Calculando la inercia.

$$I = \frac{w * e_{\text{mart}}^3}{12} - \frac{d * e_{\text{mart}}^3}{12}$$

$$I = \frac{70 \text{ mm} * (18 \text{ mm})^3}{12} - \frac{18 \text{ mm} * (18 \text{ mm})^3}{12} = 25272 \text{ mm}^4$$

Reemplazando:

$$\sigma_{\text{flexión}} = \frac{2.51 \text{ kN} - \text{mm} * (35 \text{ mm})}{25272 \text{ mm}^4}$$

$$\sigma_{\text{flexión}} = 3.5 \text{ MPa} < 1000 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, no fallará debido a esfuerzos de flexión.

2.6.2. Dimensionamiento del árbol de transmisión

El árbol de transmisión tiene la función de soporte del todo el conjunto de sistema motriz y de transmitir el torque al mismo. Contará con cuatro secciones: una sección principal que servirá de alojamiento para los discos porta ejes y los separadores de discos; otra sección donde se conectarán los soportes con su respectivos rodamientos; otra sección donde se alojará un bushing con una tuerca de fijación; por última una sección para colocar la polea conducida. El sistema de transmisión será mediante poleas, conectando de esta manera el árbol principal y el eje del motor.

Se definieron las longitudes y secciones transversales para ser posteriormente verificadas, se muestra a continuación:

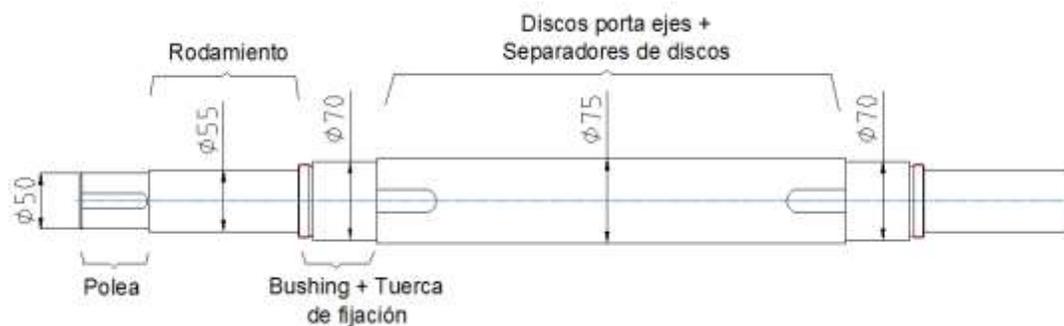


Figura 2.18. Esquema de árbol de transmisión con dimensiones

Como se aprecia en el diagrama de cuerpo libre, el árbol de transmisión soportará el peso de toda la volante. Asumimos el peso de toda la volante como una carga distribuida constante (Ver Figura 2.19). Las masas de los componentes fueron obtenidas mediante el programa de diseño Autodesk Inventor (Ver Anexo 1).

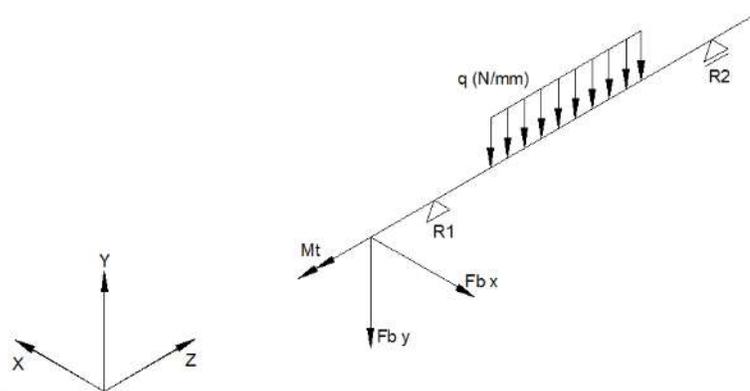


Figura 2.19. DCL del eje principal

$$m_{total} = m_{disco\ 1} * N_{discos\ 1} + m_{disco\ 2} * N_{discos\ 2} + m_{d.\ aseg} * N_{d.aseg} + m_{mart} * N_{martillos} + m_{pinsoporte} * N_{pinsoporte} + m_{sepa} * N_{sepa} \quad (2.20)$$

Donde:

$$m_{disco\ 1} = 8\ \text{kg}; N_{discos\ 1} = 11$$

$$m_{disco\ 2} = 42\ \text{kg}; N_{discos\ 2} = 2$$

$$m_{d.aseg} = 5\ \text{kg}; N_{d.aseg} = 1$$

$$m_{mart} = 1.8\ \text{kg}; N_{martillos} = 48$$

$$m_{pinsoporte} = 1\ \text{kg}; N_{pinsoporte} = 8$$

$$m_{sepa} = 0.28\ \text{kg}; N_{sepa} = 12$$

$$m_{total} = 274.8\ \text{kg}$$

Conocida la masa total que soportará el árbol, se procede a calcular la carga distribuida de la siguiente manera:

$$q = \frac{m_{total} * g}{L}$$

$$q = \frac{274.8 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{439 \text{ mm}}$$

$$q = 6.14 \text{ N/mm}$$

Para efectos de cálculo la carga distribuida generada por el peso de la volante será considerada como una fuerza puntual ubicada en el centro de su longitud.

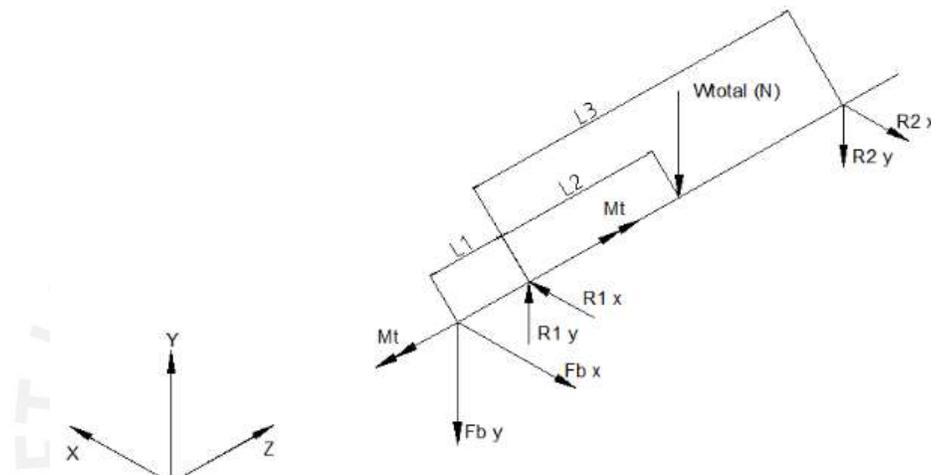


Figura 2.20. DCL simplificado del eje principal

Donde:

$$L1 = 0.135 \text{ m} ; L2 = 0.364 \text{ m} ; L3 = 0.727 \text{ m}$$

Sumatoria de momentos respecto al apoyo R1 en el plano YZ.

$$\sum M_{R1} = 0$$

$$L1 * F_{By} + L3 * R_{2y} = L2 * W_{total} \tag{2.21}$$

$$R_{2y} = \frac{L2 * W_{total} - L1 * F_{By}}{L3}$$

$$R_{2y} = 1257.5 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Y:

Recordar que R1 y R2 representan los rodamientos de apoyo.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{1y} + R_{2y} = F_{By} + W_{\text{total}} \quad (2.22)$$

$$R_{1y} = F_{By} + W_{\text{total}} - R_{2y}$$

$$R_{1y} = 2800 \text{ N}$$

Sumatoria de momentos respecto al apoyo R1 en el plano XZ.

$$\sum M_{R1} = 0$$

$$L1 * F_{Bx} = L3 * R_{2x} \quad (2.23)$$

$$R_{2x} = \frac{L1 * F_{Bx}}{L3}$$

$$R_{2x} = 369.8 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas en el eje X:

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{1x} + R_{2x} = F_{Bx} \quad (2.24)$$

$$R_{1x} = 2375.6 \text{ N}$$

Luego de calcular y hallar todas las fuerzas, se procede a realizar los diagramas de fuerza cortante, momento flector en el plano YZ y XZ.

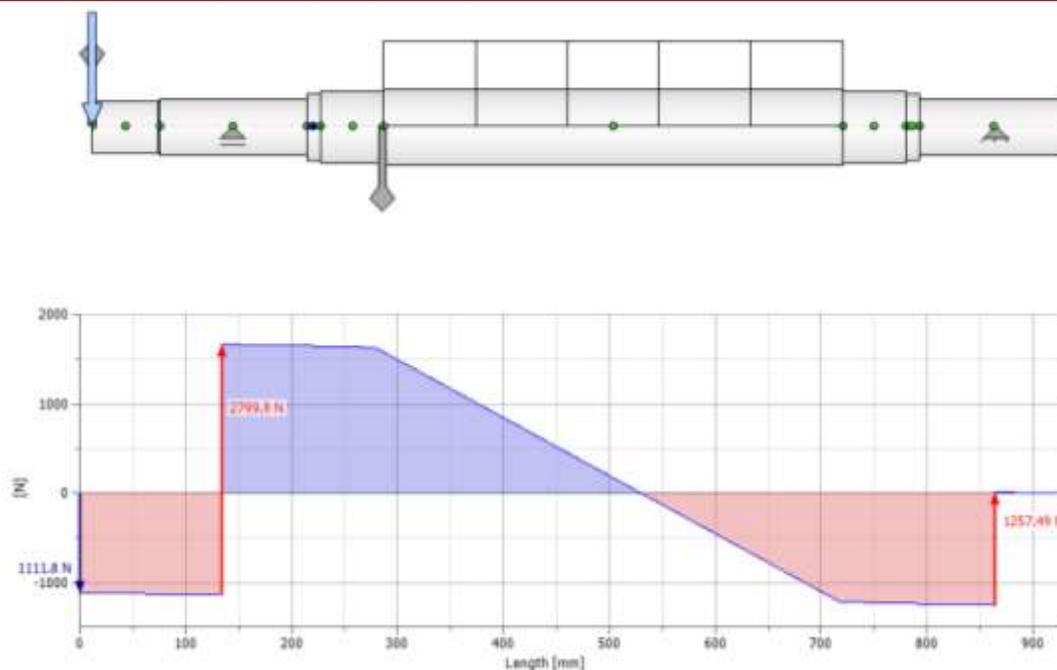


Figura 2.21. Diagrama de fuerza cortante plano YZ

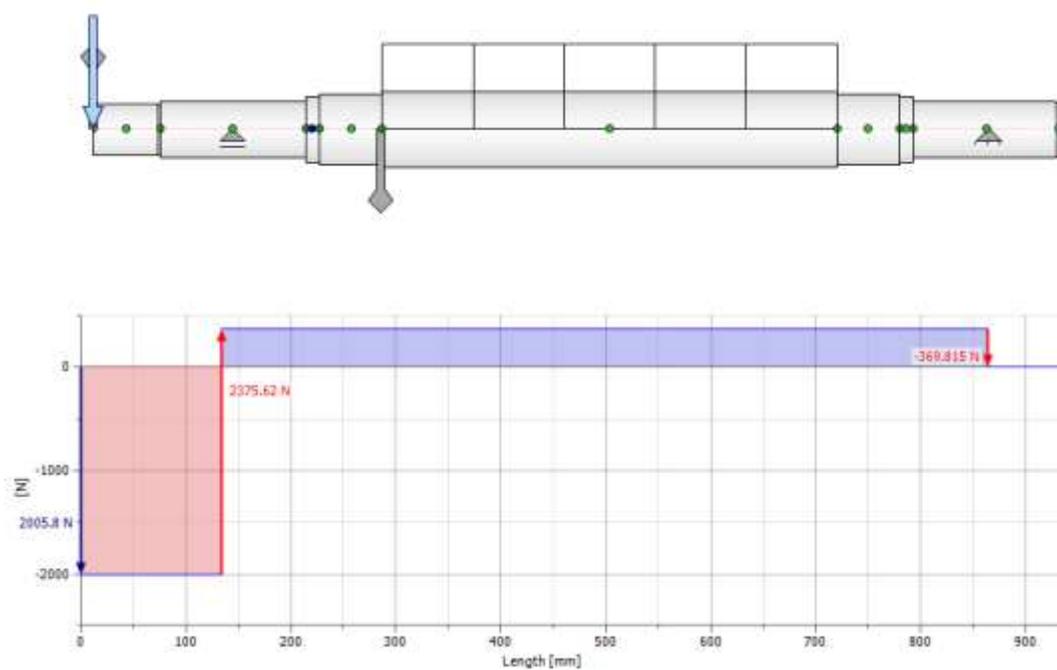


Figura 2.22. Diagrama de fuerza cortante en el plano XZ

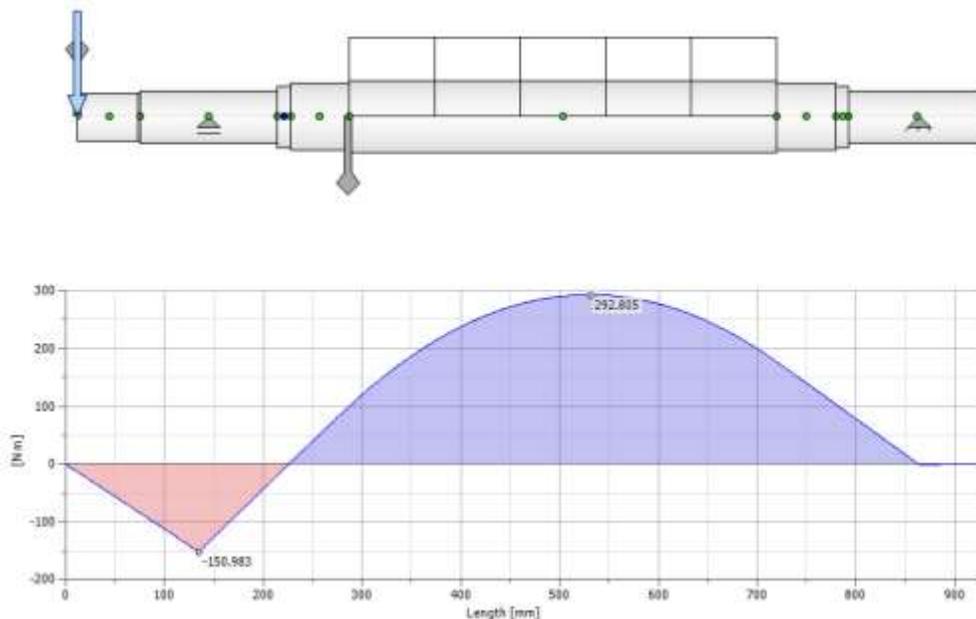


Figura 2.23. Diagrama de momento flector en el eje YZ

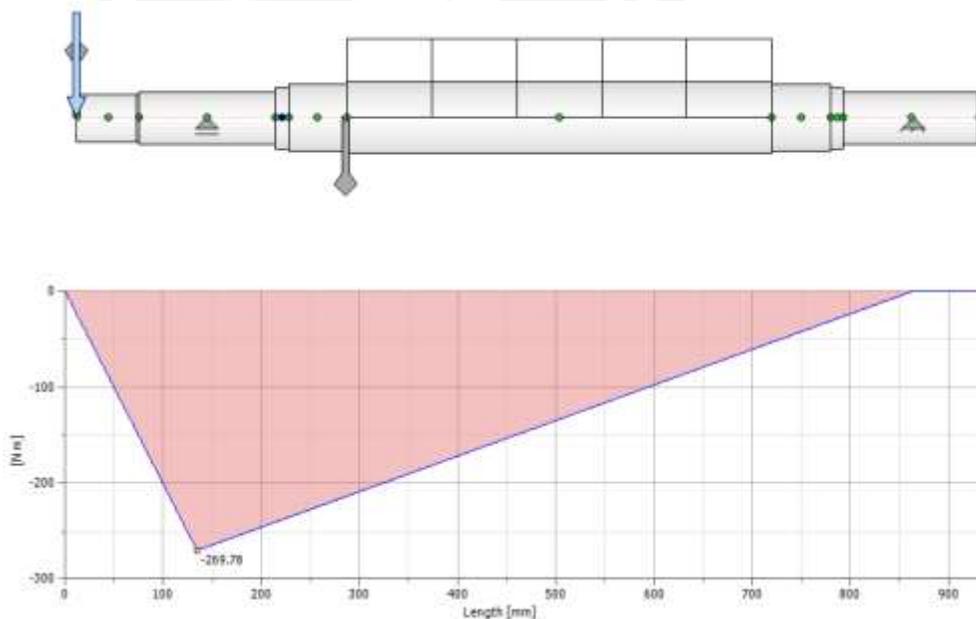


Figura 2.24. Diagrama de momento flector en el eje XZ

De los diagramas de momento flector se ubica la zona crítica con mayor momento flector dando como resultado la zona donde va apoyado el rodamiento. Se procede a verificar el diámetro de dicha sección, se utilizará el criterio de Von Mises.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_n)^2 + 3 * (\tau_t^2 + \tau_c^2)} \quad (2.25)$$

Donde:

σ_f : Esfuerzo de flexión

σ_n : Esfuerzo normal

τ_t : Esfuerzo de torsión

τ_c : Esfuerzo de corte

Se debe de cumplir que:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_F}{F.S} \quad (2.26)$$

Donde:

σ_F : Esfuerzo de fluencia del material del eje

F. S: Factor de seguridad

Se analizará la sección R1 para verificar el diámetro de la sección (ver Figura 2.18) ya que resultó ser la sección más crítica según las gráficas de momento flector.

Análisis de sección R1

Fuerza normal: $F = 0 \text{ N}$

$$\text{Momento flector: } M_f = \sqrt{(151 * 10^3)^2 + (269.8 * 10^3)^2} \quad (2.27)$$

$$M_f = 309.2 * 10^3 \text{ N.mm}$$

$$\text{Momento torsor: } M_t = 192 * 10^3 \text{ N.mm} \quad (2.28)$$

$$\text{Fuerza cortante: } V = \sqrt{2800^2 + 2375.6^2} = 3672 \text{ N} \quad (2.29)$$

Los esfuerzos correspondientes serán:

Esfuerzo normal: $\sigma_n = 0$

Esfuerzo de flexión: $\sigma_f = \frac{32 * M_f}{\pi * d^3}$

$$\sigma_f = \frac{32 * (309.2 * 10^3)}{\pi * 55^3} = 18.9 \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo de torsión: $\tau_t = \frac{16 * M_t}{\pi * d^3}$

$$\tau_t = \frac{16 * (192 * 10^3)}{\pi * 55^3} = 5.88 \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo de corte: $\tau_c = \frac{V}{A} = \frac{4*V}{\pi*d^2}$

$$\tau_c = \frac{4 * 3672}{\pi * 55^2} = 1,55 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo equivalente según Von Mises será, reemplazando:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(18.9)^2 + 3 * [(5.88)^2 + (1.55)^2]} = 21.6 \text{ N/mm}^2 \quad (2.30)$$

El material para el árbol es AISI 1045, se elige este material por ser el más utilizado en la fabricación de árboles de transmisión y por las buenas propiedades mecánicas (Ver Anexo 8). Los valores de la resistencia son:

$$\sigma_B = 650 \text{ MPa} \quad \sigma_F = 390 \text{ MPa} \quad \sigma_{fF} = 530 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{fALT} = 350 \text{ MPa} \quad \tau_{fPUL} = 210 \text{ MPa}$$

Hallamos el factor de seguridad:

$$F.S = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 18 \geq F.S_R = 5$$

Se ha considerado un factor de seguridad recomendado FSR de 5.

A continuación se procede con las verificaciones correspondientes para el árbol de transmisión.

a) Análisis de fatiga

Una vez verificado las dimensiones críticas del árbol de transmisión, se procede a realizar el cálculo de resistencia a la fatiga, ya que al encontrarse girando el árbol y tener un momento flector está siendo sometido a un esfuerzo de flexión alternante. Por otro lado, existe un esfuerzo cortante y un momento torsor pulsante originado por las fuerzas de la faja.

En los diagramas de momentos se observa que hay mayor momento flector en la zona izquierda del árbol, por lo tanto se procedió a analizar la zona R1.

Análisis por flexión alternante en sección R1

Del cálculo del esfuerzo de flexión realizado líneas arriba se obtiene: $\sigma_f = 18.9 \frac{N}{mm^2}$. Por lo tanto, se tiene que: $\sigma_{fs} = 18.9 \frac{N}{mm^2}$ y $\sigma_{fi} = -18.9 \frac{N}{mm^2}$, reemplazando estos valores en las ecuaciones **2.29 y 2.30**.

$$\sigma_{fm} = \frac{\sigma_{fs} + \sigma_{fi}}{2} \quad (2.31)$$

$$\sigma_{fa} = \frac{\sigma_{fs} - \sigma_{fi}}{2} \quad (2.32)$$

Se obtiene:

$$\sigma_{fm} = 0 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{fa} = 18.9 \frac{N}{mm^2}$$

El esfuerzo flexión alternante está influenciado por los coeficientes de fatiga, los cuales son $\beta_K, C_s, C_t, C_{temp}, C_{carg}, C_c$. Se determina de la siguiente manera.

$$\sigma'_{fa} = \frac{\beta_K}{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * C_c} * \sigma_{fa} \quad (2.33)$$

Se realiza el cálculo de resistencia a la fatiga en la sección R1 con diámetro 55 mm. La metodología, fórmulas y gráficos a utilizar se encuentran en el libro del profesor Rodriguez [17].

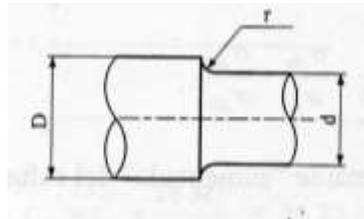


Figura 2.25. Geometría del cambio de sección R1

Donde:

$$r = 2.5 \text{ mm}; d = 50 \text{ mm}; D = 55 \text{ mm}$$

$$\sigma_F = 390 \text{ MPa}; \sigma_B = 650 \text{ MPa}; \sigma_{fALT} = 350 \text{ MPa}$$

Coeficientes de fatiga

Factor efectivo de concentración de esfuerzo (β_K) como:

$$\beta_K = 1 + \eta * (\alpha_K - 1) \quad (2.34)$$

Donde η es el factor de sensibilidad a la entalla y se calcula de la siguiente manera.

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{8}{r} * \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)^3} \quad (2.35)$$

Reemplazando en la ecuación (2.35), hallamos el factor de sensibilidad al entalle.

$$\eta = 0.83$$

Se calculan los parámetros de entrada de la curva para concentradores de esfuerzo a flexión [17] para determinar α_K .

Donde:

$$\frac{D}{d} = \frac{55}{50} = 1.11; \quad \frac{r}{d} = \frac{2.5}{50} = 0.05$$

Para flexión: $\alpha_K = 2$, reemplazando en la ecuación 2.32.

$$\beta_K = 1.83$$

De la misma manera se calculan los coeficientes de fatiga restantes.

$$C_s = 0.8; \quad C_t = 0.7; \quad C_{temp} = 1$$

$$C_{carg} = 1; \quad C_C = 1$$

Finalmente reemplazando todos los valores en la ecuación 2.31 se obtiene:

$$\sigma'_{fa} = 61.8 \frac{N}{mm^2}$$

Análisis por torsión pulsante en sección R1

Del cálculo del esfuerzo de torsión realizado líneas arriba se obtiene: $\tau_t = 5.88 \frac{N}{mm^2}$. Por

lo tanto, se tiene que: $\tau_{ts} = 5.88 \frac{N}{mm^2}$ y $\tau_{ti} = 0 \frac{N}{mm^2}$, reemplazando estos valores en las ecuaciones 2.36 y 2.37.

$$\tau_{tm} = \frac{\tau_{ts} + \tau_{ti}}{2} \quad (2.36)$$

$$\tau_{ta} = \frac{\tau_{ts} - \tau_{ti}}{2} \quad (2.37)$$

Se obtiene:

$$\tau_{tm} = 2.94 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{ta} = 2.94 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

El esfuerzo torsor está influenciado por los coeficientes de fatiga, los cuales son $\beta_K, C_s, C_t, C_{temp}, C_{carg}, C_c$. Se determina de la siguiente manera.

$$\tau'_{ta} = \frac{\beta_K}{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * C_c} * \tau_{ta} \quad (2.38)$$

Coeficientes de fatiga

Factor efectivo de concentración de esfuerzo (β_K) como:

$$\beta_K = 1 + \eta * (\alpha_K - 1) \quad (2.39)$$

Donde η es el factor de sensibilidad a la entalla y se calcula de la siguiente manera.

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{8}{r} * \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)^3} \quad (2.40)$$

Reemplazando en la ecuación (2.35), hallamos el factor de sensibilidad al entalle.

$$\eta = 0.83$$

Se calculan los parámetros de entrada de la curva para concentradores de esfuerzo a flexión para determinar α_K [17].

Donde:

$$\frac{D}{d} = \frac{55}{50} = 1.11; \quad \frac{r}{d} = \frac{2.5}{50} = 0.05$$

Para torsión: $\alpha_K = 2$, reemplazando en la ecuación 2.32.

$$\beta_K = 1.46$$

De la misma manera se calculan los coeficientes de fatiga restantes.

$$C_s = 0.8; C_t = 0.7; C_{temp} = 1$$

$$C_{carg} = 1; C_C = 1$$

Finalmente reemplazando todos los valores en la ecuación 2.36 se obtiene:

$$\tau'_{ta} = 7.67 \frac{N}{mm^2}$$

Ahora calculamos los esfuerzos equivalente medio y alternante para flexión y torsión en la zona R1 utilizando criterio de Von Mises.

$$\sigma'_{eq_a} = \sqrt{\sigma'_{fa}{}^2 + 3 * (\tau'_{ta}{}^2)} = 63.2 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{eq_m} = \sqrt{\sigma_{fm}{}^2 + 3 * (\tau_{tm}{}^2)} = 5.1 \frac{N}{mm^2}$$

El factor de seguridad a la fatiga se halla de la siguiente manera.

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_{eq_a}}{\sigma_{fALT}} + \frac{\sigma_{eq_m}}{\sigma_B} \quad (2.41)$$

$$\frac{1}{FS} = \frac{63.2}{350 \text{ MPa}} + \frac{69.61 \text{ MPa}}{650 \text{ MPa}}$$

$$FS = 3.5 > FS_R = 2.5$$

Por lo tanto se verifica que la sección R1 no fallará por fatiga.

b) Deformación transversal

La deflexión transversal máxima se halla por el teorema de la superposición. La máxima deflexión transversal se encuentra en el punto de máximo momento flector (Ver Figura 2.23).

Por teorema de la superposición en el plano YZ.

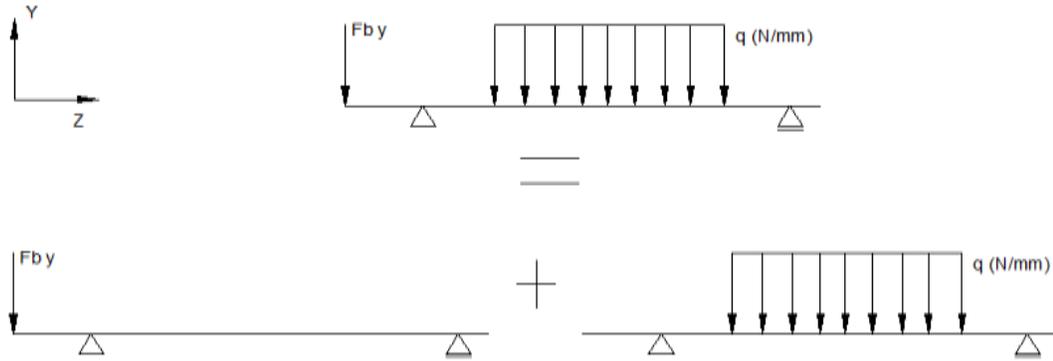


Figura 2.26. Superposición de deflexiones en el árbol en el plano YZ

Se procede a resolver el D.C.L para obtener las reacciones R_1 y R_2 de a y L.

$$\sum F_y = 0: \quad F_{BY} + R_{2y} = R_{1y}$$

$$\sum M_{R1} = 0: \quad F_{BY} * a = R_{2y} * L$$

Relacionando las ecuaciones anteriores, se obtiene:

$$R_{2y} = F_{BY} * \left(\frac{a}{L}\right) \quad (2.42)$$

Se determinará la deformación transversal a partir de la curva elástica de la distribución de carga.

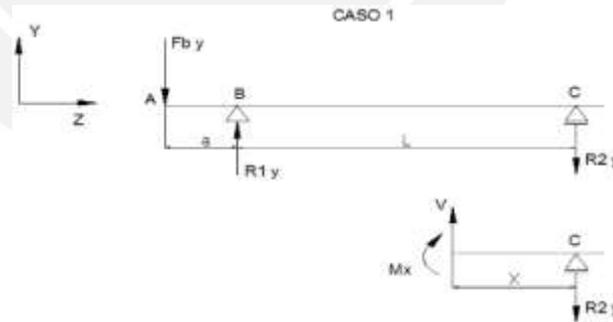


Figura 2.27. Determinación de la curva elástica del caso 1

Del tramo B-C:

$$\sum M_C = 0: \quad M_x = -R_{2y} * x$$

$$M_x = -F_{BY} * \left(\frac{a}{L}\right) * x; \quad 0 < x < L$$

Determinación de la ecuación diferencial de la curva elástica.

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = M_x = -F_{BY} * \left(\frac{a}{L}\right) * x \quad (2.43)$$

Se integra dos veces.

$$EI \frac{dy}{dx} = -\frac{a}{L} * F_{BY} * \frac{x^2}{2} + C1 \quad (2.44)$$

$$EI * y = -\frac{a}{L} * F_{BY} * \frac{x^2}{2} + C1x + C2 \quad (2.45)$$

Se determinan las constantes C1 y C2, reemplazando en las ecuaciones 2.42 y 2.43 con las siguientes condiciones de borde:

$$[x = 0, y = 0] \quad C2 = 0$$

$$[x = L, y = 0] \quad C1 = \frac{F_{BY} * a * L}{6}$$

$$\delta_1 = \frac{F_{BY} * a * L^2}{6EI} * \left[\frac{x}{L} - \left(\frac{x}{L}\right)^3 \right] \quad (2.46)$$

El punto de mayor de deflexión se encuentra en el punto de mayor momento flector, equivalente a $z = 540$ mm (Ver Figura 2.23). Se evalúa la deflexión con los siguientes valores.

$$a = 135 \text{ mm}; L = 727 \text{ mm}; x = 392 \text{ mm}; F_{BY} = 1111.8 \text{ N}$$

El diámetro de la sección a analizar es de 75 mm, debido a que en el plano YZ el punto con mayor momento flector está ubicado dentro de la zona central del cuerpo del árbol.

El módulo de elasticidad del acero AISI 1045 y el momento de inercia del árbol son los siguientes:

$$E = 2.1 * 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$I = \frac{1}{4} * \pi * r^4 = \frac{1}{4} * \pi * 37.5^4 = 1.56 * 10^6 \text{ mm}^4$$

$$EI = 3.26 * 10^{11} \text{ N} * \text{mm}^2$$

Por lo tanto la deflexión sería:

$$\delta_1 = \frac{1111.8 \text{ N} * 135 \text{ mm} * 727^2 \text{ mm}^2}{6 * (3.26 * 10^{11} \text{ N} * \text{mm}^2)} * \left[\frac{392}{727} - \left(\frac{392}{727}\right)^3 \right]$$

$$\delta_1 = 0.016 \text{ mm}$$

Para el segundo caso se repite el mismo proceso, obteniendo finalmente la siguiente ecuación de la curva elástica.

$$\delta_2 = \frac{b * q}{3 * EI} * \left(\frac{c + \frac{b}{2}}{a + b + c} \right) * [c^2 * x - x^3] \quad (2.47)$$

Para los valores: $a = c = 144\text{mm}$; $b = 440\text{ mm}$; $x = 392\text{ mm}$

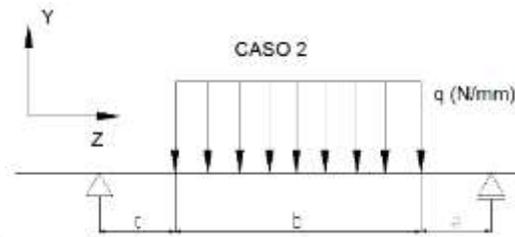


Figura 2.28. Segundo caso de deflexión del eje

$$\delta_2 = \frac{440\text{ mm} * 6.14 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}{3 * (3.26 * 10^{11}\text{ N} * \text{mm}^2)} * \left(\frac{144 + \frac{440}{2}\text{ mm}}{728\text{ mm}} \right) * [144^2 * 392 - 392^3\text{ mm}^3]$$

$$\delta_2 = -0.07\text{ mm}$$

Por lo tanto, por el teorema de superposición: $\delta_{\text{total YZ}} = \delta_1 + \delta_2 = -0.05\text{ mm}$

En el plano XZ, se tiene el siguiente caso de deflexión ya que solo actúa el componente en el eje X de la fuerza debido a la faja.

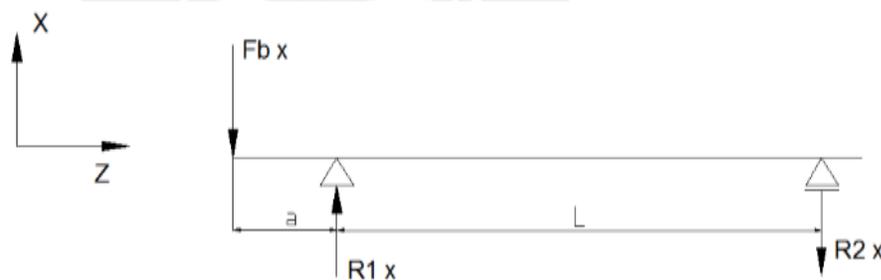


Figura 2.29. Deflexiones en el plano XZ

$$\delta_{\text{total XZ}} = \frac{F_{B X} * a * L^2}{6EI} * \left[\frac{x}{L} - \left(\frac{x}{L} \right)^3 \right]$$

$$\delta_{\text{total XZ}} = \frac{2005.8\text{ N} * 135\text{ mm} * 727^2\text{ mm}^2}{6 * (3.26 * 10^{11}\text{ N} * \text{mm}^2)} * \left[\frac{392}{727} - \left(\frac{392}{727} \right)^3 \right]$$

$$\delta_{\text{total XZ}} = 0.03\text{ mm}$$

Por lo tanto:

$$\delta_{\text{total}} = \sqrt{(\delta_{\text{total YZ}})^2 + (\delta_{\text{total XZ}})^2} = 0.06 \text{ mm}$$

Según lo enseñado por el profesor Paulsen, para el caso de árboles de transmisión la deformación transversal máxima permitida es 0.5 mm por cada metro de longitud del componente [18]. En este caso se verifica:

$$\delta^* = \frac{\delta_{\text{total}}}{\text{Longitud de árbol}} < 0.5 \frac{\text{mm}}{\text{m}}$$

$$\delta^* = \frac{0.06 \text{ mm}}{0.932 \text{ m}} = 0.064 \frac{\text{mm}}{\text{m}} < 0.5 \frac{\text{mm}}{\text{m}}$$

Por lo tanto, el árbol de transmisión no fallará por deformación transversal.

c) Verificación dinámica

Con el fin de evitar que se produzca el fenómeno de resonancia, que conlleva a excesivas deformaciones en el rango plástico del material, se debe calcular la velocidad de giro crítica de rotación del árbol. Esta velocidad crítica se da cuando las oscilaciones de rotación entra en resonancia con las oscilaciones naturales del mismo, lo cual causa el colapso.

La velocidad crítica depende de la constante de rigidez (c_f) y de la masa (m). La constante de rigidez se calcula en función a la fuerza (F) y al desplazamiento transversal (δ) en el punto de aplicación. La carga generada por el peso de la volante se toma como una carga distribuida a largo de todo el tramo intermedio del árbol.

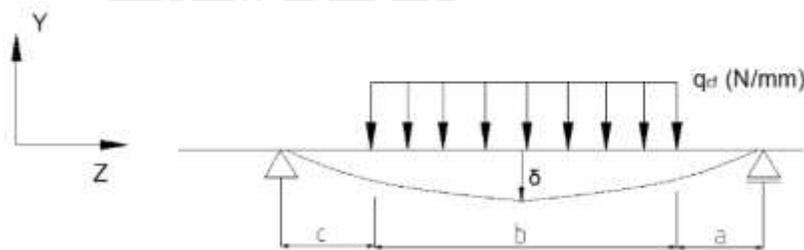


Figura 2.30. Esquema de deformación transversal del árbol

$$q = \frac{m_{\text{total}} * g}{b} \quad (2.48)$$

$$q = \frac{274.8 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{439 \text{ mm}} = 6.14 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Simplificamos la carga distribuida como una fuerza puntual aplicada en el punto central. Utilizamos la ecuación 2.45 para hallar el desplazamiento transversal.

Para los valores: $a = c = 144 \text{ mm}$; $b = 440 \text{ mm}$; $x = 364 \text{ mm}$

$$\delta_2 = \frac{b * q_{cf}}{3 * EI} * \left(\frac{c + \frac{b}{2}}{a + b + c} \right) * [c^2 * x - x^3]$$

$$\delta_2 = 0.07 \text{ mm}$$

$$F = 274.8 \text{ kg} * \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = 2695.8 \text{ N}$$

Por lo tanto la constante rigidez (c_f).

$$c_f = \frac{F}{\delta_2} = \frac{2695.8 \text{ N}}{0.07 \text{ mm}} = 38.51 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

La frecuencia natural del sistema.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{c_f}{m}} = \sqrt{\frac{38.51 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}}{274.8 \text{ kg}}} = 374.35 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 3574.8 \text{ rpm}$$

Ahora hallamos el factor lambda que determina la zona de trabajo, se sabe que la velocidad del sistema motriz es 1775 rpm.

$$\lambda = \frac{\omega}{\omega_n}$$

Donde:

ω_n : velocidad angular propia del sistema (frecuencia natural)

ω : velocidad angular del eje

$$\lambda = 0.5 < 0.8 ; \text{ en el lado subcrítico}$$

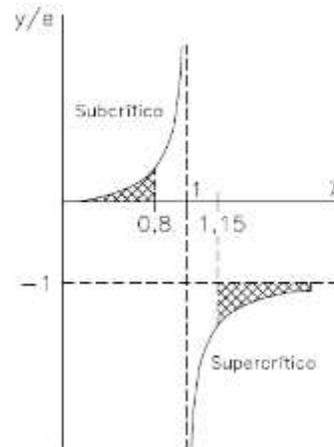


Figura 2.31. Zonas de trabajo para las velocidades crítica del árbol

Por lo tanto la zona de trabajo se encuentra en la zona subcrítica, donde el rango de trabajo es admisible. Por lo cual se concluye que no fallará por resonancia.



CAPÍTULO 3

3. INGENIERÍA DE DETALLE

3.1. Cálculo de las transmisiones por chaveta

Las chavetas son las encargadas de transmitir la potencia entre elementos que estén dispuestos en sentido axial. Para el diseño, se emplearán chavetas según la norma DIN 6885.

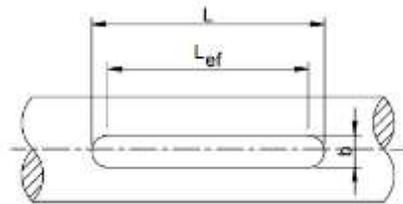


Figura 3.1. Esquema con longitudes de la chaveta

$$L_{ef} = L - b \quad (3.1)$$

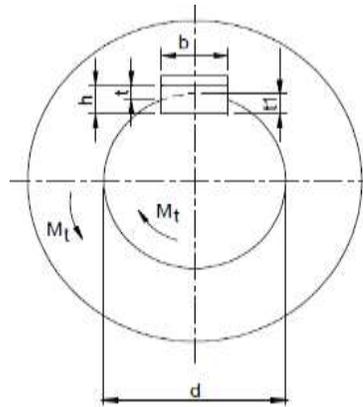


Figura 3.2. Esquema con dimensiones de la chaveta

$$L_{ef} \geq \frac{2 * M_t}{d * (h - t1) * p_{Adm}} \quad (3.2)$$

Donde:

p_{Adm} : presión admisible del cubo ($\frac{N}{mm^2}$)

M_t : momento torsor a transmitir (N – m)

h : altura de chaveta (mm)

$t1$: profundidad que penetra chaveta en el eje (mm)

d : diámetro de la sección (mm)

En el presente proyecto se utilizarán dos transmisiones por chaveta, las cuales son entre los siguientes componentes:

- Transmisión entre el árbol de transmisión y la polea conducida.
- Transmisión entre el árbol de transmisión y los discos porta ejes.

A continuación se muestra un cuadro resumen con los resultados del cálculo para ambas transmisiones.

Tabla 3.1. Cuadro resumen de selección de chavetas

Descripción	Símbolo	Unidad	Árbol - polea conducida	Árbol - disco porta ejes
Diámetro sección	d	mm	50	75
Ancho de chaveta	b	mm	14	20
Momento torsor	M_t	N-m	192	192
Altura de la chaveta	h	mm	9	12
Profundidad que penetra chaveta en el eje	t₁	mm	5.5	7.5
Profundidad que penetra chaveta en el cubo	t	mm	3.5	4.5
Presión admisible del cubo	p_{Adm}	N/mm ²	100	100
Longitud total de chaveta	L	mm	65	56
Longitud efectiva	L_{ef}	mm	41	20
-	$\frac{2 * M_t}{d * (h - t_1) * p_{Adm}}$	mm	21.9	44.0
Cumple	$L_{ef} > \frac{2 * M_t}{d * (h - t_1) * p_{Adm}}$		Si	Si

3.2. Dimensionamiento de los discos porta ejes

Los discos porta ejes son los encargados de transmitir el giro a los pines de soporte y a los martillos, van conectados en el árbol de transmisión. Se tendrán dos tipos de discos porta ejes con diferentes espesores, un tipo será utilizando para los colocarse en los extremos y el otro será utilizado para el tramo intermedio del árbol.

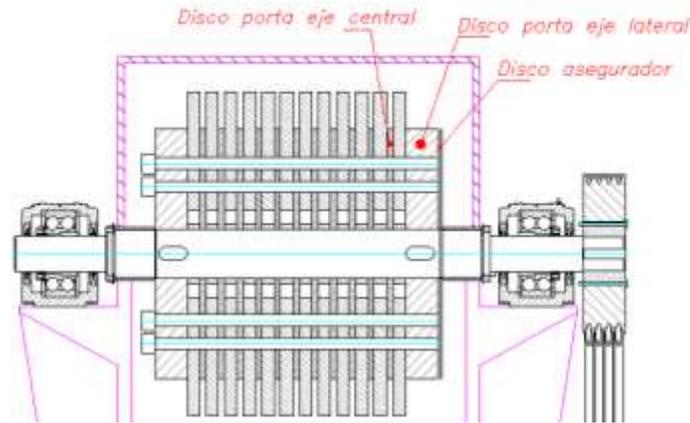


Figura 3.3. Distribución de los discos porta ejes

Nos centraremos en verificar los agujeros del disco porta eje central, ya que estos pueden fallar por acción de cualquier carga que sobrepase sus límites de esfuerzo. Los agujeros de estos discos estarán expuestos a tracción y a flexión.

a) Esfuerzo cortante

Debido a las fuerzas centrífugas ejercidas por los martillos y a la fuerza de impacto generada sobre el martillo se considera un esfuerzo cortante. El DCL del martillo se encuentra desarrollado en el apartado 2.6.1, por lo que basta con trasladar las fuerzas hacia los agujeros del disco porta eje central.

El material seleccionado para los discos porta ejes será acero chronit T-1 400, que cuenta con buenas propiedades antidesgaste y elevada dureza (ver Anexo 2). En la siguiente figura se aprecia la distribución de las fuerzas.

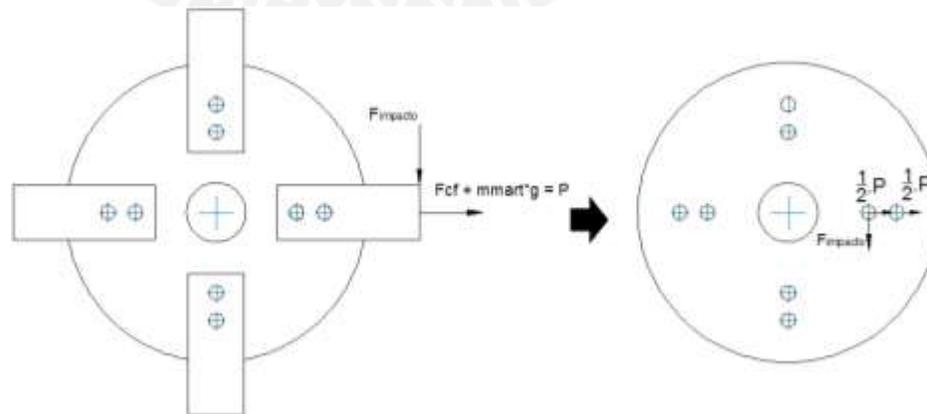


Figura 3.4. DCL de disco porta eje central para el caso de esfuerzo cortante

Si: $P = F_{cf} + m_{mart} * g = 10.1 \text{ kN}$

La fuerza que actúa sobre cada agujero en cada dirección es igual a mitad de la fuerza resultante P. Además, el área de contacto se aproxima a un rectángulo.

$$\tau_{\text{prom}} = \frac{\frac{P}{2}}{e_{\text{disco}} * 2 * r_{\text{eje}}} = \frac{\frac{10.1 \text{ kN}}{2}}{e_{\text{disco}} * [2 * (\frac{18}{2} \text{ mm})]} < 1000 \text{ MPa}$$

$$e_{\text{disco}} > 1 \text{ mm}$$

Se elige: $e_{\text{disco}} = 9 \text{ mm}$, reemplazando.

$$\tau_{\text{prom}} = 30 \text{ MPa}$$

Para el caso del disco porta eje lateral, en el apartado 3.1 se realizó el cálculo y selección de las chavetas. En la transmisión del disco porta eje lateral – árbol de transmisión se calculó la longitud de la chaveta, por lo tanto este disco deberá ser verificado con espesor igual a longitud de la chaveta.

$$L_{\text{chaveta}} = 56 \text{ mm}$$

Se calcula el esfuerzo cortante utilizando: $e_{\text{disco}} = 56 \text{ mm}$

$$\tau_{\text{prom}} = \frac{\frac{P}{2}}{e_{\text{disco}} * 2 * r_{\text{eje}}} = \frac{\frac{10.1 \text{ kN}}{2}}{56 \text{ mm} * [2 * (\frac{18}{2} \text{ mm})]}$$

$$\tau_{\text{prom}} = 5 \text{ MPa} < 1000 \text{ MPa}$$

3.3. Dimensionamiento del disco asegurador

El disco asegurador es el encargado de restringir cualquier desplazamiento axial de los pines de soporte. Los agujeros del disco asegurador no coinciden con los agujeros de los discos porta eje, evitando de esta manera cualquier posibilidad de desplazamiento.



Figura 3.5. Localización del disco asegurador

Debido a que no existe presencia de fuerzas axiales en el DCL del árbol, se asigna un espesor mínimo de 6 mm. Además, el diámetro exterior y agujero central debe coincidir con medidas de disco portaje y diámetro de árbol, respectivamente.

$$e_{d.aseg} = 6 \text{ mm}$$

$$D_{extd.aseg} = 380 \text{ mm}$$

$$d_{d.aseg} = 75 \text{ mm}$$

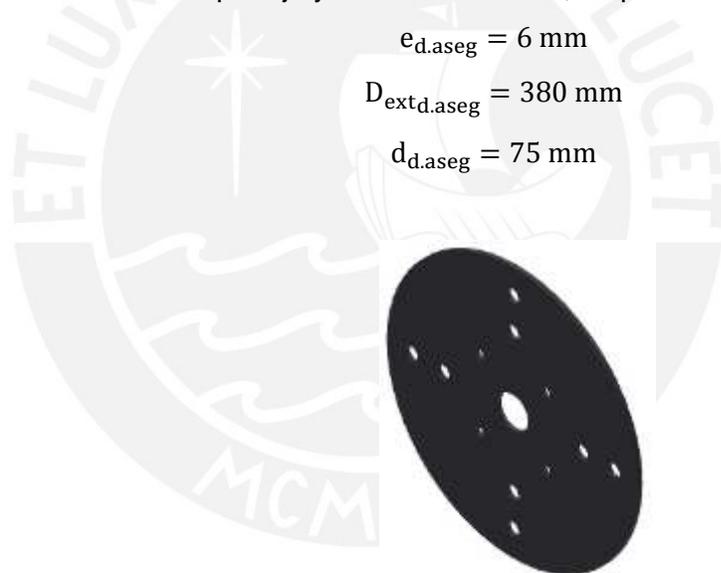


Figura 3.6. Disco asegurador

3.4. Dimensionamiento de los separadores

Los discos porta ejes se encuentran distanciados por unos separadores. Estos separadores, actúan restringiendo el desplazamiento axial de los discos, evitando así cualquier choque entre los martillos.

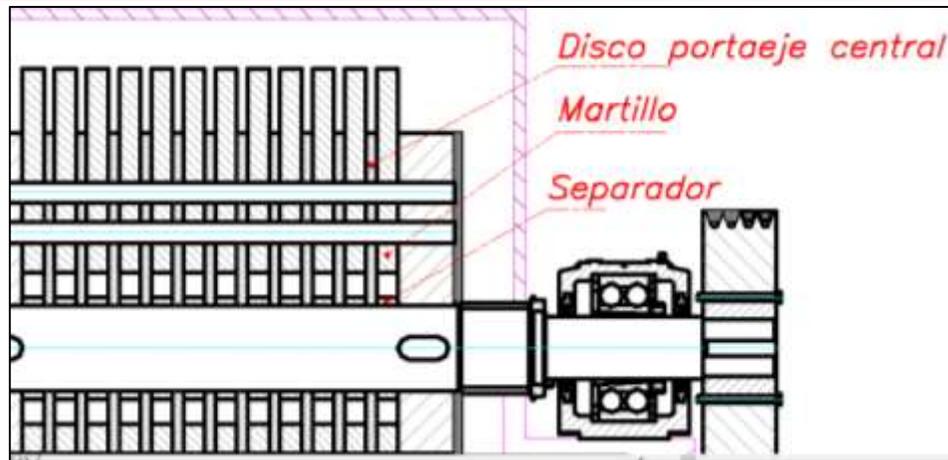


Figura 3.7. Localización de los separadores

Las consideraciones geométricas para dimensionar el separador de discos porta ejes deben considerar el ancho y el espesor. El ancho del separador debe coincidir con el espesor de martillo, ya que éste se encuentra entre disco y disco, por lo tanto.

$$e_{\text{disco_sep}} = 18 \text{ mm}$$

Además, el diámetro interno debe coincidir con el diámetro de la sección central del árbol de transmisión de 75 mm.

$$D_{\text{int_sep}} = 75 \text{ mm}$$

$$D_{\text{ext_sep}} = 90 \text{ mm}$$



Figura 3.8. Separador de disco porta eje

3.5. Dimensionamiento de los pines de soporte

Los pines de soporte tienen la función de soporte de los martillos y son el punto de pivote de los mismos. Para la presente tesis se proponen martillos de conexión fija, explicado en el apartado 1.4.1. La geometría que tendrá el pin de soporte se muestra en la Figura 3.9.

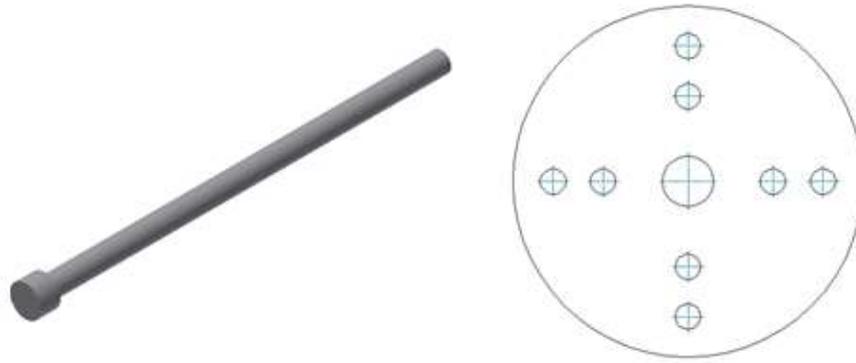


Figura 3.9. Pin de soporte y su disposición geométrica

a) Esfuerzo cortante

Debido a la fuerza centrífuga realizada por los martillos, estos tienden a generar una fuerza de corte. Esta fuerza de corte origina un esfuerzo cortante doble debido a la oposición de los discos porta eje. El material para los pines de soporte será el acero AISI 1045.

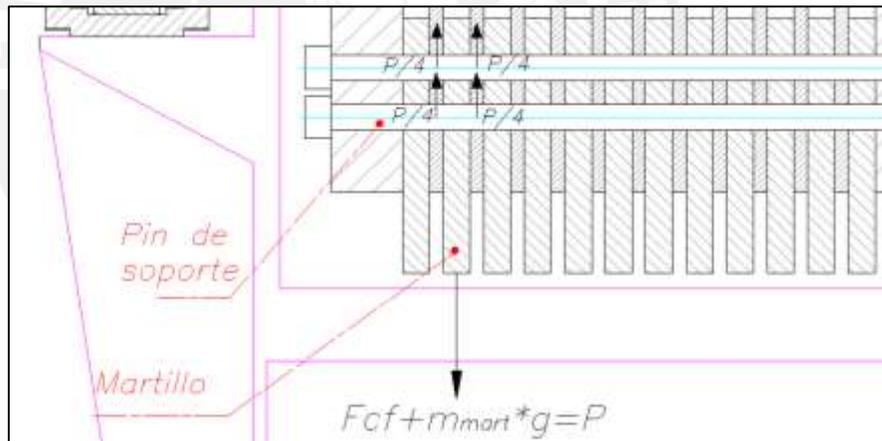


Figura 3.10. DCL del pin de soporte

Si: $P = F_{cf} + m_{mart} * g = 10.1 \text{ kN}$

$$\tau_{prom} = \frac{P}{A} = \frac{P}{\pi * r^2}$$

$$\tau_{prom} = \frac{\frac{10.1 \text{ kN}}{4}}{\pi * (9 \text{ mm})^2} = 10 \text{ MPa} < 390 \text{ MPa}$$

Por lo tanto el pin de soporte no fallará por esfuerzo cortante.

3.6. Selección del motor eléctrico

En el apartado 2.4, se seleccionó provisionalmente un motor trifásico de 50 HP y 1775 rpm nominales del catálogo de motores de la empresa WEG. En esta sección se verificará el motor.

3.6.1. Cálculo de la inercia total de la volante

Para determinar la potencia necesaria del motor se debe hacer un cálculo previo de la inercia total de la volante, conformada por árbol de transmisión, pines de soporte, martillos, discos porta ejes y separadores de discos.

Del apartado **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, se definieron la cantidad de componentes de la volante.

$$N_{\text{arbol}} = 1; N_{\text{discos } 1} = 2; N_{\text{discos } 2} = 11$$

$$N_{\text{d.aseg}} = 1; N_{\text{martillos}} = 48; N_{\text{eje}_{\text{secund}}} = 8; N_{\text{sepa}} = 12$$

Las fórmulas utilizadas para el cálculo de las inercias rotacionales de los componentes son las siguientes:

Tabla 3.2. Fórmulas de inercias rotacionales

Descripción	Unidad	Fórmula
Cilindro sólido	kg*mm ²	$\frac{1}{2} * m * r^2$
Cilindro hueco (anillo)	kg*mm ²	$\frac{1}{2} * m * (r_{\text{ext}}^2 + r_{\text{int}}^2)$
Prisma rectangular	kg*mm ²	$\frac{1}{12} * m * [(a)^2 + (b)^2]$

Para hallar la inercia de un cuerpo rígido desplazado una distancia d respecto al eje de rotación utilizamos el Teorema de Steiner.

$$I = I_{\text{cuerpo}} + m_{\text{cuerpo}} * d^2 \quad (3.3)$$

El cálculo de las inercias rotacionales de los componentes se encuentra a detalle en el Anexo 4. Finalmente se realizará una tabla resumen con todas las inercias de los componentes.

Tabla 3.3. Cuadro resumen del cálculo de inercias rotacionales de componentes

Descripción	Unidad	Valor
Inercia árbol de transmisión	kg*mm ²	1.82*10 ⁴
Inercia de pines de soporte	kg*mm ²	1.16*10 ⁵
Inercia de martillos	kg*mm ²	2.25*10 ⁶
Inercia disco porta eje lateral	kg*mm ²	1.49*10 ⁶
Inercia disco porta eje central	kg*mm ²	1.56*10 ⁶
Inercia disco asegurador	kg*mm ²	8.85*10 ⁴
Inercia separador de discos	kg*mm ²	5.97*10 ³

Una vez calculado la inercia de todos los componentes, se suma y se halla la inercia total del sistema.

$$I_{\text{total}} = I_{\text{mart}} + I_{\text{disco } 1"} + I_{\text{disco } 3/8"} + I_{\text{disco aseg.}} + I_{\text{eje}_{\text{secund}}} + I_{\text{eje}_{\text{princip}}} + I_{\text{sepa}} \quad (3.4)$$

$$I_{\text{total}} = 5.53 * 10^6 \text{ kg} * \text{mm}^2$$

a) Verificación del tiempo de aceleración

Se debe verificar que el tiempo de aceleración sea menor al 80% del tiempo máximo permitido con rotor bloqueado, de ser mayor se presentaran dos consecuencias: la primera, el bobinado del motor calentará y por ende el aislamiento se debilitará; la segunda, la protección eléctrica se activará durante el arranque.

$$t_{\alpha} = n_{\text{mot}} * \frac{(J_M + J_L)}{T_{\alpha}} \quad (3.5)$$

Donde:

n_{mot} : Velocidad del motor

J_M : Inercia del motor

J_L : Inercia de la carga

T_{α} : Torque de aceleración

La inercia de la carga es igual a la inercia total de la volante hallada en la ecuación 3.45, por lo tanto:

$$J_L = I_{\text{total}}$$

b) Determinación del torque acelerante

El torque acelerante es el torque necesario para que el motor alcance la velocidad de operación n_{mot} cuando arranca con carga. Se calcula de manera aproximada con la siguiente fórmula.

$$T_{\alpha} = 0.45 * (T_{\text{arr}} + T_{\text{max}}) - K_L * T_{\text{CM}} \quad (3.6)$$

Donde:

T_{arr} : Torque de arranque del motor

T_{max} : Torque máximo del motor

K_L : constante de tipo de carga

T_{CM} : Torque de carga referido al motor

Tabla 3.4. Constante de tipo de carga

	Polea	Ventilador	Pistones y bombas	Volantes
K_L	1	0,33	0,5	0

Debido a que se trata de una volante, la constante de tipo de carga K_L será igual a cero.

$$T_{\alpha} = 0.45 * (497.5 + 537.3)$$

$$T_{\alpha} = 465.66 \text{ N} * \text{m}$$

Con todos los valores de entrada calculados, se procede a reemplazar los valores en la ecuación 3.5.

$$t_{\alpha} = \left(1775 * \frac{2\pi}{60}\right) \frac{1}{s} * \frac{(0.3728 \text{ kg} * \text{m}^2 + 5.53 \text{ kg} * \text{m}^2)}{465.66 \text{ N} * \text{m}}$$

$$t_{\alpha} = 2.4 \text{ s}$$

El motor eléctrico seleccionado cumple con las condiciones de tiempo de arranque menor al tiempo de rotor bloqueado.

$$t_{\text{arr}} = 20 \text{ s}$$

$$t_{\alpha} = 2.4 \text{ s} < t_{\text{arr}} = 20 \text{ s}$$

3.7. Selección de soporte de eje principal

En esta sección se verificarán los dos soportes que van montados en el árbol de transmisión del molino de martillos, los mismos que servirán de apoyo. En este proyecto

se utilizarán dos unidades de rodamiento o chumaceras, las cuales cuentan con unos rodamientos de bolas de doble hilera. También se procederá a verificar que el rodamiento cumpla satisfactoriamente los requerimientos de la máquina, tanto en la velocidad como en el tiempo de vida.

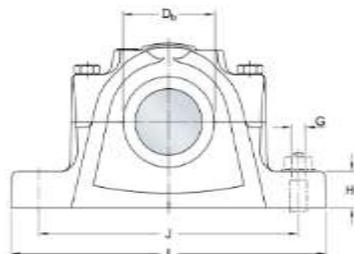


Figura 3.11. Soporte series SNL de pies partidos

3.7.1. Verificación de los rodamientos

Se selecciona a priori el rodamiento 2312 K y se procederá a verificar por tiempo de vida según el catálogo de SKF.

A continuación se procederá a calcular la vida nominal del rodamiento seleccionado según el ejemplo de cálculo de la empresa SKF [20]. Los resultados se mostrarán en un cuadro resumen.

Tabla 3.5. Cuadro resumen de cálculo de verificación de rodamiento

Expresión	Descripción	Símbolo	Unidad	Valor
$P=Fr$; $Fa/Fr \leq e$ $P=0.92*Fr+Y*Fa$; $Fa/Fr > e$	Carga dinámica equivalente	P	kN	3.35
	Fuerza radial	Fr	kN	3.35
$Po=0.6*Fr+0.5*Fa$ $Po=Fr$	Fuerza axial	Fa	kN	0
		Po	kN	3.35
$L10=(C/P)^\rho$	Exponente para rodamiento de bolas	ρ	-	3
	Capacidad de carga dinámica	C	kN	87.1
	Vida nominal del rodamiento	L10	Millones de revoluciones	$5.21*10^3$
$dm=(d+D)/2$	Diámetro medio	dm	mm	95
Tablas y curvas	Diámetro exterior	D	mmm	130
	Diámetro interior	d	mm	60
	Coefficiente de confiabilidad	a1	-	1
	Velocidad de revolución	n	rpm	1775
	Viscosidad requerida	u	mm ² /s	22
	Viscosidad nominal	u1	mm ² /s	11
$\kappa=u/u1$	Factor κ	κ	-	2
Tablas y curvas	Grado de contaminación	η_c	-	0.4
	Coefficiente de corrección	a_{skf}	-	3
$Lnm=a1*aSKF*L10$	Vida de rodamiento	Lnm	Millones de revoluciones	$1.56*10^4$
$Lnm*[(10^6)/(60*n)]$	Vida de rodamiento en horas	Lnmh	Horas de funcionamiento	$1.47*10^5$
$L10*[(10^6)/(60*n)]$	Vida de rodamiento en horas	L10h	Horas nominales de funcionamiento	$4.89*10^4$

Para corroborar que las horas de vida del rodamiento son las correctas, se compara con los valores mínimos de la siguiente tabla de vida nominal de los rodamientos del libro de Paulsen [17].

De acuerdo a la tabla, el rodamiento de bolas 2312 K cumple con el rango mínimo de horas de funcionamiento (20 mil – 30 mil horas), además concluyendo de esta manera que el rodamiento no fallará.

CAPÍTULO 4

4. ESTIMACIÓN DE COSTOS

En el presente capítulo se presentará el costo total de fabricación del sistema motriz del molino de martillos. El costo total se divide en 4 categorías: costos de diseño, costos de adquisición de materiales, costo de material de los elementos de máquina y costos de maquinado.

4.1. Costos de diseño

Los costos de diseño consideran el tiempo dedicado al desarrollo de la memoria de cálculo; ensayos de laboratorio: elaboración de planos de ensamble general, despiece y fabricación. El tiempo dedicado por parte del tesista y del asesor será cuantificado en horas-hombre efectivas, se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 4.1. Costo de diseño de la máquina

	Costo	Tiempo	Total
Asesor	s/. 200.00/hora	50 horas	s/. 3500.00
Tesista	s/. 850.00	6 meses	s/. 5100.00
		Total	s/. 8600.00

4.2. Costos de adquisición de materiales y elementos normalizados

En esta categoría se incluye la lista de todos los elementos comerciales y normalizados, la lista de los precios parciales se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 4.2. Costo por adquisición de materiales

ID	Descripción	Cantidad	Precio unitario (S/.)	Precio parcial (S/.)
1	Motor 50 HP Trifásico 1775 RPM	1	6200.00	6200.0
2	Soporte de rodamiento SKF SE 512-610	2	26.35	52.7
3	Tuerca de fijación SKF MB 13	2	22.54	45.1
4	Arandela de fijación SKF KM 13	2	4.65	9.3
5	Polea trapecial SPZ para diámetro 212 mm	2	108.50	217.0
6	Faja trapecial SPA Lst 2240 mm	4	37.20	148.8
7	Chaveta 20x12x56	1	20.00	20.0
8	Chaveta 14x9x63	1	15	15.0
9	Casquillo para polea TB 3525	2	46.8	93.6
10	Bocina ϕ 70 mm SKF PSM 708060 A51	2	24.80	49.6
11	Obturador 55X72X8 V	2	49.14	98.3
			Subtotal (S/.)	6949

4.3. Costos de material de los elementos maquinados

En la Tabla 4.3 se muestra el costos de los materiales que se necesitan para fabricar los elementos de máquina del sistema motriz, estos deben pasar por un proceso de maquinado para tener la geometría y acabado de acuerdo con los planos de fabricación.

Tabla 4.3. Costos por materia prima de elementos maquinados

ID	Ítem	Descripción	Cantidad	Precio parcial (S/.)	Precio total (S/.)
1	Árbol de transmisión	Eje ϕ 75 mm x 930 mm AISI SAE 1045 Revenido	1	200	200
2	Pin de soporte	Eje ϕ 3/4" x 390 mm AISI SAE 1045 Revenido	8	25	200
3	Disco porta eje central	Plancha 9 mm x ϕ 380mm CHRONIT T1 400 Revenido	12	150	1800
4	Disco porta lateral	Plancha 50 mm x ϕ 380mm CHRONIT T1 400 Revenido	2	800	1600
6	Disco asegurador	Plancha 6mm x ϕ 400mm CHRONIT T1 400 Revenido	1	101	101
7	Martillo	Plancha 18 mm CHRONIT T1 400 Revenido	48	37	1776
8	Separador	Tubo ϕ 90mm x 18 mm CHRONIT T1 400 Revenido	13	18.5	240.5
				Subtotal (S/.)	5917.5

4.4. Costos de maquinado, tratamiento y ensamble

De acuerdo a la complejidad del maquinado de los elementos de máquina, se estimó que la fabricación del sistema motriz se puede realizar en 4 días y trabajando por 8 horas diarias. Para los trabajos se consideraran dos operarios encargados: un operario dedicado al habilitado del material y un técnico encargado del maquinado de los elementos de máquina. El costo de hora-hombre del operario encargado del habilitado del material incluye su mano de obra y los materiales consumibles utilizables (disco de corte, disco desbaste, tanque de oxígeno y argón, etc.) considerando un costo de S/. 20.00 Nuevos soles por hora. Por otro lado el costo de hora-hombre del técnico incluye su mano de obra y alquiler de la maquinaria, consideramos un costo de S/. 35.00 Nuevos soles por hora. Para los 4 día de trabajo resulta un costo de S/. 1760.

Debemos tener en cuenta adicionalmente el costo por el servicio de tratamiento térmico a los componentes ya maquinados, de manera general resulta un costo de S/. 2000. A continuación se muestra una tabla con el resumen de los costos parciales.

Tabla 4.4. Tabla resumen de costos parciales

ID	Ítem	Precio parcial (s/.)
1	Costos de diseño	s/. 8600.00
2	Costos de adquisición de material	s/. 6949.00
3	Costos de materia prima para elementos	s/. 5917.50
4	Costos por maquinado	s/. 1760.00
5	Costos por tratamiento térmico	s/. 2000.00
	Costo total (s/.)	s/. 25 226.50

OBSERVACIONES

1. Una vez finalizado el ensayo para la determinación del índice de trabajo (work index) de la cal hidratada- realizado en el Laboratorio de la sección de Ingeniería de Minas- el resultado obtenido no se encuentra tan alejado de los datos obtenidos en tablas. Además, el laboratorio se encuentra en constante cambio e implementación de equipos para asegurar buenos resultados experimentales.



CONCLUSIONES

1. Se presenta el diseño del sistema motriz de un molino de martillos con conexión fija de los martillos y que cumple con la función principal de fragmentar y pulverizar los granos de cal hidratada hasta obtener una granulometría de malla N° 100, esto se garantiza con el correcto dimensionamiento y verificación de los componentes del sistema motriz: árbol de transmisión; pines de soporte; martillos; disco porta ejes; disco asegurador; separadores de discos; selección de motor eléctrico; fajas de transmisión y rodamientos.
2. Para calcular la potencia de molienda del molino de martillos se necesitó realizar dos ensayos experimentales. El ensayo de impacto arrojó un valor de velocidad de rotura de 7.67 m/s y por lo tanto una potencia de 36.2 kW; mientras que el ensayo de work index arrojó un valor de índice de trabajo de cal hidratada de $14.62 \frac{\text{kW}}{\left(\frac{\text{Ton}}{\text{h}}\right)}$ y por lo tanto una potencia de 19.4 kW. Finalmente se eligió el valor de 36.2 kW para la potencia de molienda que nos garantiza el cumplimiento de la capacidad de procesamiento y la fragmentación de los granos de cal hidratada.
3. Para el dimensionamiento del árbol de transmisión, se verificó por resistencia, fatiga, deformación transversal y velocidad crítica. En la verificación por fatiga se obtuvo un $F \cdot S_{\text{fatiga}}$ de 3.5, que es mayor al factor de seguridad recomendado de 2.5. Por otro lado, la deformación transversal crítica para el árbol es $0.0064 \frac{\text{mm}}{\text{m}} < 0.5 \frac{\text{mm}}{\text{m}}$, que es inferior al máximo valor permitido para árboles. En la verificación dinámica la velocidad del sistema a frecuencia natural es de 3574.8 rpm mientras que la velocidad del sistema es 1800 rpm, resultando una zona de trabajo admisible en lado subcrítico. Finalmente, se puede afirmar que los valores calculados fueron correctos y que se encuentra dentro de los rangos admisibles, por lo tanto se realizó un correcto dimensionamiento.
4. Se comprobó que el tiempo de aceleración (2.4 segundos) fuese menor que el tiempo de rotor bloqueador (20 segundos) durante la selección durante la selección del motor eléctrico. Además, se verificó que la vida nominal de los rodamientos 2312 K estén dentro del rango establecido (20 – 30 mil horas) para el tipo de

funcionamiento, resultando una cantidad total de 49 mil horas de vida de funcionamiento

5. Se selecciona los materiales de los componentes en función a la labor que cumplen dentro del sistema motriz. Los componentes que están en contacto con los granos de cal son de acero chronit T-1 400 como martillos, discos portajes, disco asegurador y separadores. El árbol de transmisión y los pines de soporte son de acero AISI 1045.
6. El costo estimado total del sistema motriz es de S/. 25 227, el precio es relativamente alto debido a que se seleccionaron como material para algunos componentes aceros especiales debido al tipo de trabajo que estaban expuestos.



RECOMENDACIONES

1. Se recomienda considerar que el tamaño de los orificios del tamiz selector de acero inoxidable debe tener como diámetro máximo el tamaño correspondiente a granulometría malla N° 100, para poder evitar así el paso de material de mayores dimensiones.
2. Se recomienda tener en consideración los golpes producidos por el impacto de cal hidratada – martillo al momento de realizar el diseño de la estructura de la solución final presentada en este documento.



BIBLIOGRAFÍA

- [1] PROINVERSIÓN PERÚ.
¿Por qué invertir en el Perú? Consulta: 15 de Junio del 2015.
http://www.proinversion.gob.pe/RepositorioAPS/0/0/JER/PRESENTACIONES_GENERAL/PPT_Por%20que%20invertir%20en%20Peru_marzo2015.pdf
- [2] BRAVO, Antonio
2008 *Manual de preparación de reactivos*. Lima. Consulta 01 de Junio del 2015.
http://plataforma.edu.pe/pluginfile.php/196085/mod_resource/content/1/preparacion-reactivos.pdf
- [3] ALVAREZ, Beatriz
2010 Análisis de fluencia de los modelos de distribución de tamaños de partículas en la determinación de consumos energéticos en molienda mediante el método Bond. Gijón: Universidad de Oviedo. Consulta: 12 de Octubre de 2015.
<http://digibuo.uniovi.es/dspace/handle/10651/12877>
- [4] JUNQUERA, Javier
Capítulo 7: Movimiento lineal y choques. Lima. Consulta 01 de Abril del 2016.
http://plataforma.edu.pe/pluginfile.php/196085/mod_resource/content/1/preparacion-reactivos.pdf
- [5] EARLE, R. L.
1987 *Ingeniería de los alimentos: las operaciones básicas del procesado de alimentos*. Segunda Edición. Zaragoza: Editorial Zaragoza.
- [6] Trituración y Molienda S.A.
Información técnica de molino de martillos. Consulta: 20 de Septiembre de 2015.
<http://www.tymsa.com.mx/>
- [7] Bliss Industries
Grinding hammer mills. Consulta: 05 de Noviembre de 2015.
<http://www.bliss-industries.com/system/resources/0000/0059/condmill.pdf>
- [8] Formats construction machinery Co.
Máquinas de molienda. Consulta: 05 de Septiembre de 2015.
<http://chancadoras-de-piedra.webnode.cl/>

- [9] Dove Mining.
Grinding mills: Ball mills Brochure. Consulta: 15 de Noviembre del 2015.
<http://www.rtmequipment.com/pdf/BALL-MILL-BROCHURE.dove.pdf>
- [10] Formats construction machinery Co.
Máquinas de molienda. Consulta: 05 de Septiembre de 2015.
<http://chancadoras-de-piedra.webnode.cl/galeria/>
- [11] ThyssenKrupp Industrial Solutions.
Polysius Roller Mills. Consulta: 10 de Noviembre del 2015.
http://www.polysiususa.com/minerals/grinding_plants/Dry_grinding_plants/minerals/lib/1593_gb_roller_mill_04.pdf
- [12] GÓMEZ, Jorge
s/f *Materiales de construcción*. Monterrey: Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey. Consulta 01 de Junio del 2015.
<http://es.slideshare.net/july3108/39247781-libromaterialesdeconstruccion>
- [13] BUDYNAS, Richard
2010 *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Octava edición. México: Editorial McGraw Hill.
- [14] GUPTA, A.
2006 *Mineral Processing Design and Operations*. Primera edición. Amsterdam: Editorial Elsevier.
- [15] OPTIBLET.
s/f Manual técnico para transformaciones por correas especiales. Illinois.
Consulta: 10 de Noviembre del 2015.
- [16] BEER, Ferdinand
2010 *Mecánica de materiales*. Quinta edición. México: Editorial McGraw Hill.
- [17] RODRÍGUEZ, Jorge
2014 *Resistencia de materiales 2*. Segunda edición. Lima: Editorial PUCP.
- [18] PAULSEN, Kurt
2013 *Elementos de máquinas 1*. Primera edición. Lima: Editorial PUCP.

[19] IZUNZA, Juan

Capítulo 7: Momento lineal y choques. Consulta: 01 de Septiembre de 2015.

<http://old.dgeo.udec.cl/~juaninzunza/docencia/fisica/cap7.pdf>

[20] SKF

Ejemplo de cálculo para rodamiento de bolas. Consulta: 01 de Septiembre de 2015.

<http://www.skf.com/uy/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/selecting-bearing-size/calculation-examples/index.html>

