



**FACULTAD DE INGENIERÍA ARQUITECTURA Y
URBANISMO**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**

TESIS

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE
ARCILLA DE 20TN/DÍA DE CAPACIDAD PARA LA
ELABORACION DE PEGANTES CERÁMICOS EN POLVO
- EMPRESA “MEGA NEGOCIOS EL OFERTON S.A.C.”
PARA OPTAR TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO ELECTRICISTA**

Autores:

Bach. Tarrillo Tapia Edwin Alcides

Asesor:

Dr. Olortegui Yume, Jorge Antonio Ph.D.

Línea de Investigación:

Ingeniería de Procesos Productivos

Pimentel - Perú

2019

**DISEÑO DE MÁQUINA TRITURADORA DE ARCILLA DE 20TN/DÍA
DE CAPACIDAD PARA LA ELABORACION DE PEGANTES
CERÁMICOS EN POLVO - EMPRESA “MEGA NEGOCIOS EL
OFERTON S.A.C.”**

**Presentado a la escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la
Universidad Señor de Sipán para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico
Electricista**

Autor:

**Bach. TARRILLO TAPIA EDWIN ALCIDES
Presidente del jurado de Tesis.**

Aprobación de Tesis:

**Mg. VIVES GARNIQUE JUAN CARLOS
Presidente del jurado de Tesis.**

**Mg. GASTIABURÚ MORALES SILVIA YVONE
Secretaria del jurado de Tesis.**

**Mg. ALVARADO SILVA CARLOS ALEXIS
Vocal de jurado de Tesis.**

RESUMEN

En este trabajo se diseñó una máquina trituradora de arcilla para la elaboración de pegantes cerámicos en polvo con una capacidad de 20TN/Día para la empresa Mega Negocios el Oferton S.A.C. – Chiclayo.

Las necesidades de la empresa se evaluaron mediante un recorrido presencial de las principales áreas, se hizo las investigaciones de normas o estándares de diseño, determinándose la inexistencia de estas, por el cual se siguió las recomendaciones de diseño de investigaciones previas. Posteriormente, se generaron posibles alternativas con características mecánicas y estructurales que podrían servir como oportuna solución. Siendo estos evaluados mediante una matriz de selección de criterios ponderados, eligiendo una alternativa. Se aplicó el diseño de configuración para determinar las dimensiones generales del equipo en función a su estructuración más óptima. Posteriormente se analizaron las cargas que afectan a la estructura especialmente en el eje principal del sistema de trituración, esto se desarrolló con la ayuda del software de diseño, permitiendo un correcto modelamiento y simulación en base a análisis por elementos finitos, aplicando teorías de fatiga, esfuerzo por Von Mises, factor de seguridad y deformación.

Palabras claves: Máquina trituradora, pegantes cerámicos, normas de diseño.

ABSTRACT

In this work we designed a clay grinding machine for the production of ceramic powder adhesives with a capacity of 20TN / Day for the company Mega Negocios the Oferton S.A.C. - Chiclayo.

The needs of the company were evaluated by means of a face-to-face tour of the main areas, the investigations of norms or design standards were made, determining the nonexistence of these, by which the design recommendations of previous investigations were followed. Subsequently, possible alternatives were generated with mechanical and structural characteristics that could serve as a timely solution. Being these evaluated through a matrix of selection of weighted criteria, choosing an alternative. The configuration design was applied to determine the overall dimensions of the equipment according to its most optimal structure. Subsequently, the loads that affect the structure were analyzed, especially in the main axis of the crushing system, this was developed with the help of the design software, allowing a correct modeling and simulation based on finite element analysis, applying theories of fatigue, effort by Von Mises, factor of security and deformation.

Keywords: Crushing machine, ceramic adhesives, design standards.

INDICE

RESUMEN	ii
I. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Realidad Problemática.	1
1.2. Antecedentes de la Investigación	2
1.3. Teorías relacionadas al tema.....	4
1.3.1. Molienda.....	4
1.3.2. Trituración.....	4
1.3.3. Reducción de tamaño	4
1.3.4. Equipos de reducción de tamaños	5
1.3.5. Molinos	5
1.3.6. Operación de equipo.....	10
1.3.7. Clasificación y separación.....	10
1.3.8. Tamaños de partículas	10
1.3.9. Abrasión	11
1.4. Formulación del Problema.	11
1.5. Justificación e importancia del estudio.....	11
1.6. Hipótesis.....	12
1.7. Objetivos.	12
1.7.1. Objetivos generales.	12
1.7.2. Objetivos específicos.....	12
II. MATERIALES Y MÉTODOS	15
2.1. Tipo y Diseño de Investigación.....	15
2.2. Población y muestra	15
2.3. Variables, Operacionalización.....	15
2.3.1. Variables.....	16
2.3.2. Operacionalización.....	16
2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.....	16
2.5. Procedimiento para la recolección de datos.	17
2.5.1. Análisis de las preguntas	17
2.5.2. Descripción de etapas.....	17
2.6. Criterios éticos	18
2.7. Criterios de rigor científico.....	19
III. RESULTADOS	22
3.1. Cálculo de los parámetros de diseño mediante una entrevista a los altos funcionarios de la empresa.	22

3.2.	Selección de la alternativa de diseño del molino bajo criterios ponderados.	22
	Criterios ponderados	26
	Diseño geométrico a través de una matriz Morfológica.....	26
	Dimensionar el sistema de un molino mediante los cálculos y selección de componentes.	29
3.2.1.	Energía necesaria para romper la arcilla	29
3.2.2.	Diseño y calculo geométrico	32
3.3.	Realizar el cálculo de la selección del material para el diseño del molino.	45
3.3.1.	Selección de acero para la fabricación de martillo	45
3.3.2.	Disco porta martillos	47
3.4.6.	Selección de los rodamientos	51
3.4.	Determinar el cálculo de la estructura o chasis.	54
3.4.1.	Diseño para la tolva.....	54
3.4.2.	Volumen de la tolva	55
3.4.3.	Selección del tamiz.....	55
3.4.4.	Diseño del sistema eléctrico.	56
3.5.	Realizar el análisis económico del equipo incluyendo el presupuesto y la proyección económica.....	60
3.6.	Discusión de resultados.....	64
IV.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	67
4.1.	CONCLUSIONES	67
4.2.	RECOMENDACIONES	68
V.	REFERENCIAS	70
VI.	ANEXOS	72
	ANEXO 1 – Código de Ética del Colegio de Ingenieros del Perú.....	72
	ANEXO 2 – Tamaño del tamiz de arcilla	73
	ANEXO 3 – Potencias nominales de bandas en V estándar	73
	ANEXO 4 – Factor K para corrección de ángulo de contacto	74
	ANEXO 5 – Parámetros para la selección de bandas en V	74
	ANEXO 6 – Factor de concentración de esfuerzos.....	75
	ANEXO 7 – Catálogo de correas tipo “V”.	76
	ANEXO 8 – Catálogo de rodamientos tipo bola NSK.	77
	ANEXO 9 – Catálogo de poleas tipo “V”	78
	ANEXO 10 – Análisis estático del martillo	79
	ANEXO 11 – Deformación estática del martillo	80
	ANEXO 12 – Factor de seguridad del martillo FDS.....	81
	ANEXO 13 – PLANOS DE INGENIERÍA.	82

Lista de ilustraciones

Ilustración 1: Reducción de tamaño.	5
Ilustración 2: Molino de barras.	6
Ilustración 3. Datos Técnicos del molido de barra.....	7
Ilustración 4. Molino de Bolas.....	7
Ilustración 5.Molino de Rodillos.....	8
Ilustración 6. Molino de Martillos.....	9
Ilustración 7. Martillos de dos agujeros.	10
Ilustración 8. Molino de barras.	23
Ilustración 9. Molino de bolas.....	24
Ilustración 10. Molino de martillos.	25
Ilustración 11. Molino de rodillos.	26
Ilustración 12. Disco Porta ejes.....	35
Ilustración 13. Selección de bandas.	39
Ilustración 14. Distancia entre centros.	40
Ilustración 15. Conversión de longitud.	41
Ilustración 16. Clase de trabajo.	42
Ilustración 17. Esfuerzo de Von mises.....	49
Ilustración 18. Rodamientos.....	53
Ilustración 19. Tamiz.	56
Ilustración 20. Diagrama unifilar - Máquina desbobinadora.	57
Ilustración 21. Componentes eléctricos - Máquina Desbobinadora.....	58
Ilustración 22. Esquema Eléctrico Multifilar.	59
Ilustración 23. Esquema eléctrico en funcionamiento.....	60
Ilustración 24 Martillo.....	79
Ilustración 25. Análisis de Deformación del Martillo.	80
Ilustración 26Factor de Seguridad del Martillo.....	81

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Variable Independiente y Dependientes.....	16
Tabla 2. Instrumentos de Recolección de Datos.	16
Tabla 3. Criterios de Principios de Rigor Científico.	19
Tabla 4. Diseño de Criterios Ponderados.	27
Tabla 5. Cuadro de Matriz Morfológica.....	28
Tabla 6. Cuadro de costo del proyecto.	60
Tabla 7. Cuadro del análisis económico - TIR.....	62
Tabla 8. Propiedades del material.....	79

Capítulo I:

INTRODUCCIÓN

I. INTRODUCCIÓN.

La industria lambayecana dedicada a la venta de pegamentos cerámicos en polvo, no cuenta con la ventaja de otros lugares de nuestro país, con el crecimiento de la población se requiere mejorar la producción del producto cumpliendo que sea más competitivo con los mercados de la localidad y así tener una mejor posición en la industria local.

Las empresas fabricantes de pegantes cerámicos en la región de Lambayeque no cuentan con la tecnología y los recursos para poder establecer estrategias para la mejora de los equipos de trituración de arcilla y de esta forma poder brindar a la una calidad de primera y de menor costo a consumidores de la región.

La empresa Mega Negocios el Oferton S.A.C. tuvo la necesidad de implementar en sus productos una línea de pegantes cerámicos en polvo, por lo cual se encontró con una necesidad de requerir una trituradora de arcilla con una buena eficiencia, para que trabaje sin interrupciones para generar una mayor rentabilidad.

En el cálculo y diseño que presento en este proyecto, está en la posibilidad de construir una máquina trituradora de arcilla, para que la empresa logre satisfacer con las expectativas requeridas y demandas de producto.

1.1. Realidad Problemática.

Debido al crecimiento de la población a nivel mundial y la necesidad de vivir en un ambiente más agradable y cómodo para satisfacer las necesidades de vivienda, se optaron por los acabados en cerámicos para todos los ambientes del hogar, el crecimiento de acabados cerámicos, generando demanda en los componentes que se adicionan al cerámico para ser colocado, en el caso del pegamento para cerámicos es una gran demanda ya que es el que más se utiliza.

Hoy en día contar con una línea de producción avanzada para el procedimiento de la elaboración y empaquetado de pegamentos en polvo para cerámicos, han sido en su gran mayoría adquirida empíricamente, ya que ha sido elaborada de manera artesanal, mezclando sólidos a granel hecho manualmente por personas no capacitadas.

En la empresa ferretera “Mega Negocios El Ofertón S.A.C.” Es una empresa dedicada a la fabricación, embolsado y distribución de pegamentos en polvo para cerámicos en Chiclayo – Lambayeque. La empresa cuenta con 7 trabajadores que cumplen las funciones en los procesos de elaboración, embolsado y almacenamiento del producto final.

Su principal consumidor es el mercado de la provincia de Chota – Cajamarca y los distritos aledaños. La empresa “Mega Negocios el Ofertón S.A.C.” aun realiza la elaboración y empaquetado del producto de forma artesanal. La empresa alcanzo rápidamente la aceptación en el mercado gracias a su calidad y servicio.

La empresa carece de una maquina automatizada para realizar este tipo de trabajo, por eso este trabajo tiene como objetivo el diseño de una mezcladora automatizada para la producción de pegamentos cerámicos para producir más de lo que se produce actualmente.

1.2. Antecedentes de la Investigación

Montti realizó un (Montti, Argentina 2015) análisis preliminar para la adecuación el Ensacado de Cemento en Sacos de 25 Kilogramos. Se estudiando los aspectos técnicos y económicos que se deben enfrentar ante la implementación de una nueva política de despacho de producto (considerando que actualmente el producto analizado cuenta con un peso neto de 50 Kg y ahora se estudia la posibilidad de entregar la misma calidad del producto, pero en una presentación de 25 Kg) de modo de cumplir los reglamentos futuros, pero seleccionando una opción que represente menores pérdidas para la empresa. La actual producción de cemento en sacos de 50 Kilogramos, cuenta con la TIR más elevada, siendo ésta “infinita” ya que al no existir inversión y recordando la expresión, no existe una tasa para la cual la expresión sea igualada a cero y por lo tanto la VAN se asegura de que sea positiva y elevada, en otras palabras, al no existir una inversión en dicha alternativa el inversionista no puede esperar más que solo beneficios. Luego de ser estudiadas las capacidades de las líneas instaladas y a su vez se compararon con el nuevo procedimiento de envasado de 25 Kilogramos.

Torres ejecutó un (Torres, Colombia 2013) plan de negocio de la Empresa SUMICOL S.A., Filial de la Organización Corona Para el Montaje de una Planta de Producción de Pegante Cerámico en la Ciudad de Bucaramanga. La empresa que

utiliza la máquina de embalaje rotatorio para el propósito del empaque está en una mejor posición en el contexto de la capacidad de empaque, sistema de pesaje, requerimiento de mano de obra y calidad de embalaje. Sin embargo, el trabajo de investigación propone algunas recomendaciones para que la empresa estudiada mejore el rendimiento del embalaje, Del análisis se ha encontrado que, las principales razones detrás de la producción de bolsas de cemento defectuosas son de presencia de partículas extrañas, variación de peso en el empaque y presión excesiva durante la operación de embalaje, que causa el estallido de bolsas. En la base del estudio, se llegó a la conclusión de que, si la máquina de embalaje estacionaria existente no entrega el nivel de capacidad deseado y cumple con la demanda del presente mercado competitivo, será sabio reemplazar por una máquina rotativa automática independientemente de su edad o condición, la decisión de cuál podría ser más factible a largo plazo.

Clavijo & Cadona (Clavijo, O. & Cadona D., Colombia 2014) trabajaron en un “Diseño De Un Molino De Martillos Para La Producción De Pegamento Cerámico Para La Empresa RAGRAQUIMICOS” el trabajo se formuló por la necesidad del mejoramiento del producto, ya que la empresa no cuenta con la maquinaria adecuada para los tratamientos de la materia prima, en el estudio se realizaron pruebas de desgaste del material de los martillos para el molino, el equipo implementado es un molino de martillos que es el más eficiente, es el que genera menos ruido y cumple con las expectativas de trabajos exigidos.

Cesar F. (Cesar Fernandez, Ecuador 2014) hizo un trabajo de investigación abarcando el tema de “Diseño y construcción de una mezcladora de balanceado para pollos parrilleros. Maquina con una capacidad de 1000Kg/ h”, para obtener el título de ingeniero mecánico. Para los avicultores ecuatorianos la crianza de aves se ha convertido en una fuente trabajo principal y aportación económica para sus familias. El propósito de este proyecto es el diseño y construcción de una maquina mezcladora de alimentos balanceados para pollos parrilleros que satisfagan las necesidades de los avicultores. El desarrollo de este trabajo se centra en la recopilación de información básica de producción de alimentos balanceados para aves y la arquitectura de la maquina a diseñar. Para la obtención de alternativas de solución que satisfagan los requisitos se plantearon tres casos, en el cual se realizan análisis orientados a la funcionalidad, mantenimientos, operación y costos de

fabricación, una vez obtenida la alternativa de solución más adecuada a las necesidades se procede a diseñar y seleccionar cada uno de los componentes de la maquina mezcladora de balanceados. Y es así como se logra el diseño y construcción de una mezcladora de balanceado para pollos parrilleros. Maquina con una capacidad de 1000 Kg/h. Al final se presenta documentación la que facilita la comprensión, procedimiento y selección de los componentes, accesorios; además incluye planos de conjunto y de detalle de la maquina mezcladora de balanceados.

Ospina (Ospina, 2013) en su tesis para optar el título de profesional de Ingeniero Mecánico Eléctrico tuvo como objetivo fundamental del presente trabajo es diseñar un molino de granos de tipo molino de martillos de doble eje, con la finalidad de pulverizar el material para satisfacer el mercado, ya que en la actualidad se está incentivando la exportación de los productos agroindustriales.

1.3. Teorías relacionadas al tema

1.3.1. Molienda

Es la operación de reducción de tamaño de rocas y minerales de manera similar a la trituración. En la molienda los tamaños del producto son muchos más pequeños que el tamaño de la trituración.

La molienda es el último proceso de fragmentación para la reducción de tamaño de la salida de los productos, siendo la molienda fina de 0.1 mm de tamaño de las partículas de salidas.

1.3.2. Trituración

La trituración es el nombre que se le otorga a los distintos modos de procesos de materiales. Es el proceso para reducir el tamaño de las partículas de un material.

En muchas materias primas utilizadas, se requieren la reducción de tamaño, en los agregados, granos, partículas, para poder ser utilizadas para la fabricación de cerámica; el proceso de trituración y molienda son procesos por medios mecánicos y no químicos.

1.3.3. Reducción de tamaño

Es la operación por la cual el tamaño de los materiales es reducido por aplicación de fuerzas de compresión, impacto, cortado o cizalla, con la finalidad de

adquirir un tamaño específico del material para ser utilizados en procesos diferentes.

El termino reducción de tamaño se aplica a todas las formas utilizadas para romper, cortar en piezas más pequeñas. En términos industriales se aplica la reducción de tamaño de solidos se lleva a cabo por diferentes métodos y con fines distintos.

Para producir pegamento para cerámicos, se requiere que la reducción del tamaño de la materia prima sea mínima, ya que el pegamento es fino como el polvo. Por eso la reducción de tamaño es muy importante en el proceso de elaboración del pegamento cerámico.

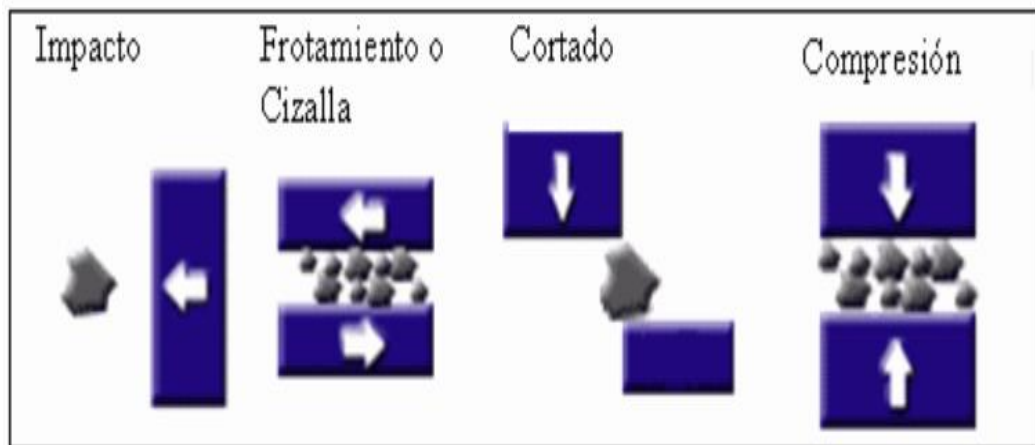


Ilustración 1: Reducción de tamaño.

Fuente: Diseño y construcción del sistema óptimo para la micro pulverización de bentonita sódica en la empresa MINMETEC.

1.3.4. Equipos de reducción de tamaños

Tenemos equipos para molienda que se clasifican en:

- Molino de discos
- Molino de martillos
- Molino de rodillos
- Molinos combinados

1.3.5. Molinos

Molino es un conjunto de máquinas que se utiliza para la reducción de tamaños. Se llama molino en donde se produce la operación de molienda, existen distintos tipos de molinos, según su aplicación y necesidad.

Molino de barras

Molino de Barras es muy similar al molino de bolas. Pero el molino de barras utiliza las barras largas para la molienda. Las barras muelen el mineral a través del volteo dentro del molino. Para evitar que las condiciones conducen a la varilla enredo de carga, la longitud del diámetro mantiene en 1,4 a 1,6. El molino de barras se puede alimentar hasta 50 mm (2 pulgadas) y producir el producto de tamaño entre 270 y 3000 mm (4 a 35 mallas).

El molino de barras se aplica ampliamente en las minas de metal y metaloide, conservación del agua, las industrias del vidrio y de materiales de construcción. Es adecuado para moler diversos minerales, rocas y arena artificial.



Ilustración 2: Molino de barras.

Fuente: *Molino de Barras. Recuperado de:*
<http://es.zenithcrusher.com/products/molino/molino-de-barras.html>

Características:

Operación fácil y segura.

Funcionamiento estable.

El tamaño del producto regular.

Bajo consumo de energía.

Baja inversión, alta rentabilidad.

Modelo	Tamaño del barril (mm)	Volumen efectivo (m3)	Peso de la barra (T)	Velocidad de rotación (r/min)	Potencia (KW)	Tamaño de descarga (mm)	Capacidad (t/h)	Peso (T)
MB0924	Φ900×2400		3.1	29	22	2.5-0.2	2.9-10	6.6
MB1224	Φ1200×2400		6.5	27	37	2.5-0.2	5-13	13.5
MB1530	Φ1500×3000	5	8	23	75	2.5-0.2	5.5-12	16.71
MB1830	Φ1800×3000	6.5	17	22.8	130	2.5-0.2	9.5-20	29.8
MB2136	Φ2100×3600	11	28	20.9	210	2.5-0.2	14.8-35	49.4
MB2436	Φ2400×3600	14.6	37	19	280	2.5-0.2	26-55	61
MB2740	Φ2700×4000	20.5	47	17.5	400	5-0.8	50-165	84.3
MB3040	Φ3000×4000	25.9	50	16.2	500	5-0.8	62-206	130
MB3245	Φ3200×4500	33	56	15.5	630	5-0.8	70-228	138
MB3654	Φ3600×5400	55	94	14.5	1000	5-0.8	103-340	192

Ilustración 3. Datos Técnicos del molido de barra

Fuente: Datos Técnicos del Molino de Barras. Recuperado de: <http://es.zenithcrusher.com/products/molino/molino-de-barras.html>

Molino de bolas

Los molinos de bolas se utilizan principalmente en la trituración y rectificación. Según la necesidad, el molino de bolas puede ser de diseño húmedo o seco. Los molinos de bolas se han diseñado en tamaños estándar de los productos finales entre 0,074 mm y 0,4 mm de diámetro.



Ilustración 4. Molino de Bolas

Fuente: Molino de Bolas. Recuperado de: <https://elcuyokiteschool.com.mx/products/molino-de->

Características

Adecuado para moler el material con alta dureza.

La forma de los productos finales es circular.

No hay contaminación por el polvo con bola de cerámica.

Funcionamiento estable y fácil de instalación.

La capacidad y la finura se pueden ajustar a través del ajuste del diámetro de la bola.

Molino de rodillos

Es la más utilizada para la molienda de cemento, consta de 3 rodillos moledores grandes, los cuales son sometidos a presión por unos cilindros hidráulicos sobre un mecanismo giratorio en forma de disco.

El material a ser procesado (a moler) se introduce a través de la boca de alimentación ubicada al costado de estructura y cae para ser molido, al ser molido el material se desplaza por fuerza centrífuga hacia los bordes del sistema giratorio.

Las aplicaciones más usadas para este tipo de molinos son para la molienda fina de materiales secos como:

Cereales como el trigo, avena, cebada, maíz, arroz y otros.

En la fabricación para materiales de construcción, cementos.

En la fabricación de nuevos materiales como, yeso, talco, granito, mármol, barita, bentonita, piedra, mineral de hierro.



Ilustración 5. Molino de Rodillos

Fuente: Molino de Rodillos. Recuperado de:

http://termoprocesos.net/technologies/wp-content/uploads/2016/12/MOLINO-DE-RODILLOS_SERIE_MR.pdf

Molino de martillos

El molino de martillo desintegra al material por efecto de impacto, cuenta con una cavidad de desintegración, en la entrada una boca de metal en la parte superior y en la salida cerrada por una rejilla, en el interior un eje que gira a una gran velocidad y perpendicularmente van montados, los martillos los cuales por la fuerza centrífuga que se genera al girar el eje.



Ilustración 6. Molino de Martillos.

Fuente: Molino de Martillos. Recuperado de: <http://trituradoras-de-roca.com/wiki/Molino-de-martillos-segunda-mano.html>

Martillos

Son los componentes más importantes del molino, ya que son los que realizan el proceso de desgarramiento. Los martillos se fabrican de una gran variedad de formas y tamaños, con el fin de reducir espacios y por la conseguir la máxima dureza para que tenga la mayor resistencia al desgaste.



Ilustración 7. Martillos de dos agujeros.

Fuente: Martillos. Recuperado de:

<http://servigran.org/producto/repuestos-para-molinos/>

1.3.6. Operación de equipo

La operación más importante del molino es el control de alimentación del molino para la reducción de tamaño. Normalmente las partículas no deben ser muy grandes que no puedan ser rotas por el molino. En los molinos de martillos la velocidad de la alimentación debe ser contralada para dejar evitar el bloqueo del molino, así como las vibraciones que dan una disminución de capacidad de la máquina.

1.3.7. Clasificación y separación

Se clasifican según su tamaño, las partículas gruesas se miden en pulgadas o milímetros, las partículas más finas en función de la luz de tamiz y las partículas muy finas en micrómetros o nanómetros.

En análisis por tamizado se utiliza para medir el tamaño de las partículas en tamaños comprendidos de 3 y 0.0015 pulg, se utilizan tamices normalizados, los tamices son telas de alambre cuyas dimensiones están normalizadas, las aberturas son cuadradas. Cada tamiz es identificado por mallas en pulgadas, está establecida en 0.0074 mm.

1.3.8. Tamaños de partículas

En mineral y rocas extraídas de canteras ya sufren de uno o más etapas de reducción, se clasifican según su tamaño:

Material grueso: trozos mayores a 75 cm (30").

Material mediano: trozos de 10 a 75 cm (4" a 30").

Material fino: trozos menores a 10 cm (4")

1.3.9. Abrasión

Se le denomina abrasión a la reacción química de rozamiento y desgaste que provoca erosión de un material o tejido.

“El desgaste por abrasión es la pérdida de masa resultante debido a la interacción de partículas o asperezas duras como son forzadas contra una superficie y se desplazan a lo largo de ellas. Las propias partículas que causan el efecto abrasivo pueden ser las propias asperezas o bien el producto del desgaste de las superficies, generando virutas y causando deformación plástica severa.

El resultado de este tipo de desgaste afecta en gran medida a una de las superficies debido al contacto y movimiento relativo del fenómeno, no solo por causas de propiedades del material y condiciones superficiales sino también por la velocidad de contacto, media ambiente, tipo de carga y naturaleza del abrasivo” (ASM Handbook Vol. 18, 1992), (Raymond, 1994).

1.4. Formulación del Problema.

¿Cuál será el diseño y características técnicas que tendrá la máquina trituradora de arcilla de 20 Tn/día de capacidad para la elaboración de pegamento de cerámicos que necesita la empresa Mega Negocios El Ofertón S.A.C.?

1.5. Justificación e importancia del estudio

Actualmente la empresa “Mega Negocios el Ofertón S.A.C.” realiza grandes cantidades diarias en elaboración de pegamento utilizando la mano de obra del hombre y no se abastece; con este diseño automatizado de la maquina mezcladora cubriría su demanda y tendrá mayor disponibilidad de stock ara la venta.

Justificación técnica

El diseño y una automatización de la maquina mezcladora de pegamento en polvo para cerámicos es innovador y poco común en el medio local ya que además este proyecto presenta cálculos matemáticos, utilización de software. Haciendo frente a la escasez de este tipo de maquinaria en nuestro país.

Justificación económica

Actualmente la empresa “Mega Negocios el Ofertón S.A.C.” realiza grandes cantidades diarias en elaboración de pegamento utilizando la mano de obra del hombre y no se abastece; con este diseño automatizado de la maquina mezcladora cubriría su demanda y tendrá mayor disponibilidad de stock para la venta.

Justificación ambiental

Una máquina mezcladora de pegamento en polvo para cerámicos tiene que recibir todo un kit de materiales para que en dicho proceso tenga un mejor cuidado ambiental ya que muchas veces estos residuos se arrojan a la intemperie. Además, que no necesita ningún tipo de combustible fósil que sea contaminante para su funcionamiento.

Justificación social

Una maquina mezcladora de pegamento en polvo para cerámicos logrará que no solo se vean beneficiados los propietarios de la empresa sino también las personas que están en contacto directo con este adhesivo, que perjudica al organismo del ser humano. Además, sentara un precedente para la industria local ligada a la fabricación de pegamento.

1.6. Hipótesis.

El diseño de una trituradora de arcilla para la producción de pegamento cerámico, que permitirá reducir los costos y tiempo de producción.

1.7. Objetivos.

1.7.1. Objetivos generales.

Diseñar una trituradora de arcilla para la elaboración de pegamentos cerámicos en la empresa “Mega Negocios el Ofertón S.A.C.”

1.7.2. Objetivos específicos

Determinar los parámetros de diseño según las necesidades de la empresa.

Seleccionar la mejor alternativa de diseño del molino bajo criterios ponderados.

Dimensionar el sistema de un molino mediante los cálculos y selección de componentes.

Realizar el cálculo de la selección del material para el diseño del molino.

Determinar el cálculo de la estructura o chasis.

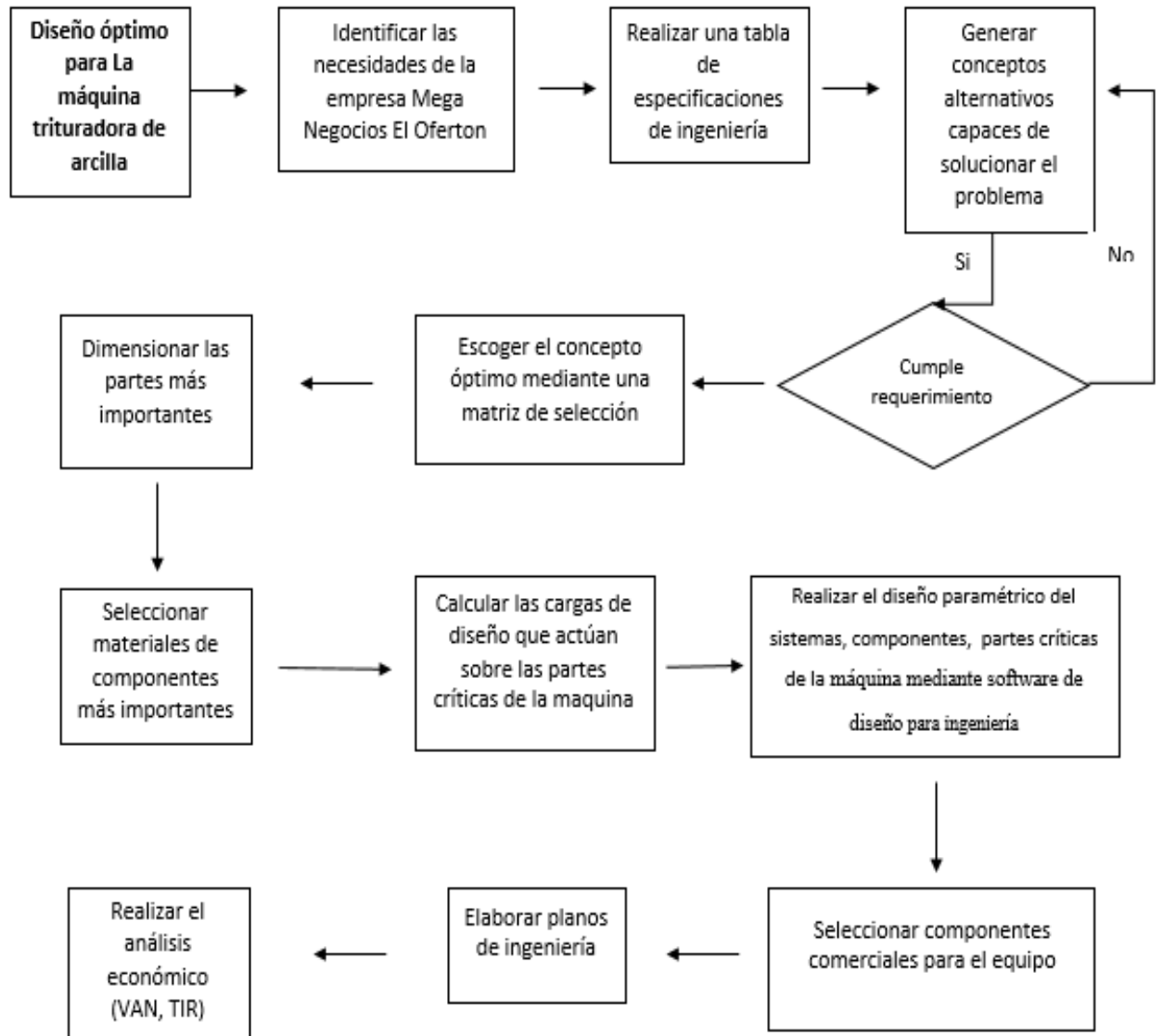
Realizar el análisis económico del equipo incluyendo el presupuesto y la proyección económica.

Capítulo II:
MATERIALES Y
MÉTODOS

II. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1. Tipo y Diseño de Investigación.

Se optó por una clase de Investigación Descriptivo Cuasi – Experimental, debido a que el presente proyecto estará basado en hechos reales y investigaciones ya establecidas.



(Esquema N°1, Procedimientos para la esquetización del proyecto)

Fuente: Propia

2.2. Población y muestra.

No aplica para este tipo de investigación

2.3. Variables, Operacionalización.

2.3.1. Variables.

En el presente proyecto se hará uso de la metodología formal de diseño basado en las propuestas de Rudolf Eggert (Eggert, 2010), y, George Dieter y Linda Schmidt (Dieter y Schmidt, 2012) donde se plantean: Variable Independiente y Variables Dependientes o también llamados variables de Diseño y variables de Solución.

El principal sistema de nuestro proyecto es el Sistema mecánico, al mismo tiempo se desarrollará la simulación de las partes principales del proyecto en mención.

2.3.2. Operacionalización

Tabla 1. Variable Independiente y Dependientes.

Fuente: Propia

	VARIABLES	Dimensiones	Indicadores	Ítems	Técnica e instrumento de recolección de datos
VARIABLES INDEPENDIENTES	Propiedades del material a triturar	Densidad Rugosidad S_{ut} S_y	Resistencia del material.	Kg/m^3 Mpa	Abordaje metodológico deductivo. Análisis de documentos.
	Capacidad a triturar	Flujo másico	Unidad de masa/ unidad de tiempo	Tn/día	Análisis de documentos. Guía de entrevistas. Abordaje metodológico deductivo.
VARIABLES	Máquina	Potencia	Momento torsor x Velocidad angular.	W	Guía de observación. Abordaje metodológico deductivo.
	Trituradora	Torque	Fuerza por Distancia.	N.m	Análisis de documentos.

2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.

Tabla 2. Instrumentos de Recolección de Datos.

Fuente: Propia

TECNICAS	INSTRUMENTO	VALIDEZ

Entrevista	Ficha de preguntas	El especialista
Análisis mediante simulaciones	Software de modelamiento de simulación.	El especialista

2.5. Procedimiento para la recolección de datos.

2.5.1. Análisis de las preguntas

Mediante un análisis de las preguntas realizadas durante la visita a los trabajadores nos permitirá determinar qué sistema utilizaremos para solucionar los problemas.

Nos ayudará a crear la forma más práctica y rápida de cómo hacer un molino de martillos para la producción de pegamento cerámico.

2.5.2. Descripción de etapas.

Etapas 1: Descripción del Proyecto.

Se programará las visitas a la empresa Mega Negocios el Oferton SAC, Y se entrevistara al gerente y personal que interviene en la elaboración de su producto.

Pasó 2: Determinación del cronograma de las entrevistas:

Se definirá entre los miembros del proyecto de investigación las fechas a realizar las entrevistas al personal de la empresa.

Pasó 3: Ejecución de la entrevista:

Se realizará la entrevista en la empresa “Mega negocios El Oferton” SAC según el cronograma (Paso 2), al personal que está vinculado directamente en el proceso de fabricación y afines.

Pasó 4: Identificación de las necesidades de la empresa:

Se identificará las carencias tecnológicas con las que cuenta el personal de esta empresa para realizar el procedimiento de fabricación del producto final.

Pasó 5: evaluación ergonómica:

Se tendrá en cuenta las condiciones en las que labora el personal, ya que inicialmente el proceso de fabricación de pegamento se realiza de manera artesanal y con herramientas rudimentarias, y esta es la principal problemática de la empresa.

Pasó 6: Evaluación de la viabilidad del proyecto de investigación:

Se determinará en conjunto con la gerencia de la empresa por el diseño y los requerimientos deseados para la máquina. Como en los anteriores párrafos hemos mencionado todos los pasos que se han seguido para la obtención de información de cada ítem ya mencionado.

2.6. Criterios éticos

Este proyecto de investigación estará basado en términos éticos por dos documentos fundamentales: código de Ética del Colegio de ingenieros (CIP,1999) y el código de ética de investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS,2017).

2.6.1. Código de ética del Colegio de Ingenieros del Perú (CIP).

Este documento consigna los principios de responsabilidad, honestidad, dedicación y profesionalismos a seguir por parte del ingeniero en su relación con la comunidad, el público, colegas en el ejercicio de su profesión, todo esto apunta a su desarrollo y competencia dentro de la profesión. así que en sus primeros artículos se menciona a la letra profesionales. (Ver Anexo N° 05).

“Art. 1.- Los ingenieros están al servicio de la sociedad. Por consiguiente, tiene la obligación de contribuir al bienestar humano, dando importancia primordial a la seguridad y adecuada utilización de los recursos en el desempeño de sus tareas profesionales”.

“Art. 5.- los ingenieros cuidaran que los recursos humanos, económicos, naturales y materiales, sean racional y adecuadamente utilizados, evitando su abusos o dispendio, respetaran y aran respetar las disposiciones legales que garanticen la preservación del medio ambiente.”

2.6.2. Código de ética de investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS).

Este código se basa en definir la ética y su aplicación en el que hacer de investigación universitaria. Es por esa razón presenta los principios éticos, el

consentimiento para uso de datos, las políticas anti plagio y los procedimientos de sanción. A continuación, un resumen de las primeras páginas de este documento (Ver Anexo N° 05).

ART. 2º: Objetivo

El Código de ética de Investigación de la Universidad Señor de Sipán tiene por objetivo definir los principios éticos que orientan la actividad investigativa y su gestión, por las autoridades, investigadores, docentes, estudiantes y egresados de la USS.

ART. 3º: Alcance

El presente código de ética de Investigación es de cumplimiento obligatorio para todas las autoridades académicas, administrativas, docentes, estudiantes, egresados y administrativo de la Universidad Señor de Sipán.

2.7. Criterios de rigor científico

El actual informe de investigación está esquematizado con la finalidad de garantizar la obtención de resultados, que se exhibirán durante el desarrollo del proyecto; cuyos datos estarán basados en herramientas y/o pruebas de carácter científico; que validen este estudio.

Tabla 3. Criterios de Principios de Rigor Científico.

Fuente: Propia

CRITERIO	DESCRIPCIÓN
VALIDEZ	<p>El proyecto debemos tener en cuenta que un argumento puede ser deductivamente válido, aunque su conclusión no sea verdadera de tal forma que, al estudiar las pruebas realizadas durante las etapas, estas darán lugar a la estimación de probabilidad de una serie de argumentos.</p> <p>En nuestro caso la validación será llevada a cabo por técnicas de recolección de datos (entrevista),</p>

además de contar con el respaldo por un profesional experto y reconocido como investigador.

FIABILIDAD

El Proyecto es fiable debido a maximiza la repetitividad o consistencia inherente del mismo (Las mediciones cuando se obtengan corresponderán a una metodología meticulosa y científica), así que acredita un óptimo funcionamiento de acuerdos a los parámetros ya definidos.

Aseguramos la fiabilidad debido a que el proyecto ya ha sido sustentado por varios investigadores.

CONSISTENCIA

La serie de resultados en este proyecto tendrá un porcentaje mínimo de error en un mismo contexto y con los mismos materiales. Nos permitirá evaluar cuál es la calidad requeridos en términos de y complemento de mecanismos.

Capítulo III:

RESULTADOS

III. RESULTADOS

3.1. Cálculo de los parámetros de diseño mediante una entrevista a los altos funcionarios de la empresa.

Tras haber realizado la entrevista se identificó que la empresa requiere un molino con una capacidad de 2000Kg/h de producción para cubrir la demanda, en un grano de arcilla tiene un peso promedio de 4.5 gr, los granos que debemos golpear aproximadamente por minuto, son necesarios para cumplir con la capacidad requerida 2000 KG/H

Consideramos que en valor sugerido para la velocidad angular de un molino de martillos oscila entre 800 y 3200 rpm según especificaciones y recomendaciones de los catálogos de fabricantes, el trabajo del motor será continuo, se escogió el valor intermedio de 1600 rpm. Como el valor mencionado podemos realizar la siguiente operación.

$$\frac{7407.4074 \frac{\text{granos}}{\text{min}}}{1600 \text{ rpm}} = 4.627 \frac{\text{granos}}{\text{rev}} \cong 5 \text{ granos/rev}$$

3.2. Selección de la alternativa de diseño del molino bajo criterios ponderados.

Alternativas de solución:

Molino de barras

Es usado para la molienda de minerales de gran tamaño, por lo que se usa en la industria minera, metalúrgica y siderúrgica. Tiene una similitud al molino de bolas y a diferencia este molino cuenta con barras largas horizontales, donde el material ingresa se corta y se muele por impacto y por fricción, evitando enredo de carga, tiene una longitud de 1,4 a 1,6. La molienda puede ser húmeda o seca, en caso de ser húmeda es expulsada con agua y en el caso de ser seca se expulsa con corrientes de aire.

Ventajas:

- o El tamaño del producto es regular
- o Operación fácil y segura.
- b). Funcionamiento estable.
- c). Bajo consumo de energía.

d). Baja inversión, alta rentabilidad.

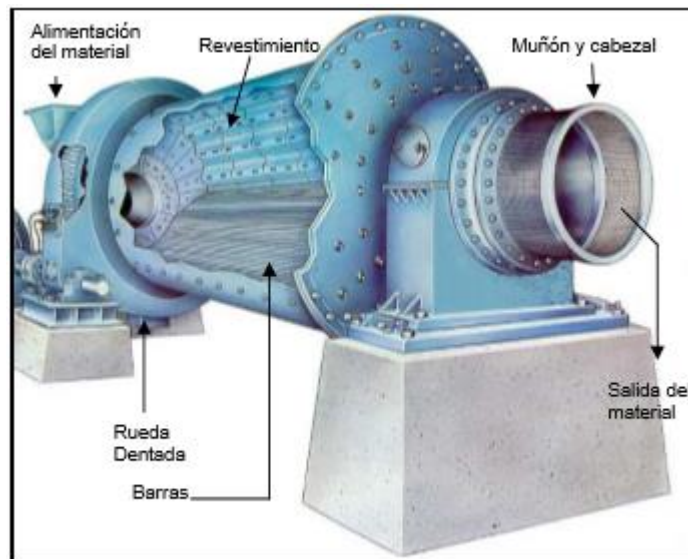


Ilustración 8. Molino de barras.

Fuente: Industrias. (2015).

Molino de bolas

Es el molino más utilizado en varios tipos de beneficio de mineral, electricidad, industrias de cemento y química. Este tipo de molino está diseñado para trabajar en molienda húmeda y seca. Donde tiene dos tipos de configuración, molino de bolas de desbordamiento y molino de bolas de rejilla. Su funcionamiento de las bolas de zenith es golpear en un efecto cascada al material, llegándolo a moler por impacto y fricción.

Ventajas

- Bajo consumo energético.
- Confiabilidad del motor debido al sistema de embrague de aire.
- Motor alternativo síncrono o asíncrono.
- Fácil mantenimiento en el dispositivo de elevación.
- Cuenta con una o de varias cámaras de compartimentos múltiples, resultando tener variedad de molienda en un mismo equipo.

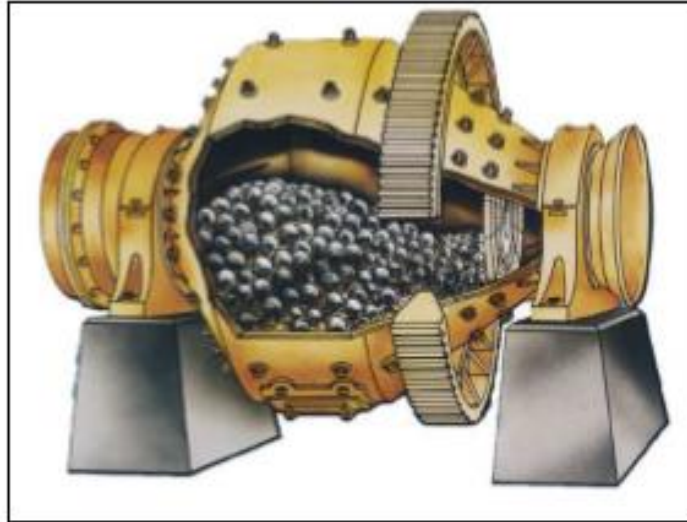


Ilustración 9. Molino de bolas.

Fuente: Industrias. (2015).

Molino de martillos

Es usado para la producción en industrias debido a su alta eficiencia en trituración ya que alcanza de 0,01 – 0,3 mm. a la salida. Su alta eficiencia se debe a que contiene un rotor de eje horizontal, que va con extensiones fijas o móviles (martillos) estos están perpendiculares al eje de rotación abarcando toda el área de molienda y se obtiene el producto según la granulometría requerida que se define en la zaranda o criba.

Ventajas

- Trituración en casi un 100%.
- Consumo de energía bajo, debido al ingreso uniforme de las partículas.
- Diseño de estructura simple y fácil operatividad.
- Costo de inversión mínima.

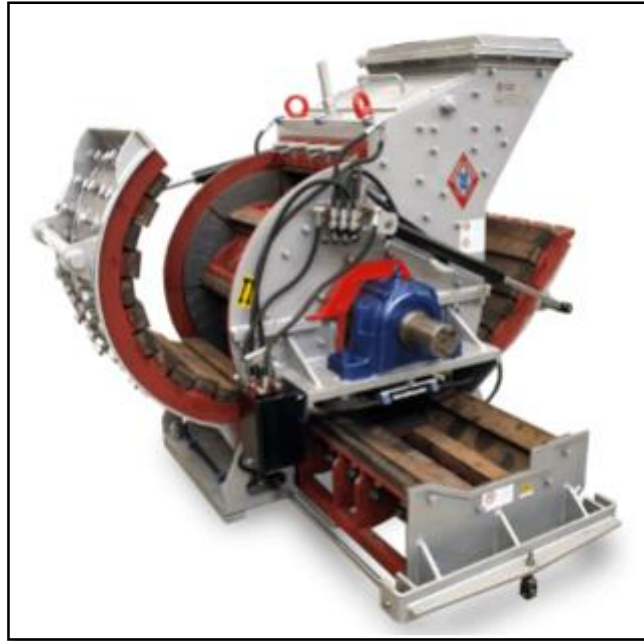


Ilustración 10. Molino de martillos.

Fuente: *Industrias. (2015).*

Molino de rodillos

Este molino tiene funcionalidades como trituración media, secado, molienda y entre otras funciones. La base de la molienda se da debido a su diseño de dos rodillos que giran en direcciones opuestas, dando opción a regular la granulometría del producto que se quiere obtener.

Ventajas

- Tiene simplicidad de operación y a un bajo costo.
- Es fiable en cuanto a la productividad del diseño.
- Consumo bajo de energía.
- Libre de vibraciones y ruidos.
- Es un dispositivo sellado.
- Funciona a una presión baja y es libre de derramamientos de polvo.

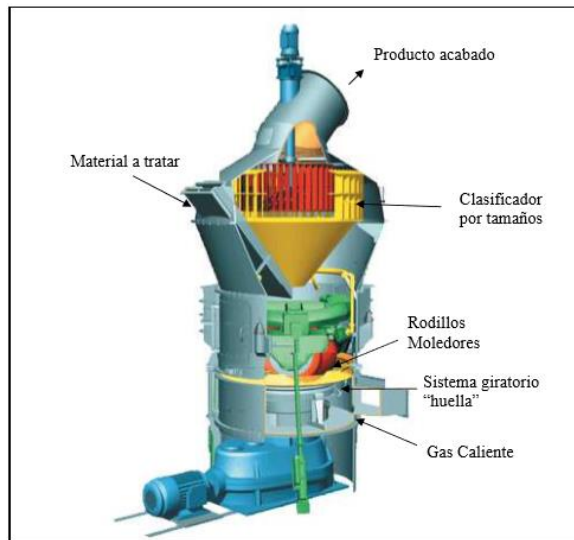


Ilustración 11. Molino de rodillos.

Fuente: Industrias. (2015).

Criterios ponderados

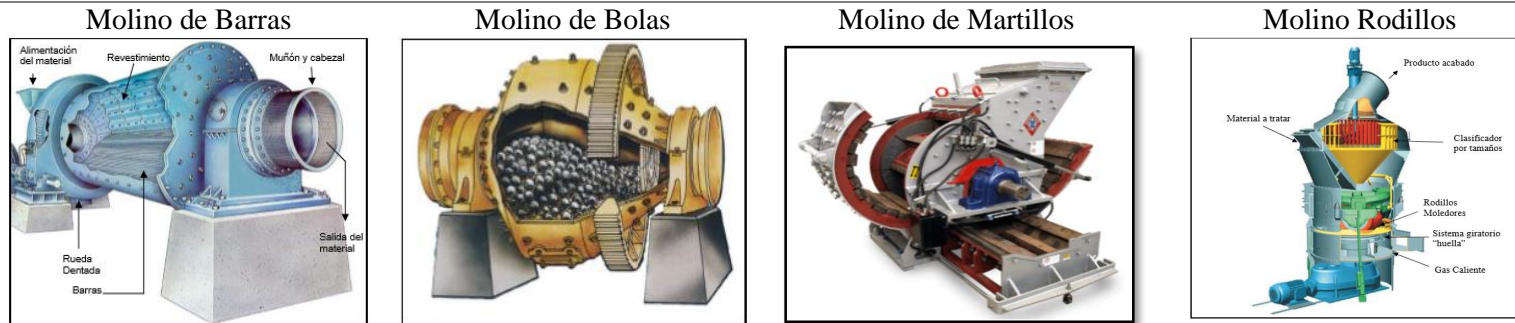
Luego de generados los 4 conceptos alternativos se evaluaron en una matriz de criterios ponderados. Esta matriz se puede apreciar en la Tabla N° 4.

Diseño geométrico a través de una matriz Morfológica.

Luego de generados los criterios Ponderados se evaluaron en una matriz morfológica. Esta matriz se muestra en la Tabla N° 5.

Tabla 4. Diseño de Criterios Ponderados.

Fuente: Propia



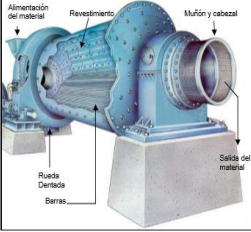
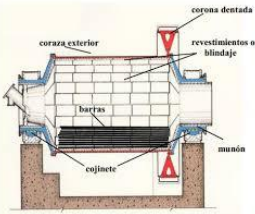
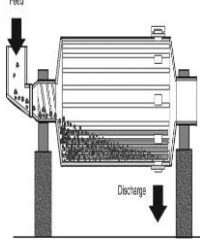
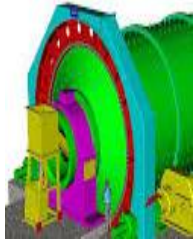
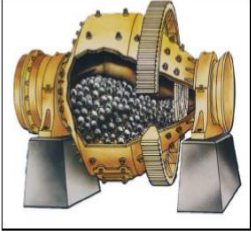
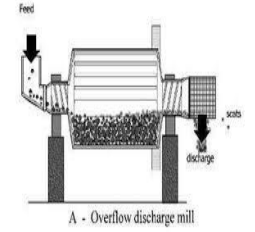
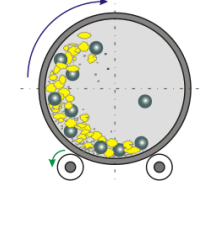
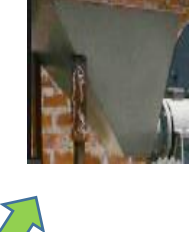
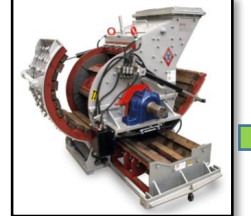
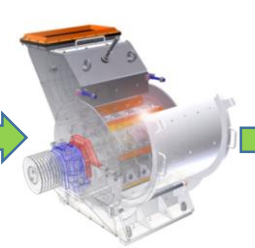
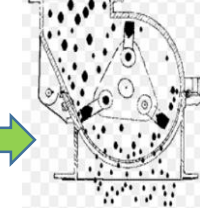

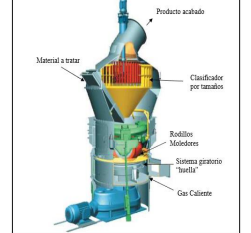
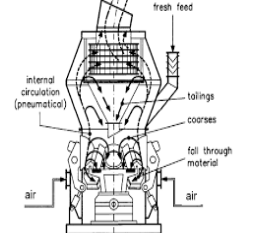
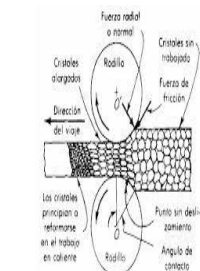
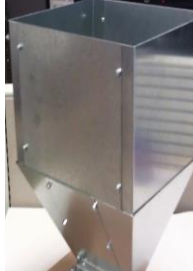
CRITERIO	Ponderación	Ponderación	Ponderación	Ponderación
Seguridad	3	3	3	3
Tamaño	2	2	5	4
Confiabilidad	3	3	4	3
Mantenimiento	3	3	3	3
Ruido	3	2	4	3
Vibración	4	2	4	4
Costo	2	3	4	3
Total	20	18	27	23

NOTA: Ponderación de 1, siendo la más baja, hasta 5, siendo la más alta.

Tras haber realizado el análisis de criterios considerados. Obtenemos como mejor propuesta al molino de martillos siendo acreedor con 27 puntos a favor, siendo seleccionado frente a un criterio de costo, tamaño, ruido y a su simplicidad en el mantenimiento.

Tabla 5. Cuadro de Matriz Morfológica.

Fuente: Propia

Tipo de molino	Estructura	Tipo de molienda	Tipo de tolvas
<p>Molino de Barras</p> 			
<p>Molino de Bolas</p> 			
<p>Molino de Martillos</p> 			
<p>Molino de Rodillos</p> 			

Es importante destacar que habiendo 64 formas de optar por un diseño geométrico ideal y teniendo en cuenta los criterios ya evaluados por un análisis de criterios ponderados la cual se designó el molino de martillos, por lo tanto teniendo en cuenta esos parámetros hemos desglosado cada tipo de molino: optando por una estructura eficiente, capaz de cumplir con los parámetros requeridos, por un

moedor capaz de triturar las partículas a un mismo tamaño granulométrico teniendo en cuenta un bajo costo, por una tolva capaz de abastecer al molino de una manera constante, junto a su accesible y fácil mantenimiento.

Dimensionar el sistema de un molino mediante los cálculos y selección de componentes.

Con el cálculo anterior obtenemos que cada martillo deberá golpear un aproximado de 5 granos de arcilla por cada revolución, por cálculo se hace a base de suposiciones se multiplica por un factor de seguridad para que garantice el funcionamiento óptimo de la máquina, en el caso de esta máquina el valor específico es de $n = 2$ como factor de seguridad.

Para determinar la ruptura de grano de arcilla se realizó pruebas, se notó que tenía que ser golpeado de 2 a 4 veces para cumplir con el tamaño granulométrico deseado, para cálculos el número de martillos es igual al número de granos por revolución, este valor se multiplica por el valor de 3 de la siguiente manera:

$$N_{martillos} = \left(5 \frac{\text{grano}}{\text{rev}} * 3\right) \dots\dots\dots (1)$$

$$N_{martillos} = \left(5 \frac{\text{grano}}{\text{rev}} * 3\right) 2$$

$$N_{martillos} = 30 \text{ martillos}$$

3.2.1. Energía necesaria para romper la arcilla

En las pruebas realizadas se dejó soltó una masa de 542 gr de una altura de 50 cm sobre grano de arcilla de 4,5 gr de masa y una humedad del 4%, para calcular la energía necesaria para fracturar el grano de arcilla.

Energía Potencial.

Es la energía que debe tener el martillo cuando gira y choca con el grano de arcilla.

$$Ep = mgh \dots\dots\dots (2)$$

$$Ep = 0.542 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0.5\text{m}$$

$$Ep = 4.81702 \text{ Nm}$$

La velocidad del martillo

La velocidad al vacío es igual a la velocidad angular.

Cuando el molino entra a funcionar, el grano impacta contra el martillo y produce una disminución de velocidad a la cual se le denomina velocidad carga.

Al igualar las energías cinética y potencial, despejamos la velocidad de vacío tenemos:

$$E_p = E_c \dots\dots\dots (3)$$

$$mgh = 12mv_v^2 \dots\dots\dots (3.1)$$

Despejamos la Ecuación (3.1)

$$v_v = \sqrt{\frac{mgh}{0.5m_A}} \dots\dots\dots (3.2)$$

m_A = masa de la arcilla

v_v = Velocidad de vacío del martillo.

$$v_v = \sqrt{\frac{(542gr) \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right) * (0.5m)}{(0.5)4.5gr}} = 34.37 \frac{m}{s}$$

Las velocidades recomendadas para molinos de arcilla están entre 30m/s y 45 m/s, en la cual nuestro calculo están en el rango promedio.

Para calcular la velocidad de carga se debe analizar al moedor en conjunto con el volante para analizarlos, también se debe tener en cuenta el coeficiente de fluctuación.

Coeficiente de fluctuación para trituradores: 0,2 para maquinas trituradoras, Ver Anexo 1:

- Coeficiente de fluctuación:

$$CS = \frac{v_v - v_c}{v} \dots\dots\dots (4)$$

- Velocidad media:

$$v = \frac{v_v + v_c}{2} \dots\dots\dots (5)$$

- Velocidad de carga:

Se Reemplaza (4) en (5):

$$vc = -v_v \frac{c_f - 2}{c_f + 2} \dots\dots\dots (6)$$

Donde:

v_c = velocidad de carga.

c_f = coeficiente de fluctuación.

v_v = Velocidad de vacío del martillo.

$$vc = -34.37 \frac{m}{s} * \frac{0.2 - 2}{0.2 + 2} = 28.12 \frac{m}{s}$$

Radio De Giro

- Velocidad angular vacío

$$w = \frac{v_c * 60}{2\pi r_g} \dots\dots\dots (7)$$

- Despejamos la ecuación 7 y hallamos r_g = radio de giro.

$$r_g = \frac{v_c * 60}{w} \dots\dots\dots (7.1)$$

$$r_g = \frac{28.12 \frac{m}{s} * 60}{2\pi * 1600rpm} = 0.1679m = 0.17m$$

- Calculando w_c = velocidad angular del rotor con carga.

$$W_c = \frac{v_c}{r_g} \dots\dots\dots (8)$$

$$w_c = \frac{28,1274 \frac{m}{s}}{0.17m}$$

$$w_c = 165.4573 \frac{rad}{s} = 1579.94 rpm = 1600rpm = 167.55 \frac{rad}{s}$$

En cada disco se colocará tres ejes donde van los martillos, el ángulo de separación será de 120° grados

$$\theta = 120^\circ = 2,0944 rad$$

- Entonces pasamos a calcular la aceleración angular.

$$\alpha = \frac{w_v^2 - w_c^2}{2\theta} \dots\dots\dots (9)$$

Donde:

w_c = velocidad angular con carga

w_v = velocidad angular sin carga

$$\alpha = \frac{167.55^2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} - 165.45^2 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{2(2.0944 \text{ rad})} = 159.77 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

3.2.2. Diseño y calculo geométrico

- **Martillos**

Peso específico del acero al carbono:

$$\gamma = 0.0765 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2 \text{s}^2}$$

Radio de perforaciones:

$$r = 10\text{mm}$$

Espesor del martillo:

$$t = 5/8" = 15.87\text{mm}$$

Ancho de la cara:

$$C = 50\text{mm}$$

Largo del martillo:

$$L = 110\text{mm}$$

Se recomienda según los fabricantes de martillos que la longitud de largo se puede escoger entre 100mm y 120mm así que escogimos la longitud promedio.

Cantidad de martillos: 30 unidades

- **Volumen del martillo**

$$V = V_1 - V_2 \dots \dots \dots (10)$$

$$V_1 = LtC \dots \dots \dots (10.1)$$

$$V_2 = \pi r^2 t \dots \dots \dots (10.2)$$

Donde:

V = volumen total

V_1 = volumen solido

V_2 = volumen de los agujeros

Desarrollando la Ecuación 10 reemplazando la Ecuación 10.1 y 10.2 en la Ec. 10.

$$V = (110\text{mm})(50\text{mm})(15.87\text{mm}) - \pi(10\text{mm})^2(15.87\text{mm})$$

$$V = 77313.58 \text{ mm}^3$$

- **Masa del martillo**

$$m_{\text{martillo}} = m_{\text{solido}} - 2m_{\text{agujero}} \dots \dots \dots (11)$$

$$m_{\text{martillo}} = \frac{0.0765 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2 \text{S}^2} * 87285 \text{mm}^3}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{S}^2} * 1000} - \frac{0.0765 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2 \text{S}^2} * 4985.7 \text{mm}^3}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{S}^2} * 1000} * 2$$

$$m_{\text{martillo}} = 0.6806 \text{kg} - 2(0.388 \text{kg})$$

$$m_{\text{martillo}} = 0.603 \text{kg}$$

- **Inercia del Martillo con perforaciones**

$$I_{\text{martillo}} = n_{\text{martillos}} \left[\frac{1}{12} m ((L^2 + C^2) + (md^2)) \right] \dots \dots \dots (12)$$

$$I_{\text{martillo}} = I_2 - I_1 \dots \dots \dots (12.1)$$

$$I_1 = n_m \left[\frac{1}{12} m ((L^2 + C^2) + (md^2)) \right] \dots \dots \dots (12.1.1)$$

$$I_1 = 30 \left[\frac{1}{12} 0.6860 \text{kg} [((110\text{mm})^2 + (50\text{mm})^2) + ((0.6806 \text{kg})(115\text{mm})^2)] \right]$$

$$I_1 = 294869.95 \text{kg mm}^2$$

$$I_2 = n_m \left[\frac{1}{12} m ((L^2 + C^2) + (md^2)) \right] \dots \dots \dots (12.1.2)$$

$$I_2 = 30 \left[\left[\left(\frac{1}{2} 0.0388 \text{kg} * 10 \text{mm}^2 \right) + ((0.0388 \text{kg})(150\text{mm})^2) \right] \right]$$

$$+ \left[\left[\left(\frac{1}{2} 0.0388 \text{kg} * 10 \text{mm}^2 \right) + ((0.0388 \text{kg})(80\text{mm})^2) \right] \right]$$

$$I_2 = 33756 \text{mm}^2$$

Reemplazando la Ec. 12.1.2 y 12.1.1 en la Ec. 12.1:

$$I_{\text{martillo}} = I_1 - I_2$$

$$I_{\text{martillo}} = 294869.95 \text{kg mm}^2 - 33756 \text{kg mm}^2$$

$$I_{\text{martillo}} = 261113.95 \text{kg mm}^2$$

3.2.3. Disco porta ejes de martillos

Asumimos que el radio de giro de los martillos de radio exterior es de 150mm, de espesor de 20mm, radio interior 15.7mm

Tenemos que el volumen del disco es:

$$V_{disco} = V_{total} - V_{puntas} - V_{perf} - V_{perf\ eje\ princ} \dots \dots \dots (13)$$

$$V_{total} = \frac{1}{2} bht \dots \dots \dots (13.1)$$

$$V_{total} = \frac{1}{2} (225.17mm)(195mm)(20mm)$$

$$V_{total} = 43908.15mm^3$$

$$V_{puntas} = \frac{1}{2} bht \dots \dots \dots (13.2)$$

$$V_{puntas} = \frac{1}{2} (28.87mm)(25mm)(20mm)$$

$$V_{puntas} = 7217.5m^3$$

$$V_{perf} = r^2 \pi t \dots \dots \dots (13.3)$$

$$V_{perf} = (10mm)^2 \pi (20mm)$$

$$V_{perf} = 6283.1853mm^3$$

$$V_{perf\ eje\ princ} = r^2 \pi t \dots \dots \dots (13.4)$$

$$V_{perf\ eje\ princ} = (15.7mm)^2 \pi (20mm)$$

$$V_{perf\ eje\ princ} = 15487.4234mm^3$$

Reemplazamos la ecuación 13.4, 13.3, 13.2, 13.1 en la Ecuación 13.

$$V_{disco} = V_{total} - V_{puntas} - V_{perf} - V_{perf\ eje\ princ}$$

$$V_{disco} = 439081.5mm^3 - 7217.5mm^3 - 6283.1853m^3 - 15847.4234mm^3$$

$$V_{disco} = 410093.3913mm^3$$

- **Peso del disco**

$$m_{disco} = \frac{\gamma * V}{g * 1000} \dots \dots \dots (14)$$

$$m_{disco} = \frac{0.0765 \frac{kg}{mm^2 s^2} * 410093.3913mm^3}{9.81 \frac{m}{s^2} * 1000}$$

$$m_{disco} = 3.1979kg$$

- **Inercia del disco**

La inercia se obtiene por medio del software de simulación.

$$I_{disco} = 3(11387.07kgmm^2)$$

$$I_{disco} = 34161.21kgmm^2$$

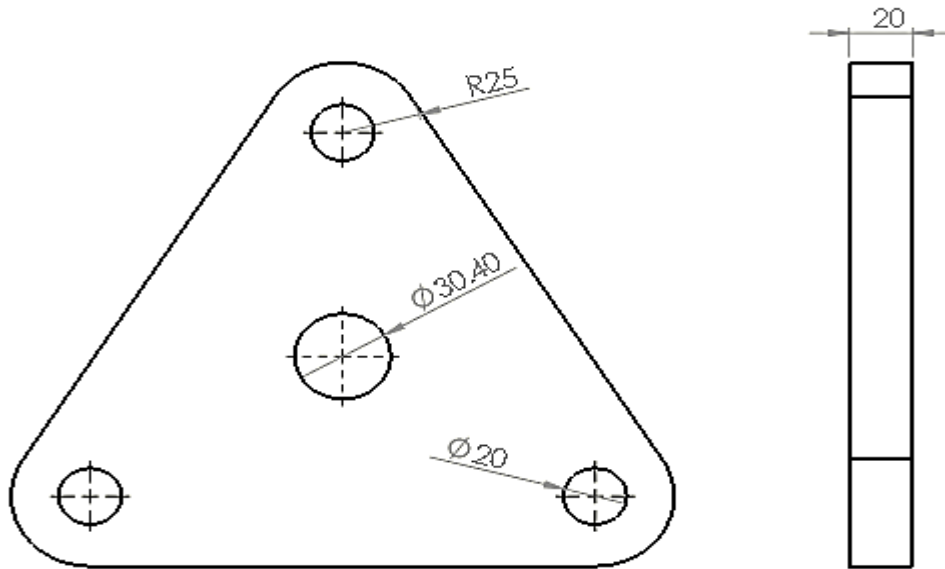


Ilustración 12. Disco Porta ejes.

Fuente: Propia.

Eje portador de martillos

Es el eje encargado de portar los martillos, cantidad 3 de 560mm de largo y 19.5mm de diámetro.

- **Volumen eje portador de martillos**

$$V_{eje\ pm} = \pi r^2 \dots\dots\dots (15)$$

$$V_{eje\ pm} = \pi(560mm)(19.5mm)^2$$

$$V_{eje\ pm} = 668970.7397mm^3$$

- **Masa del eje portador de martillos**

$$m_{eje\ pm} = \frac{\gamma * V}{g * 1000} \dots\dots\dots (16)$$

$$m_{eje\ pm} = \frac{0.0765 \frac{kg}{mm^2 s^2} * 668970.7397mm^3}{9.81 \frac{m}{s^2} * 1000}$$

$$m_{eje\ pm} = 5.2167kg$$

- **Inercia eje portador de martillos**

$$I_{eje\ pm} = n \left[\frac{1}{2} m_{eje\ pm} (r^2) + (m_{eje\ pm} d_2^2) \right] \dots \dots \dots (17)$$

$$I_{eje\ pm} = 3 \left[\frac{1}{2} 5.2167 (19.5mm)^2 + (5.2167kg (80mm)^2) \right]$$

$$I_{eje\ pm} = 103136.1153kgm^2$$

3.2.4. Eje principal

Es el eje central del disco en cual tendrá de largo 1000mm, de diámetro 25.4mm que equivale a 1 pulgada que es un eje comercial.

- **Volumen del eje principal**

$$V_{eje\ principal} = \pi l r^2 \dots \dots \dots (18)$$

$$V_{eje\ principal} = \pi (1000mm) (25.4mm)^2$$

$$V_{eje\ principal} = 2026829.916mm^3$$

- **Masa eje principal**

$$m_{eje\ principal} = \frac{\gamma * V}{g * 1000} \dots \dots \dots (19)$$

$$m_{eje\ principal} = \frac{0.0765 \frac{kg}{mm^2 s^2} * 2026829.916mm^3}{9.81 \frac{m}{s^2} * 1000}$$

$$m_{eje\ principal} = 15.806kg$$

- **Inercia eje principal**

$$I_{eje\ principal} = n \left[\frac{1}{2} m_{eje\ principal} (r_e^2) \right] \dots \dots \dots (20)$$

$$I_{eje\ principal} = 1 \left[\frac{1}{2} (15.806kg) (15mm)^2 \right]$$

$$I_{eje\ principal} = 1778.175kgmm^2$$

- **Inercia total**

$$I_{total} = \sum I \dots \dots \dots (21)$$

$$I_{total} = I_{martillo} + I_{disco} + I_{pm} + I_{eje\ principal} \dots \dots \dots (21.1)$$

$$I_{total} = 261113.95kgmm^2 + 34161.21kgmm^2 + 103136.1153kgmm^2 + 1778.175kgmm^2$$

$$I_{total} = 400189.45kgmm^2$$

3.2.5. Potencia en el rotor

- **Aceleración angular y la velocidad**

- Velocidad angular.

$$W = \frac{2\pi n}{60} \dots\dots\dots (22)$$

$$w = \frac{2\pi(1600rpm)}{60} = 167.55 \frac{rad}{s}$$

Referente al tiempo, tomamos 1seg que es el que tarda el rotor para alcanzar la velocidad de régimen.

- Aceleración angular.

$$\alpha = \frac{w}{t} \dots\dots\dots (23)$$

$$\alpha = \frac{16.755 \frac{rad}{s}}{1s} = 167.55 \frac{rad}{s^2}$$

- **Torque de arranque del motor**

$$T_a = (\alpha) \sum I \dots\dots\dots (24)$$

$$T_a = 167.55 \frac{rad}{s^2} * \frac{400189.45kgmm^2}{10^6}$$

$$T_a = 67.05175N.m$$

3.2.6. Potencia de arranque

$$H_a = T_a * w \dots\dots\dots (25)$$

$$H_a = (67.9662N.m)(167.55 \frac{rad}{s})$$

$$H_a = 11387.7368 \text{ wat}$$

$$H_a = 15.27 \text{ Hp}$$

3.2.7. Potencia de molienda

Teoría de bond

$$p = \frac{4}{3} \left[0.8043w_i * \left(\frac{1}{\sqrt{D_P}} - \frac{1}{\sqrt{D_A}} \right) * T \right] \dots\dots\dots (26)$$

Donde:

D_A = Tamaño de alimentación aproximado

D_P = Tamaño del producto

p = Potencia

w_i = Índice de trabajo

T = Capacidad máxima para molienda

$$T = 1 \text{ ton} * \frac{1 \text{ hora}}{60 \text{ min}} = 0.0167 \text{ ton/min}$$

$$p = \frac{4}{3} \left[0.8043 \left(6.30 \text{ kw} * \frac{h}{\text{ton}} \right) * \left(\frac{1}{\sqrt{0.0005 \text{ m}}} - \frac{1}{\sqrt{0.015 \text{ m}}} \right) * (0.0167 \text{ ton/min}) \right]$$

$$p = 4.1245 \text{ Hp}$$

3.2.8. Potencia nominal

$$H = H_a + p \dots \dots \dots (27)$$

$$H = 15.27 \text{ Hp} + 4.1245 \text{ Hp}$$

$$H = 19.39 \text{ Hp} \cong 20 \text{ Hp a } 1800 \text{ rpm}$$

Números de trenes del rotor

- Primero calculamos el número de granos dada por la siguiente ecuación:

$$N_g = \frac{Q}{m_g} \dots \dots \dots (28)$$

Donde:

N_g = Número de granos.

Q = Capacidad de molienda, $Q = 1 \text{ ton/h} = 0.277 \text{ kg/seg}$.

M_g = Masa del grano.

$$N_g = \frac{0.277 \text{ kg/seg}}{4.5 * 10^{-3}} = 61.55 \text{ granos/seg}$$

- Posteriormente pasamos a calcular el número de trenes del rotor:

$$N_t = \frac{N_g}{w_c} \dots \dots \dots (29)$$

Donde:

N_t = Número de trenes

N_g = Número de granos.

w_c = Velocidad del rotor, $w_c = 1600 \text{ rpm}$

$$N_t = \frac{61.55 \text{ kg/seg}}{1600 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}} = 2.30 \text{ trenes}$$

$$N_t = 3 \text{ trenes}$$

3.2.9. Transmisión de potencia

H = Potencia nominal

n = Velocidad polea (1800 rpm)

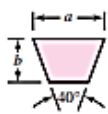
N = Velocidad polea (1600 rpm)

Hora de trabajo $8^h/día$

Seleccionamos una banda en V de sección B para transmitir una potencia requerida de 20 Hp ya que en la tabla se muestra de rangos de 1 Hp hasta 25 Hp:

Tabla 17-9

Secciones de bandas en V estándar



Sección de la banda	Ancho a , pulg	Espesor b , pulg	Diámetro mínimo de polea, pulg	Intervalo de potencias (hp), una o más bandas
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{2}$ -10
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 y mayores

Ilustración 13. Selección de bandas.

Fuente: shigley 9na edición.2012

Fuente:

De la tabla tenemos que:

La sección de la banda B

Ancho es de $21/32$ (pulg)

Espesor $b = 7/16$ (pulg)

Diámetro mínimo de la polea es de $d_{min} = 5.4$ (pulg)

Se asume un diámetro $d = 6.2$ pulg = 157.48 mm

D = Diámetro polea

$$D = \frac{n}{N} = \frac{(1800 \text{ rpm})(6.2 \text{ pulg})}{1600} = 6.975" = 177.165 \text{ mm}$$

- **Distancia entre centros**

La distancia de los centros de las poleas no debe ser menor que el diámetro de la polea mayor, y no debe superar tres veces la suma de los diámetros.

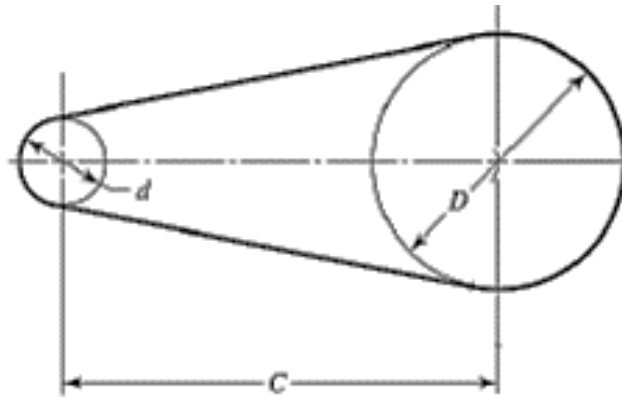


Ilustración 14. Distancia entre centros.

Fuente: Shigley 9na edición.2012

$$D \leq C \leq 3(D + d) \dots \dots \dots (30)$$

$$177.165 \text{ mm} \leq C \leq 3(177.165\text{mm} + 157.48\text{mm})$$

$$177.165 \text{ mm} \leq C \leq 1003.935 \text{ mm}$$

Se toma una distancia entre centros $C = 415 \text{ mm}$

- **Velocidad óptima para un buen funcionamiento**

$$V_{opt} = \frac{\pi d_n}{12} \dots \dots \dots (31)$$

$$V_{opt} = \frac{\pi(6.2\text{pulg})(1800 \text{ rpm})}{12}$$

$$V_{opt} = 2921.6811 \text{ ft}/\text{min}$$

- **Longitud de paso de banda**

$$L_p = 2C + 1.57(D + d) + \frac{(D-d)^2}{4C} \dots \dots \dots (32)$$

$$L_p = 2(415\text{mm}) + 1.57(177.165\text{mm} + 157.48\text{mm})$$

$$+ \frac{(177.165 \text{ mm} - 157.48\text{mm})^2}{4(415 \text{ mm})}$$

$$L_p = 1355.626 \text{ mm} = 53.37 \text{ pulg}$$

Para una sección B se selecciona una longitud estándar inferior:

$$L_i = 53 \text{ pulg}$$

Tabla 17-11

Dimensiones de conversión de longitud. (Sume la cantidad que se muestra a la circunferencia interior para obtener la longitud de paso en pulgadas)

Sección de la banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

Ilustración 15. Conversión de longitud.

Fuente: Shigley 9na edición.2012

Longitud de paso es:

$$L_p = L_i + B_{cant\ suma} \dots\dots\dots (33)$$

$$L_p = 53\ pulg + 1.8\ pulg$$

$$L_p = 54.8\ pulg \cong 55\ pulg \cong 1397\ mm$$

$$L_p = 55\ pulg$$

Entonces seleccionamos la Banda (B 55)

- **Distancia real entre los centros de poleas**

$$C' = 0.25 \left[\left(L_p - \frac{\pi}{2} (D + d) \right) + \sqrt{\left(L_p - \frac{\pi}{2} (D + d) \right)^2 - 2(D - d)^2} \right] \dots\dots (34)$$

$$C' = 415.1523\ mm = 16.345\ pulg$$

- **Potencia de diseño**

$$H_d = H_i * K_s \dots\dots\dots (35)$$

Donde:

H_i = Potencia indicada

H_d =Potencia de diseño

K_s = Factor de seguridad

CLASE DE TRABAJO	EJEMPLOS DE MÁQUINAS ACCIONADAS	TIPOS DE MÁQUINAS MOTRICES					
		Motores de Corriente Alterna con par de Arranque Normal			Motores de Corriente Alterna con par de Arranque Elevado		
		Horas de Servicio Diarias			Horas de Servicio Diarias		
		Menos de 10	De 10 a 16	Más de 16	Menos de 10	De 10 a 16	Más de 16
Ligero	Agitadores para líquidos. Aspiradores. Bombas y compresores centrífugos. Transportadores de cinta para carga ligera. Ventiladores y bombas hasta 7,5 Kw.	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Mediano	Amasadoras. Cizallas y prensas. Cribas rotativas y vibrantes. Generadores y excitatrices. Máquinas herramientas. Maquinaria para artes gráficas. Maquinaria para lavanderías. Transportadores de cinta para carga pesada. Ventiladores y bombas a partir de 7,5 Kw.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Pesado	Ascensores. Bombas de desplazamiento positivo. Centrifugadores. Compresores de pistón. Maquinaria para labrar madera. <u>Maquinaria para cerámicas.</u> Maquinaria para papeleras. Maquinaria Textil. Molinos de martillos. Sierras alternativas. Elevadores de cangilones. Transportadores de Tornillo.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Extra Pesado	Grúas Montacargas. Machacadoras y molinos (mandíbulas, conos, bolas, barras, etc). Maquinaria para caucho y plásticos.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Ilustración 16. Clase de trabajo.

Fuente: REXON. 2013

- El K_s para maquinaria para molinos de martillos es de 1.3.

$$H_d = 20Hp * 1.3 \dots \dots \dots (36)$$

$$H_d = 26 Hp$$

$$H_d = 19.38 kw$$

- Potencia corregida

$$H_{a'} = k1 * k2 * H_a \dots \dots \dots (37)$$

Donde:

$H_{a'}$ = Potencia permitida, por la banda.

H_a = Potencia de arranque.

$k1$ = Factor de corrección de ángulo de cobertura.

$k2$ = Factor de corrección de longitud de la banda.

Desarrollando la Ecuación 37 obtenemos:

$$H_{a'} = (0.7591)(0.9)(15.27)$$

$$H_{a'} = 10.43 \text{ Hp} = 7.77 \text{ kw}$$

- **Número de correas**

$$N_c = \frac{H_d}{H_{a'}} \dots \dots \dots (38)$$

$$N_c = \frac{26 \text{ Hp}}{10.43 \text{ Hp}} = 2.49 \cong 3 \text{ bandas}$$

- **Angulo de contacto**

$$\phi = \theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D-d}{2C'} \dots \dots \dots (39)$$

$$\phi = \theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{6.975 - 6.2}{2(415.1523)}$$

$$\phi = \theta_d = 3.1397 \text{ rad}$$

La fricción efectiva según la Gates Rubber Company es:

$$f = 0.5123$$

$$e^{f\phi} = e^{[(0.5123)(3.1397)]} = 4.995$$

- **Variación de la fuerza – Faja.**

$$\Delta F = F_1 - F_2 \dots \dots \dots (40)$$

$$\Delta F = \frac{63025 \frac{H_d}{N_c}}{n(d/2)} \dots \dots \dots (40.1)$$

$$\Delta F = \frac{63025 \frac{26 \text{ Hp}}{3 \text{ bandas}}}{1800(6.2/2)}$$

$$\Delta F = 97.888 \text{ lbf}$$

$$\Delta F = 97.888 \text{ lbf} * \left(\frac{4.448 \text{ N}}{1 \text{ lbf}} \right) = 435.407 \text{ N}$$

- Calculamos la F_1 :

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F * e^{f\phi}}{e^{(f\phi)} - 1} \dots\dots\dots (40.2)$$

- Hallamos la fuerza de corte:

$$F_c = K_c \left(\frac{v}{1000} \right)^2 \dots\dots\dots (40.2.1)$$

Mediante la tabla elaborada por Gates Rubber, tomamos como parámetros de banda $K_c = 0.965$ (ver anexo 5).

$$F_c = 0.965 \left(\frac{2921.6811 \text{ } f_t / \text{min}}{1000} \right)^2 = 8.237 \text{ } lbf$$

- Desarrollando la Ec. 40.2 obtenemos:

$$F_1 = 8.237 \text{ } lbf + \frac{97.888 \text{ } lbf * 4.9951}{4.9951 - 1} = 130.627 \text{ } lbf$$

$$F_1 = 130.627 \text{ } lbf \left(\frac{4.448 \text{ } N}{1 \text{ } lbf} \right) = 581.02 \text{ } N$$

- Despejando la Ec. 40 obtenemos la F_2 :

$$F_2 = F_1 - \Delta F$$

$$F_2 = (581.02 \text{ } N) - (435.407 \text{ } N)$$

$$F_2 = 145.621 \text{ } N$$

3.2.10. Martillos

Hallamos la velocidad periférica del martillo.

$$V_p = \frac{2\pi n}{60} * r_g \dots\dots\dots (41)$$

$$V_p = \frac{2\pi(1600 \text{ } rpm)}{60} * 0.17 \text{ } m = 28.484 \text{ } m/s$$

Hallamos la fuerza centrífuga.

$$F_c = \frac{(m_{\text{martillo}})V_p^2}{r_{cm}} \dots\dots\dots (42)$$

$$F_c = \frac{(0.603kg)(28.484 m/s)^2}{0.115m} = 4254.235N$$

Fuerza de impacto

$$F_i = \frac{m_p V_p}{\Delta t} \dots\dots\dots (43)$$

$$F_i = \frac{(0.0114779kg)(28.484 m/s)}{0.02s} = 16.3468N$$

Fuerza total

$$F_{total} = \sqrt{F_c^2 + F_i^2} \dots\dots\dots (44)$$

$$F_{total} = \sqrt{(4254.2664N)^2 + (16.3468N)^2}$$

$$F_{total} = 4254.266N = 4.25KN$$

3.3. Realizar el cálculo de la selección del material para el diseño del molino.

3.3.1. Selección de acero para la fabricación de martillo.

Fuerza que produce ruptura en el martillo.

$$F_{ut} = (\sigma) \cdot (A) \dots\dots\dots (45)$$

$$F_{ut} = (380Mpa) \cdot (15.87mm * 50mm) = 301.53KN$$

$$F_{ut} > F_{total} = 301.53KN > 4.25KN$$

La fuerza F_{ut} es mayor así que decimos que si cumple con la condición.

Comprobamos en la sección crítica del martillo que es la perforación.

$$S_y = \frac{F_{sy}}{A_{traversal}} \dots\dots\dots (46)$$

$$F_{sy} = (210Mpa) * \{[15.87mm * 50mm] - [15.87mm * (2 * 10mm)]\} = 99.9KN$$

$$F_{sy} > F_{total} = 99.9KN > 4.25KN$$

Seleccionamos el acero 1020 HR $S_y = 20Mpa$ $S_{ut} = 380Mpa$ $HB = 111$

- **Esfuerzo máximo de concentración de esfuerzo y sensibilidad**

$$\sigma_{max} = \frac{k_f F_{total}}{A_{trav}} \dots \dots \dots (47)$$

$$A_{trav} = (C - d)t \dots \dots \dots (47.1)$$

$$A_{trav} = (50mm - 20mm) * 15087mm = 475.25mm^2$$

$$k_f = 1 + \left(\frac{k_t - 1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \right) \dots \dots \dots (47.2)$$

$$k_t = \frac{d}{c} \dots \dots \dots (47.2.1)$$

$$k_t = \frac{20mm}{50mm} = 2.25$$

$$\sqrt{a} = (0.0245799) - [(0.307794 * 10^{-2})(S_{ut})] + [(0.150874 * 10^{-4})(S_{ut})^2] - [(0.150847 * 10^{-7})(S_{ut})^3]$$

$$\sqrt{a} = 0.11771$$

Reemplazamos la Ec. 47.2.1 en 47.2. y obtenemos:

$$k_f = 1 + \left(\frac{2.25 - 1}{1 + \frac{0.11771}{\sqrt{10/25.4}}} \right) = 2.053$$

$$\sigma_{max} = \frac{k_f F_{total}}{A_{trav}} \dots \dots \dots (48)$$

$$\sigma_{max} = \frac{(2.053)(4254.2664N)}{476.25mm^2} = 18.345Mpa$$

- **El factor de seguridad es:**

$$\sigma_{max} = \frac{S_{ult}}{n} \geq \frac{k_f F_{total}}{A_{trav}} \dots \dots \dots (49)$$

Despejando la Ec. 49 en función al factor de seguridad, obtenemos lo siguiente:

$$n = \frac{S_{ult}}{\sigma_{max}} = \frac{306 \text{ Mpa}}{18.345 \text{ Mpa}} = 20.7$$

3.3.2. Disco porta martillos

Por cada agujero hay una tracción por las fuerzas centrifugas en lo que en cada agujero tiene una fuerza que equivale a $2F_C$ de un martillo.

$$n_f = \frac{S_y}{2 \cdot \tau} \therefore \tau = \frac{F_C}{Ad} \dots \dots \dots (50)$$

$$\tau = \frac{2F_C}{t \cdot d_1 \cdot 2} = \frac{F_C \cdot n \cdot 2}{d \cdot t_1} \dots \dots \dots (50.1)$$

$$n_f = \frac{S_y}{2 \cdot \left(\frac{F_C}{t \cdot d_1}\right)} \rightarrow = \frac{F_C \cdot n \cdot 2}{d_1 \cdot S_y} \dots \dots \dots (50.2)$$

Despejando obtenemos:

$$t = \frac{(4254.2664N)(4)(2)}{(0.01m)(308 * 10^6 \frac{N}{m^2})}$$

$$t = 11.0468 * 10^{-3}m = 11.0468mm$$

- **Eje para porta martillos**

Volumen real del eje:

$$V_{real} = \pi r^2 L_{real} \dots \dots \dots (51)$$

Donde:

- $L_{real} = 300mm$
- $\delta_{acero} = 0.0765 \frac{kg}{mm^2 s^2}$
- $\phi = 19.05mm$

Reemplazando obtenemos el volumen real del eje porta martillos:

$$V_{real} = \pi(9.5)^2(300) = 85058.6211mm^2$$

- **Diámetro del eje**

$$d = \left[\frac{16n}{\pi S_y} (4M_{max}^2 + 3\tau_{max}^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots (52)$$

$$d = \left[\frac{16(1.2)}{\pi(530)} (4(1.9126 * 10^2)^2 + 3(8.06311 * 10^3)^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 16.4 \text{ mm}$$

$$d \cong 19.05 \text{ mm} = \frac{3}{4} \text{ pulg}$$

3.3.3. Eje principal

$$W = \frac{W_e}{L_r} \dots\dots\dots (53)$$

Donde:

- Peso del rotor $W_e = 245.5937 \text{ N}$
- Fuerza resultante de las venadas $F_R = 270.7346 \text{ N}$
- Longitud del eje $L_{eje} = 600 \text{ mm}$
- Diámetro del eje 1 pulg.
- Longitud del rotor $L_r = 300 \text{ mm}$

Calculamos el peso del rotor y eje principal:

$$W = \frac{245.5937 \text{ N}}{300 \text{ mm}} = 0.8186 \text{ N/mm}$$

$$W = 818.6456 \text{ N/m}$$

- **Límite de resistencia a la fatiga**

$$S_e = 0.506(S_{ut}) \dots\dots\dots (54)$$

$$S_e = 318.78 \text{ Mpa}$$

Tenemos que:

$$S_e = (0.8063)(0.8772)(1)(1)(1)(318.78 \text{ Mpa})$$

$$S_e = 225.4687 \text{ Mpa}$$

- **Esfuerzo de Von mises**

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \dots\dots\dots (55)$$

En donde σ_x de obtiene de la siguiente formula.

$$\sigma_x = K_f \frac{32M}{\pi d^3} \dots\dots\dots (55.1)$$

El K_f es la concentración por esfuerzo de fatiga.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \dots\dots\dots (55.1.1)$$

El K_t es el factor de concentración de esfuerzos relacionados con el esfuerzo de Von Mises máximo.

$$K_t = 0.622 + 0.38 \left(\frac{D}{d}\right)^{-4.4} + \left[\left(\frac{r}{d}\right)^{-0.5} * \sqrt{\frac{-0.322 - 0.277\left(\frac{D}{d}\right)^2 + 0.599\left(\frac{D}{d}\right)^4}{1 - 2.55\left(\frac{D}{d}\right)^2 + 5.27\left(\frac{D}{d}\right)^4}}\right] \dots\dots\dots (55.1.1.1)$$

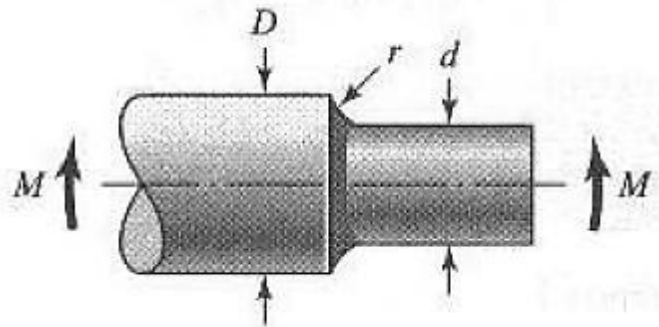


Ilustración 17. Esfuerzo de Von mises.

Fuente: Shigley 6ta edición.2008

Donde:

- D = 30 mm
- d = 25.4mm
- r = 1.5 mm

Obtenemos el factor de concentración K_t :

$$\frac{D}{d} = \frac{30}{25.4} = 1.1811 \quad \therefore \quad \frac{r}{d} = \frac{1.5}{25.4} = 0.05905$$

$$K_t = 1.8075$$

La sensibilidad a la muesca con $r = 1.5$ $S_{ut} = 91 \text{ Kpsi}$

$$q = 0.77$$

Donde la concentración por esfuerzo de fatiga es:

$$K_f = 1 + 0.77(1.8075 - 1)$$

$$K_f = 1.6217$$

$$\tau_{xy} = K_{fs} \frac{16T}{\pi d^3}$$

Concentración de esfuerzo por torsión K_{fs} es:

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) \dots \dots \dots (56)$$

El factor de concentración de esfuerzos relacionado con el esfuerzo de Von Mises máximo a la torsión.

$$K_{ts} = 0.78 + 0.2 \left(\frac{D}{d}\right)^{-10} + \left[\left(\frac{r}{d}\right)^{-0.46} * \sqrt{\frac{-0.002 - 0.125\left(\frac{D}{d}\right)^2 + 0.123\left(\frac{D}{d}\right)^4}{1 - 2.75\left(\frac{D}{d}\right)^2 + 2.55\left(\frac{D}{d}\right)^4}} \right] \dots \dots (56.1)$$

$$K_{ts} = 1.4503$$

La sensibilidad a la muesca con $r = 1.5 \text{ mm}$ $BHN = 179$ del acero 1045 CD.

$$q_s = 0.9$$

Reemplazando en la Ec. 56 K_{fs} se tiene que:

$$K_{fs} = 1 + 0.9(1.4503 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.4052$$

Calculando el esfuerzo de Von mises:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}$$

Donde:

- $M = 24366.11 \text{ N.m}$
- $T = 34804.4 \text{ N.m}$
- $K_{fs} = 1.4052$
- $K_f = 1.6217$
- $d = 25.4 \text{ mm}$

$$\sigma' = \left(\left((1.6217) \frac{32(24366.11)}{\pi(25.4)^3} \right)^2 + 3 \left((1.4052) \frac{16(34804.4)}{\pi(25.4)^3} \right)^2 \right)^{1/2} \dots\dots\dots (57)$$

$$\sigma' = 36.0053 \text{ Mpa}$$

• **Factor de seguridad**

$$n = \frac{S_e}{\sigma'} \dots\dots\dots (58)$$

$$n = \frac{225.4687}{36.0053}$$

$$n = 6.26$$

Cumple que $n > 1$ que nos asegura que el eje no fallara por el filete donde los diámetros que seleccionamos son los adecuados $d = 25.4 \text{ mm}$ y un cambio de sección $D = 30 \text{ mm}$.

3.4.6. Selección de los rodamientos

Tenemos que:

- $d_{eje} = 25 \text{ mm}$
- $n = 1600 \text{ rpm}$
- $Vida = 1 \text{ año (8 horas/día)}$
- $\text{Confiabilidad del } 90\%$

$$p = F_r \rightarrow F_r = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \dots\dots\dots (59)$$

$$p = F_r = \sqrt{331.8025N^2 + 122.4890N^2}$$

$$p = F_r = 353.06897 \text{ N}$$

- Numero de revoluciones.

$$L_{10} = 8 \frac{h}{\text{día}} * 365 \text{ días} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} * 1600 \text{ rpm}$$

$$L_{10} = 280.32 * 10^6 = 280.32 \text{ millones de revoluciones}$$

- Seleccionamos rodamientos rígidos de bolas de una hilera.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^K \dots\dots\dots (60)$$

Donde:

- K = 3
- C = capacidad de carga dinámica.

Despejando la Ec. 60 en función de la capacidad de carga dinámica, obtenemos:

$$C = p^k \sqrt[k]{L_{10}} \dots\dots\dots (60.1)$$

$$C = (353.6897)^3 \sqrt[3]{280.32}$$

$$C = 2314.7660$$

Seleccionando rodamiento del catálogo NSK, un soporte de tipo brida cuadrada con tornillo de apriete con diámetro del eje de 25 mm.

Selección del rodamiento en el punto B.

$$p_B = F_r \rightarrow F_r = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \dots\dots\dots (61)$$

$$p_B = F_r = \sqrt{123.1045N^2 + 61.0679N^2}$$

$$F_r = 137.419N$$

Con L_{10} del punto A tenemos.

$$C = p^k \sqrt[k]{L_{10}} \dots\dots\dots (62)$$

$$C = 137.419^3 \sqrt[3]{280.32}$$

$$c = 899.36$$



Ilustración 18. Rodamientos.

Fuente: *Catálogo de los rodamientos NSK*

- Selección de la cuña en material acero AISI 1035 CD.

$S_y = 460 \text{ Mpa}$ $S_{ut} = 550 \text{ Mpa}$ $BHN = 163$

- Aplicamos el análisis de fuerzas en las que actúan. Según el diseño de elementos de máquinas en el libro Shigley 8 edición la fórmula para la selección de cuña es:

$$F = \frac{T}{r_{eje}} \dots \dots \dots (63)$$

$$F = \frac{34804.4 \text{ N.mm}}{\frac{25 \text{ mm}}{2}} = 2784.352 \text{ N}$$

Entonces seleccionamos cuña cuadrada de acero AISI 1035 con longitud de 5mm, de ancho de 1/4 “ y alto de 1/4 “, ya que la profundidad del cuñero es de 1/8”.

- **Sujeción en el rotor**

El rotor es el que va a que sujetar al eje principal que estará diseñado para ajustar con tornillos prisioneros.

Para el diámetro del eje tenemos:

$\emptyset = \text{diámetro del eje}$

$$d = 1.80 * \emptyset_{eje} \dots \dots \dots (64)$$

$$d = 1.80 * 30 = 54 \text{ mm}$$

Cada disco tendrá 3 tornillos prisiones para cada eje.

3.4. Determinar el cálculo de la estructura o chasis.

3.4.1. Diseño para la tolva

Para nuestro diseño de la tolva de la trituradora de martillos tenemos que tener muy en cuenta los grados de inclinación.

Y tenemos que el coeficiente cinético de fricción es μ_k

$$\mu_k = \mu_s - 0.25(\mu_s) \dots \dots \dots (65)$$

$$\mu_k = 0.5 - 0.25(0.5) = 0.375$$

Donde:

- $\mu_k =$ coeficiente de fricción cinético
- $\phi = 22^\circ$
- $\mu_s = 0.25$

$$\tan \theta_s = \mu_s \quad \tan \theta_k = \mu_k \quad \theta_k = \text{Angulo cinetico de fricción}$$

Reemplazando:

$$\theta_k = \tan^{-1}(\mu_k) \dots \dots \dots (66)$$

$$\theta_k = \tan^{-1}(0.375) = 20.56^\circ$$

Determinamos que en ángulo de alimentación de la tolva de ser de 21° con la vertical de la misma.

- Calculamos las dimensiones para la tolva para tener en cuenta las dimensiones de rotor.

$$L_a = r_g + 2x \dots \dots \dots (67)$$

$$L_a = 180 \text{ mm} + 2 (139.89 \text{ mm})$$

$$L_a = 459.78 \text{ mm}$$

$$x = H \tan \theta \dots \dots \dots (67.1)$$

$$x = 300 \text{ mm} \tan(25^\circ)$$

$$x = 139.89 \text{ mm}$$

Donde:

- Longitud del rotor = $L_r = 350 \text{ mm}$
- El radio giro $r_g = 180 \text{ mm}$
- Altura de la tolva $H = 300 \text{ mm}$
- Longitud ancho L_a

3.4.2. Volumen de la tolva

$$V_{tolva} = 2V_{triangulo} + V_{rectangulo} \dots\dots\dots (68)$$

$$V_{total} = (H * x * L_r) + (r_g * H * L_r) \dots\dots\dots (68.1)$$

$$V_{total} = (300 \text{ mm} * 139.89 \text{ mm} * 350 \text{ mm}) + (180 \text{ mm} * 300 \text{ mm} * 350 \text{ mm})$$

$$V_{total} = 33588450 \text{ mm}^3$$

El material de la tova es de acero negro, ya que es un acero comercial, fácil para soldar y resistencia mecánica.

3.4.3. Selección del tamiz

La empresa Mega Negocios el Oferton requiere de un grano de arcilla de tamaños entre $297 \mu_m$ y $300 \mu_m$ que debe de pasar por el tamiz que se encuentra entre las mallas 70 y 100.

El material del tamiz es de acero dulce laminado. La primera superficie es opaca y en cambio la segunda es absolutamente negra con un espesor de 1,5 mm.

R= diámetro

T= distancia entre centros

Seleccionamos de catálogo según las características dadas, seleccionamos un tamiz de R=1 y distancia entre centros de T= 2,2 y espesor de la chapa es de 1.5mm.

R 1 T 2,2

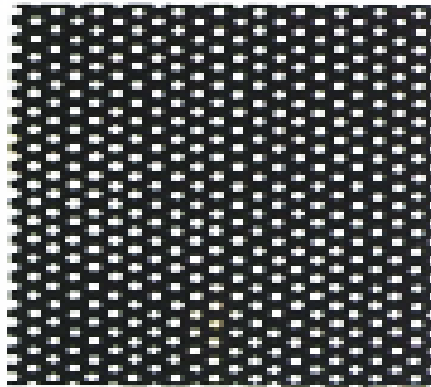


Ilustración 19. Tamiz.

Fuente: Catálogo de chapas perforadas en agujeros redondos.2013.

3.4.4. Diseño del sistema eléctrico.

La fábrica posee conexiones trifásicas para el funcionamiento de las máquinas, motivo por el cual se trabajará con un motor trifásico siendo más eficientes, estables y seguro.

Del ítem 3.3.8. se realizó el respectivo cálculo de la potencia nominal del motor, obteniéndose una potencia de 20 Hp para el proceso de desenrollado y bobinado. Se seleccionó un motor con las siguientes características:

- Potencia: 20 Hp.
- Tensión: 380 V.
- Eficiencia: 83.1 %.
- Factor de potencia ($\cos\phi$): 0.81.
- Corriente nominal: 29,5 A
- Distancia al tablero eléctrico: 10m.
- Velocidad: 1800 rpm

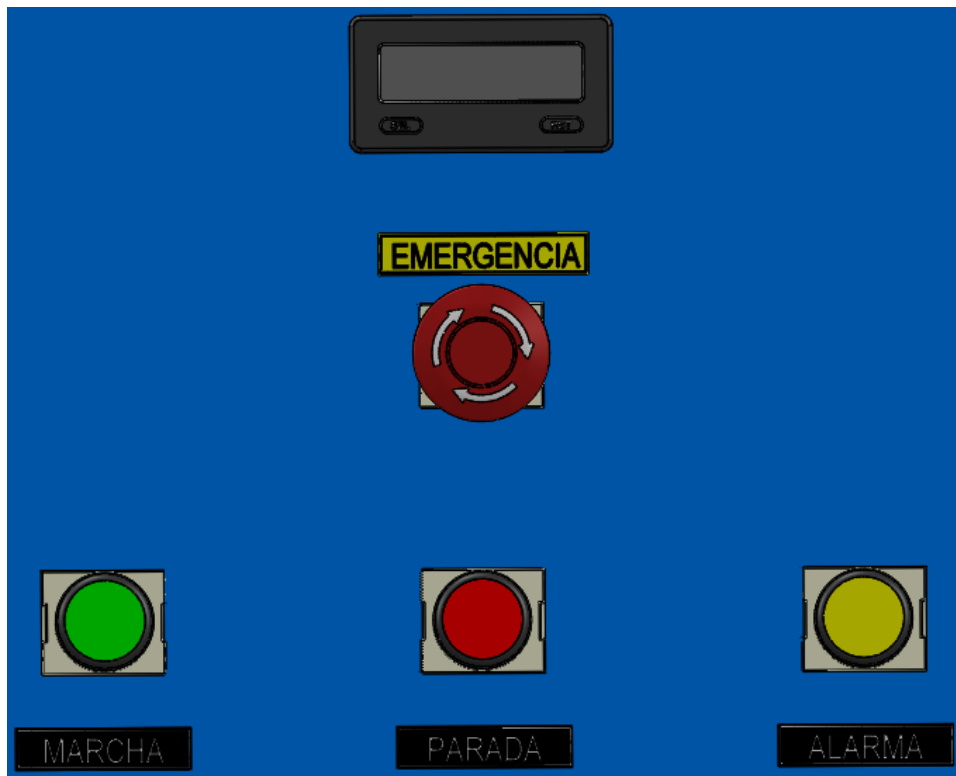


Ilustración 21. Componentes eléctricos - Máquina Desbobinadora.

Fuente: Propio, 2019.

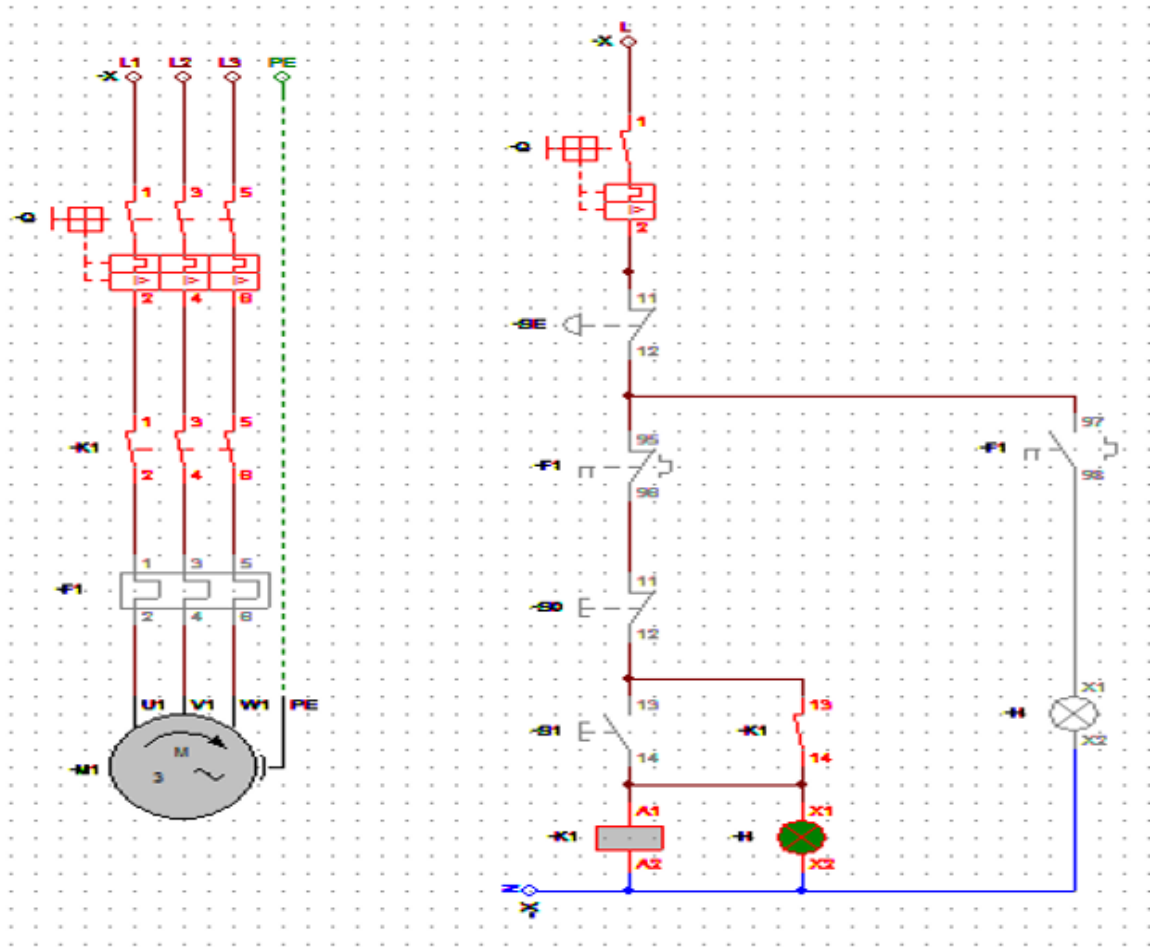


Ilustración 23. Esquema eléctrico en funcionamiento.

Fuente: Propio, 2019.

3.5. Realizar el análisis económico del equipo incluyendo el presupuesto y la proyección económica.

Tabla 6. Cuadro de costo del proyecto.

Fuente: Propia

ESTRUCTURA	CANTIDAD	COSTO UNIT.	SUB TOTAL S/.
PLCH 4.5 MM ASTM A36 1200 X 2400	2	317	634
TUBO CUADRADO 4"x4" X 1/4" X 6 M	1	2700	2700
TUBO CUADRADO 1.5"x1.5" X 1/8" X 6 M	1	1400	1400
PERNOS M12 X 20 C10	10	30	300
TUERCA M12 C10	10	15	150

TOTAL			5184
ACCESORIOS:	CANTIDA D	COSTO UNIT.	SUB TOTAL S/.
BARRA DE ACERO ESTRUCTURAL LISA ASTM A36 1000x25.4mm	1	350	350
BARRA DE ACERO ESTRUCTURAL LISA ASTM A36 1000x20mm	1	320	320
MARTILLOS 110x50x15.87mm	33	80	2640
DISCO PORTA EJES 560x19.5mm	11	100	1100
MOTOR DE 20 HP	1	3655	3655
RODAMIENTOS	2	150	300
POLEA "V"	2	180	360
CORREA TIPO "V"	3	100	300
TAMIZ	1	100	100
INTERRRUPTOR TERMOMAGNETICO	2	35.34	70.68
INTERRRUPTOR DIFERENCIAL	2	60	120
CABLEADO	2	103	206
TOTAL			9125
CONSUMIBLE:	CANTIDA D	COSTO UNIT.	SUB TOTAL S/.
SOLDADURA CELLOCORD	10	50	500
DISCO DE CORTE 4"	1	8	8
DISCO DE DESBASTE 4"	1	8	8
FORMULA EPOXICA	1	250	250
PINTURA EPOXICA	1	450	450
TINER	3	25	75
LJA	10	5	50
MASILLA	3	15	45
TOTAL			1386
MANO DE OBRA	CANTIDA D	COSTO UNIT.	SUB TOTAL S/.
DISEÑO INGENIERIL	1	5000	5000

MANO DE OBRA SOLDADURA	1	3000	3000
MANO DE OBRA PINTURA	1	1500	1500
MANO DE OBRA ARMADO	1	6000	6000
ROLADO Y DOBLADO DE PLANCHAS	1	500	500
CORTE PLASMA	1	500	500
TOTAL			16500
RESUMEN:			MONTOS:
ESTRUCTURA			5184
ACCESORIOS:			9125
CONSUMIBLE:			1386
MANO DE OBRA			16500
OTROS			400
SUBTOTAL			32595
IGV			5867.1
TOTAL			38462.1

Luego de la selección de materiales a emplear para el proyecto en mención, se obtuvo un análisis económico donde se plantea el periodo en años para la recuperación de la inversión. Este método se conoce como el Periodo de Recuperación de la Inversión (PRI) y se calcula según (Eggert, 2005):

$$P = \sum_1^j CF_j \left(\frac{P}{F}, i\%, j \right) \dots \dots \dots (1)$$

$$P = \sum_1^j CF_j ((1 + i)^{-j}) \dots \dots \dots (2)$$

P: Valor Monetario Presente de la Inversión Inicial (soles).

CF_j: Flujo de Caja Positivo al Final del año *j* (soles).

i: Tasa de Interés Anual Decimal (adimensional).

j: Número de periodos hasta que se iguale el Valor Monetario Actual (años).

Tabla 7. Cuadro del análisis económico - TIR

Fuente: Propia

PERÍODO DE RETORNO DE INVERSIÓN DESCONTADO				
Inversión Inicial (\$)	38462.1		Interés Mensual	2.0%
Ganancia Mensual (\$)	50600			

N° Mes	Flujo de Caja (\$)	CFj (\$)	(P/F, 2%, n)	CFj(P/F, 2%, n) (\$)	Sum (\$)
0	-38462.10	-38462.10	1.00000	-38462.10	-38462.10
1	50600.00	50600.00	0.98039	49607.84	11145.74
2	50600.00	50600.00	0.96117	48635.14	59780.88
3	50600.00	50600.00	0.94232	47681.51	107462.39
4	50600.00	50600.00	0.92385	46746.58	154208.97
5	50600.00	50600.00	0.90573	45829.98	200038.95
6	50600.00	50600.00	0.88797	44931.35	244970.30
7	50600.00	50600.00	0.87056	44050.35	289020.65
8	50600.00	50600.00	0.85349	43186.61	332207.26
9	50600.00	50600.00	0.83676	42339.82	374547.08
10	50600.00	50600.00	0.82035	41509.62	416056.70
11	50600.00	50600.00	0.80426	40695.71	456752.41
12	50600.00	50600.00	0.78849	39897.75	496650.17
13	50600.00	50600.00	0.77303	39115.45	535765.61
14	50600.00	50600.00	0.75788	38348.48	574114.09
15	50600.00	50600.00	0.74301	37596.55	611710.63
16	50600.00	50600.00	0.72845	36859.36	648569.99
17	50600.00	50600.00	0.71416	36136.63	684706.62
18	50600.00	50600.00	0.70016	35428.06	720134.68
19	50600.00	50600.00	0.68643	34733.40	754868.08
20	50600.00	50600.00	0.67297	34052.35	788920.43
21	50600.00	50600.00	0.65978	33384.66	822305.08
22	50600.00	50600.00	0.64684	32730.06	855035.14
23	50600.00	50600.00	0.63416	32088.29	887123.43
24	50600.00	50600.00	0.62172	31459.11	918582.54
25	50600.00	50600.00	0.60953	30842.26	949424.80
26	50600.00	50600.00	0.59758	30237.51	979662.31
27	50600.00	50600.00	0.58586	29644.62	1009306.93
28	50600.00	50600.00	0.57437	29063.35	1038370.28
29	50600.00	50600.00	0.56311	28493.48	1066863.76
30	50600.00	50600.00	0.55207	27934.79	1094798.55
31	50600.00	50600.00	0.54125	27387.05	1122185.60
32	50600.00	50600.00	0.53063	26850.05	1149035.64
33	50600.00	50600.00	0.52023	26323.57	1175359.22
34	50600.00	50600.00	0.51003	25807.43	1201166.64
35	50600.00	50600.00	0.50003	25301.40	1226468.04

36	50600.00	50600.00	0.49022	24805.29	1251273.33
----	----------	----------	---------	----------	------------

Momento de Cambio	
0	-38462.10
1	11145.74

PRI (meses)	
	0.7753
Meses	0
Días	24

En cuanto a los resultados mencionados en la tabla 12, podemos apreciar que la tasa interna de retorno, del proyecto en mención será de 1 mes. Luego del tiempo transcurrido el equipo empezará a generar ganancias, mediante un periodo de 3 años.

3.6. Discusión de resultados.

Luego de especificar los resultados se procedió al análisis y discusión de los mismos.

De las entrevistas realizadas a diversos miembros de la empresa El Ofertón S.A.C. se notó el interés principal por contar con una máquina más eficiente y una mejor estructuración, tales como las dimensiones referentes a la máquina y el costo de la misma. Apoyándose en las recomendaciones encontradas en las diversas referencias y en las entrevistas realizadas sirvió de orientación para determinar la forma final de la máquina. Siendo este proceso importante para la obtención de los siguientes pasos de diseño: conceptual. Llegando con esto a que la empresa pueda realizar su proceso de triturado de arcilla de manera rápida bajo los parámetros requeridos, teniendo en cuenta sus estándares de producción. Con la obtención de datos de las entrevistas y luego de revisar bibliografías y videos se generaron conceptos alternativos. A través de la matriz de selección se determinó el concepto adecuado para el diseño del sistema; el concepto seleccionado sirvió como base para la configuración y dimensionamiento general de nuestro mecanismo.

Para lograr encontrar la mejor opción para transmitir la potencia necesaria, a fin de realizar un correcto triturado de arcilla, se realizó el diseño de configuración del sistema de triturado de un solo eje. Obteniendo así, que el mejor método de

triturado es a través de los martillos los cuales mediante una fuerza centrífuga se logrará la energía necesaria para pulverizar la arcilla, teniendo como resultado un producto de calidad. El diseño realizado en esta investigación ha discurrido por los diferentes estudios del diseño de ingeniería según Eggert (2005), estos son: determinación de necesidades del cliente, especificación de problema mediante características de ingeniería, diseño conceptual, diseño de configuración, diseño paramétrico, diseño de selección y diseño de detalle. Se puede estimar que después de realizar cada etapa nos encontraremos en la capacidad de tomar una decisión clara de ingeniería respecto del cuerpo de estudio en el que centra la etapa. Hay dos ventajas básicas en lo anterior: la exploración de posibilidades y la mejor de la toma de decisiones en forma sistemática.

Debido a la información recopilada de las entrevistas y las referencias revisadas (González Zurita, (2013) & Valencia Medina, (2016)), se añade el juicio ingenieril determinando así las dimensiones generales de la máquina: 4.5 m de largo; 3.75 m de ancho y 2.4 m de ancho. Con el diseño de la máquina desbobinadora, cortadora y medidora de telas arpilleras, la empresa consideró un gran avance para incrementar la productividad en el área de acabados de la fábrica.

Capítulo IV:
CONCLUSIONES Y
RECOMENDACIONES

IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. CONCLUSIONES

El diseño de la máquina trituradora de arcilla se inició determinando los parámetros de diseño en función a las necesidades de la empresa Mega Negocios el Oferton S.A.C., mediante entrevistas y guía de observación, considerando la normativa y/o recomendaciones de diseño de empresas y autores, afianzado en especificaciones de rangos, de donde se obtuvo que la máquina a diseñar deberá de tener una capacidad de producción de 20 TN/día según requerimiento.

La selección del diseño conceptual se realizó a través de la matriz de selección, permitió conocer y evaluar las ventajas y desventajas entre los conceptos presentados, la técnica de esta matriz dio como resultado el concepto N° 03, de un sistema de triturado a través de martillos para satisfacer las necesidades propuestas, obteniendo las medidas de: 255.7 cm de alto, 378 cm de ancho y 542.24 cm de largo.

Se realizó el diseño de los elementos de mayor criticidad de la máquina trituradora de arcilla, con ayuda de software de diseño, el cual nos permitió diseñar apropiadamente la configuración y geometría final, siendo de mucha utilidad para la simulación del eje principal que soportará las cargas de impacto y el peso de los martillos, y simulación de la estructura de la máquina. Se seleccionó el material AISI 1020, brindándonos unos excelentes resultados viéndose reflejados en el análisis por el método de elementos finitos, los cuales cumplen con los estándares de diseño. Del resultado de los análisis se logró obtener un factor de seguridad mayor a 1 y desplazamientos menores a 1.69mm, además las tensiones generadas por las cargas se encuentran dentro del límite elástico del

material seleccionado, del resultado garantizamos que la máquina no fallará además de tener un correcto funcionamiento.

Se concluye que el proyecto es rentable teniendo la Tasa Interna de Retorno un valor del 18 %, este resultado es mayor en comparación con tasa de interés, de ello decimos que el proyecto es aceptable. El proyecto tendrá un periodo de recuperación de la inversión (PRI) – Descontado en un tiempo 24 días, estando estos datos dentro de las expectativas de los entrevistados.

4.2.RECOMENDACIONES

Debido a que los martillos tendrán desgaste por fricción al triturar el material, se debe realizar una simulación de fallas por vibración del sistema de triturado, considerando un análisis de frecuencia.

El desgaste es uno de los principales problemas de este tipo de máquinas por lo que se recomienda evaluar los materiales comerciales y los tratamientos térmicos de éstos que reduzcan el tiempo de desgaste de éste tipo de accesorios.

Capítulo V:

REFERENCIAS

V. REFERENCIAS

CESAR FERNANDEZ, S. Q. (2014). DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MEZCLADORA DE BALANCEADO PARA POLLOS PARRILLEROS. MAQUINA CON UNA CAPACIDAD DE 1000Kg/h. QUITO.

CLAVIJO OVALLE, C. A., & CADONA DUARTE, N. (2014). DISEÑO DE UN MOLINO PARA LA PRODUCCION DE PEGAMENTO CERAMICO PARA LA EMPRESA RAGRAQUIMICOS. COLOMBIA.

MONTTI, S. J. (2015). Análisis Preliminar para la Adecuación del ensacado de cemento en sacos de 25kg. Cordoba, Argentina.

OSPINA, D. O. (2013). DISEÑO DE UN MOLINO DE MARTILLOS DE DOLBLE EJE. LIMA - PERU.

QUINTERO, C. P.-V. (2014). DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MEZCLADORA DE BALANCEADO PARA POLLOS PARRILLEROS. MAQUINA CON UNA CAPACIDAD DE 1000Kg/h. QUITO.

RAHMAN, C. M. (2005). ANÁLISIS DE RENDIMIENTO COMPARATIVO DE SEMIAUTOMÁTICA. ICME 2005, 1-7.

TORRES, D. C. (2013). PLAN DE NEGOCIOS DE LA EMPRESA SUMICOL S.A, FILIAL DE LA ORGANIZACION CORONA PARA EL MONTAJE DE UNA PLANTA DE PRODUCCION DE PEGANTE CERAMICO EN LA CIUDAD DE BUCARAMANGA. BUCARAMANGA: COLOMBIA.

Industrias. (2015). Molienda. Industria, I, 9-26.

GPR INDUSTRIAL. (2019). Correa. 2019, de A23 Correa en V tipo A. Sitio web: <https://www.gprindustrial.com/es/correas-en-v-tipo-a/36-a31-classic-vbelt.html>

SKF. (2019) Rodamientos. 2019, de Rodamientos de bolas con contacto angular de una hilera. Sitio Web: <https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/single-row-angular-contact-ball-bearings/single-row/index.html>

ANEXOS

VI. ANEXOS

ANEXO 1 – Código de Ética del Colegio de Ingenieros del Perú



CÓDIGO DE ETICA DEL CIP

**APROBADO EN LA III SESIÓN ORDINARIA DEL CONGRESO NACIONAL DE CONSEJOS
DEPARTAMENTALES DEL PERÍODO 1998 - 1999
EN LA CIUDAD DE TACNA 22, 23 Y 24 ABRIL 1999**

ANEXO 2 – Tamaño del tamiz de arcilla

Rango de tamaño de partículas (µm)	Textura
2000 - 4000	grava fina
1000 - 2000	arena muy gruesa
500 - 1000	arena gruesa
250 - 500	arena media
125 - 250	arena fina
63 - 125	arena muy fina
20 - 63	limo grueso
6,3 - 20	limo medio
20 - 6,3	limo fino
< 2	arcilla

ANEXO 3 – Potencias nominales de bandas en V estándar

Tabla 17-12

Potencias nominales de bandas en V estándar

Sección de la banda	Diámetro de paso de la polea, pulg	Velocidad de la banda, pie/min				
		1 000	2 000	3 000	4 000	5 000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 y mayor	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
7.0 y mayor	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90	
C	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
	12.0 y mayor	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1
D	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
	12.0	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
	16.0	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
	17.0 y mayor	8.01	13.9	18.1	20.6	20.7
E	16.0	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
	28.0 y mayor	13.4	23.7	31.8	37.1	39.1

ANEXO 4 – Factor K para corrección de ángulo de contacto

Tabla 17-13

Factor de corrección del ángulo de contacto K_1 para transmisiones de banda plana VV* y en V

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

*Un ajuste de curva de la columna VV en términos de θ es
 $K_1 = 0.143\ 543 + 0.007\ 46\ 8\ \theta - 0.000\ 015\ 052\ \theta^2$
 en el intervalo de $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$.

ANEXO 5 – Parámetros para la selección de bandas en V

Tabla 17-16

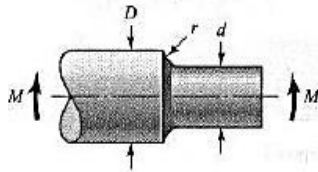
Algunos parámetros de bandas en V*

Sección de la banda	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1 098	1.217
8V	4 830	3.288

*Datos cortesía de Gates Rubber Co., Denver, Colo.

ANEXO 6 – Factor de concentración de esfuerzos

Eje redondo con entalle en el hombro en flexión $\sigma_0 = Mc/I$ donde $c = d/2$ e $I = \pi d^4/64$.*



El factor de concentración de esfuerzo K_t , está relacionado con el esfuerzo principal máximo ordenado $(\sigma_1)_{\max} =$

$$K_t = 0.632 + 0.377 \left(\frac{D}{d}\right)^{-4.4} + \left(\frac{r}{d}\right)^{-0.5} \sqrt{\frac{-0.14 - 0.363(D/d)^2 + 0.503(D/d)^4}{1 - 2.39(D/d)^2 + 3.368(D/d)^4}}$$

D/d	r/d						
	0.01	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30
1.01	1.790	1.349	1.245	1.199	1.171	1.152	1.138
1.05	2.638	1.697	1.474	1.376	1.317	1.276	1.247
1.10	3.154	1.897	1.599	1.467	1.388	1.355	1.295
1.50	4.237	2.279	1.815	1.610	1.487	1.404	1.342
2.00	4.424	2.388	1.843	1.624	1.494	1.405	1.339
6.00	4.495	2.360	1.854	1.630	1.496	1.405	1.337

















El factor de concentración de esfuerzo K_t , está relacionado con el esfuerzo von Mises máximo $(\sigma')_{\max} = K_t \sigma_0$,

$$K_t = 0.622 + 0.38 \left(\frac{D}{d}\right)^{-4.3} + \left(\frac{r}{d}\right)^{-0.5} \sqrt{\frac{-0.322 - 0.277(D/d)^2 + 0.599(D/d)^4}{1 - 2.55(D/d)^2 + 5.27(D/d)^4}}$$

D/d	r/d						
	0.01	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30
1.01	1.681	1.297	1.206	1.166	1.141	1.125	1.113
1.05	2.411	1.592	1.398	1.313	1.261	1.226	1.200
1.10	2.850	1.758	1.499	1.384	1.316	1.269	1.235
1.50	3.773	2.068	1.664	1.485	1.378	1.305	1.252
2.00	3.936	2.115	1.683	1.492	1.378	1.300	1.243
6.00	3.994	2.130	1.688	1.493	1.376	1.296	1.238

*S. M. Tipton, J. R. Soren y R. D. Rolovic, "Updated Stress-Concentration Factors for Filleted Shafts in Bending and Tension", trad. de ASME Journal of Mechanical Design, vol. 118, núm.3 (septiembre de 1996), pp. 321-327.

ANEXO 7 – Catálogo de correas tipo “V”.

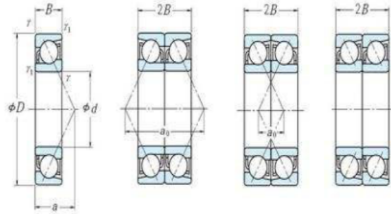
 <p>Correa en V tipo A ,Ancho superior: ½ in,Altura: 5/16 in,Longitud Interna: 15 in .Lonqitud externa: 17</p> <p>A17.5 Correa en V tipo A</p>	 <p>Correa en V tipo A ,Ancho superior: ½ in,Altura: 5/16 in,Longitud Interna: 15.5 in .Lonqitud externa: 17.5</p> <p>A18 Correa en V tipo A</p>	 <p>Correa en V tipo A ,Ancho superior: ½ in,Altura: 5/16 in,Longitud Interna: 16 in .Lonqitud externa: 18</p> <p>A19 Correa en V tipo A</p>	 <p>Correa en V tipo A ,Ancho superior: ½ in,Altura: 5/16 in,Longitud Interna: 17 in .Lonqitud externa: 19</p> <p>A19.5 Correa en V tipo A</p>
 <p>Correa en V tipo A ,Ancho superior: ½ in,Altura: 5/16 in,Longitud Interna: 17.5 in .Lonqitud externa: 19.5</p> <p>A20 Correa en V tipo A</p>	 <p>Correa en V tipo A ,Ancho superior: ½ in,Altura: 5/16 in,Longitud Interna: 18 in .Lonqitud externa: 20</p> <p>A21 Correa en V tipo A</p>	 <p>Correa en V tipo A ,Ancho superior: ½ in,Altura: 5/16 in,Longitud Interna: 19 in .Lonqitud externa: 21</p> <p>A21.5 Correa en V tipo A</p>	 <p>Correa en V tipo A ,Ancho superior: ½ in,Altura: 5/16 in,Longitud Interna: 19.5 in,Longitud Interna: 19.5 in .Lonqitud externa: 21.5</p> <p>A22 Correa en V tipo A</p>
 <p>Correa en V tipo A ,Ancho superior: ½ in,Altura: 5/16 in,Longitud Interna: 20 in .Lonqitud externa: 22</p> <p>A23 Correa en V tipo A</p>	 <p>Correa en V tipo A ,Ancho superior: ½ in,Altura: 5/16 in,Longitud Interna: 21 in .Lonqitud externa: 23</p> <p>A23.5 Correa en V tipo A</p>	 <p>Correa en V tipo A ,Ancho superior: ½ in,Altura: 5/16 in,Longitud Interna: 21.5 in,Longitud Interna: 21.5 in .Lonqitud externa: 23.5</p> <p>A24 Correa en V tipo A</p>	 <p>Correa en V tipo A ,Ancho superior: ½ in,Altura: 5/16 in,Longitud Interna: 22 in .Lonqitud externa: 24</p> <p>A25 Correa en V tipo A</p>
 <p>Correa en V tipo A ,Ancho superior: ½ in,Altura: 5/16 in,Longitud Interna: 23 in .Lonqitud externa: 25</p>	 <p>Correa en V tipo A ,Ancho superior: ½ in,Altura: 5/16 in,Longitud Interna: 23.5 in .Lonqitud externa: 25.5</p>	 <p>Correa en V tipo A ,Ancho superior: ½ in,Altura: 5/16 in,Longitud Interna: 24 in .Lonqitud externa: 26</p>	 <p>Correa en V tipo A ,Ancho superior: ½ in,Altura: 5/16 in,Longitud Interna: 25 in .Lonqitud externa: 27</p>

ANEXO 8 – Catálogo de rodamientos tipo bola NSK.

Descripción del producto:

Los rodamientos de bolas de contacto angular con cojinetes WST están diseñados para una combinación de carga radial y axial. Los rodamientos de una hilera tienen una gran capacidad de empuje en una dirección. Algunos rodamientos de una hilera están diseñados específicamente para el montaje dúplex en conjuntos para un rendimiento máximo.

Imagen del producto y dibujo 2D del cojinete de bolas de contacto angular 7014C.



El rodamiento de bolas de contacto angular se puede usar en muchas áreas:

Generadores de aviones, motores, motos

Equipo biotecnológico

Husillos de mecanizado y rectificado de alta velocidad

Molinos de alta velocidad, máquinas textiles

Instrumentos de precisión, herramientas eléctricas, dispositivos médicos

Dimensiones principales			Calificaciones básicas de carga		Limite de carga de fatiga	Clasificaciones de velocidad		Designacion
re	re	segundo	do	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Limitando la velocidad	
mm	mm	mm	mm		kN	r / min	r / min	
10	30	9	7.02	3.35	0.14	30000	30000	▶ 7200 BEP
10	30	9	7.02	3.35	0.14	30000	30000	▶ 7200 BECBP
12	37	12	10.6	5	0.208	26000	24000	▶ 7301 BEP
12	32	10	7.61	3.8	0.16	28000	26000	▶ 7201 BECBP
12	32	10	7.61	3.8	0.16	28000	26000	▶ 7201 BEGAP
12	37	12	10.6	5	0.208	26000	20000	▶ 7301 BE-2RZP
12	32	10	7.61	3.8	0.16	28000	26000	▶ 7201 BEP
15	42	13	13	6.7	0.28	22000	20000	▶ 7302 BEP
15	35	11	8.32	4.4	0.183	24000	24000	▶ 7202 BEP
15	42	13	13	6.7	0.28	22000	20000	▶ 7302 BECBP
15	35	11	8.8	4.65	0.196	24000	26000	▶ 7202 BEGBP
15	35	11	8.8	4.65	0.196	24000	26000	▶ 7202 BEGAP
15	35	11	10.2	5.2	0.224	26000	40000	▶ 7202 ACCBM
15	35	11	8.8	4.65	0.196	24000	26000	▶ 7202 BECBP
15	35	11	8.32	4.4	0.183	24000	20000	▶ 7202 BE-2RZP
15	42	13	13	6.7	0.28	22000	17000	▶ 7302 BE-2RZP
17	40	12	12.5	6.7	0.285	24000	34000	▶ 7203 ACCBM
17	40	12	11.1	6.1	0.26	22000	20000	▶ 7203 BEY
17	47	14	15.9	8.3	0.355	20000	15000	▶ 7303 BE-2RZP
17	40	12	10.4	5.5	0.236	22000	20000	▶ 7203 BEP
17	40	12	11	5.85	0.25	22000	22000	▶ 7203 BEGAP
17	47	14	15.9	8.3	0.355	20000	19000	▶ 7303 BECBP
17	47	14	15.9	8.3	0.355	20000	19000	▶ 7303 BEGAP
17	47	14	15.9	8.3	0.355	20000	19000	▶ 7303 BEP
17	40	12	11	5.85	0.25	22000	28000	▶ 7203 BECBM
17	40	12	11	5.85	0.25	22000	22000	▶ 7203 BECBP
17	40	12	10.4	5.5	0.236	22000	17000	▶ 7203 BE-2RZP
20	52	15	19	10	0.425	17000	18000	▶ 7304 BECBPH
20	47	14	13.3	7.65	0.325	19000	14000	▶ 7204 BE-2RZP
20	47	14	14.3	8.15	0.345	19000	19000	▶ 7204 BECBPH
20	52	15	19	10	0.425	17000	18000	▶ 7304 BEGAP
20	52	15	19	10	0.425	17000	18000	▶ 7304 BEGBP
20	47	14	13.3	7.65	0.325	19000	18000	▶ 7204 BEP
20	47	14	14.3	8.15	0.345	19000	19000	▶ 7204 BEGBP
20	47	14	14.3	8.15	0.345	19000	19000	▶ 7204 BEGAP
20	52	15	17.4	9.5	0.4	17000	16000	▶ 7304 BEP
20	52	15	17.4	9.5	0.4	17000	13000	▶ 7304 BE-2RZP
20	52	15	20.8	11.2	0.475	19000	26000	▶ 7304 ACCBM
20	52	15	19	10	0.425	17000	22000	▶ 7304 BECBM
20	52	15	19	10	0.425	17000	18000	▶ 7304 BECBP
20	52	15	20.4	11.2	0.475	17000	18000	▶ 7304 BECBy
20	47	14	14.3	8.15	0.345	19000	19000	▶ 7204 BECBy
20	47	14	14.3	8.15	0.345	19000	19000	▶ 7204 BECBP
20	47	14	14.3	8.15	0.345	19000	24000	▶ 7204 BECBM
20	47	14	14.3	8.15	0.345	19000	19000	▶ 7204 BECBJ
20	47	14	dieciséis	9.3	0.39	20000	30000	▶ 7204 ACCBM
25	62	17	26.5	15.3	0.655	14000	19000	▶ 7305 BECBM
25	62	17	26.5	15.3	0.655	14000	15000	▶ 7305 BECBP
25	62	17	26.5	15.3	0.655	14000	15000	▶ 7305 BECBy
25	52	15	15.6	10	0.43	16000	17000	▶ 7205 BECBPH

ANEXO 9 – Catálogo de poleas tipo “V”.

Diagrama de selección de guías trapezoidales				
Anchura de la ranura de la polea (mm)	Perfil de la correa	Min. Ø (mm)	Diámetros de referencia de las poleas	Max. Ø (mm)
6	Y/6	75		700
8	8	75		900
9	3V/9N	85		900
9,7	SPZ	85		900
10	Z/10, ZX/X10	80		900
12,7	SPA	85		900
13	A/13, AX/X13	80		900
15	5V/15N	90		1300
16,3	SPB	90		1300
17	B/17, BX/X17	90		1300
20	20	140		1300
22	SPC, C22, CX/X22	140		1300
25	25, 8V/25N	300		1800
32	D/32	300		1800
40	E/40	300		1800

<p>Guía en V 1: 5 – 22 mm, varillas cortas</p> <p>Guía en V 2: 5 – 22 mm, varillas largas</p> <p>Guía en V 3: 22 – 40 mm, varillas cortas</p> <p>Guía en V 4: 22 – 40 mm, varillas largas</p>	
-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	--

ANEXO 10 – Análisis estático del martillo

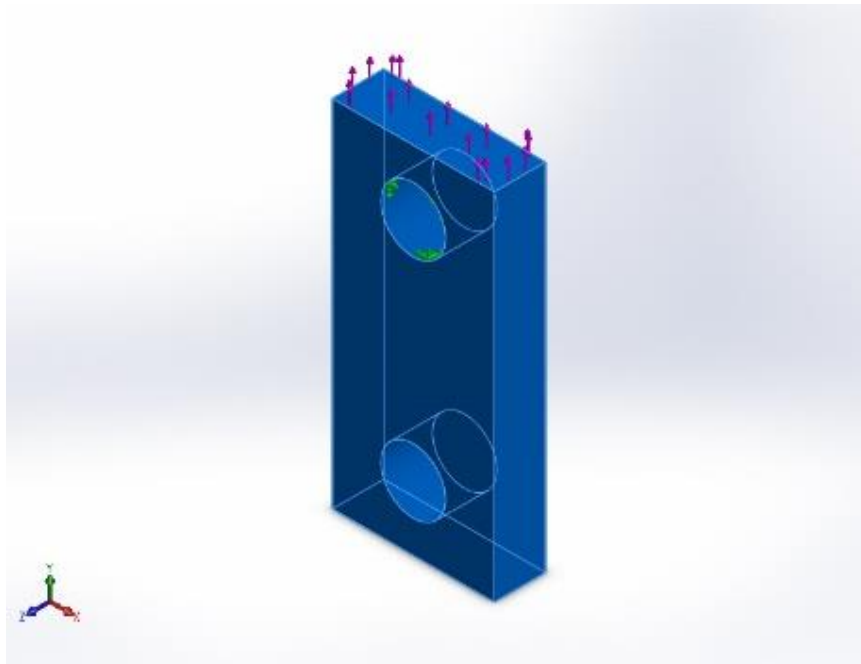


Ilustración 24 Martillo.

Fuente: Software de Simulación.

Propiedades del material

Tabla 8. Propiedades del material

Fuente: Propia

Nombre:	AISI 1020
Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error predeterminado:	Tensión máxima de von Mises
Límite elástico:	3.51571e+008 N/m ²
Límite de tracción:	4.20507e+008 N/m ²
Módulo elástico:	2e+011 N/m ²
Coefficiente de Poisson:	0.29
Densidad:	7900 kg/m ³
Módulo cortante:	7.7e+010 N/m ²
Coefficiente de dilatación térmica:	1.5e-005 /Kelvin

Información de mallado

Tipo de malla:	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Puntos jacobianos:	4 puntos
Tamaño máximo del elemento:	2 mm
Tamaño mínimo del elemento:	2 mm
Calidad de malla:	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos:	12036
Número total de elementos:	7531

ANEXO 11 – Deformación estática del martillo

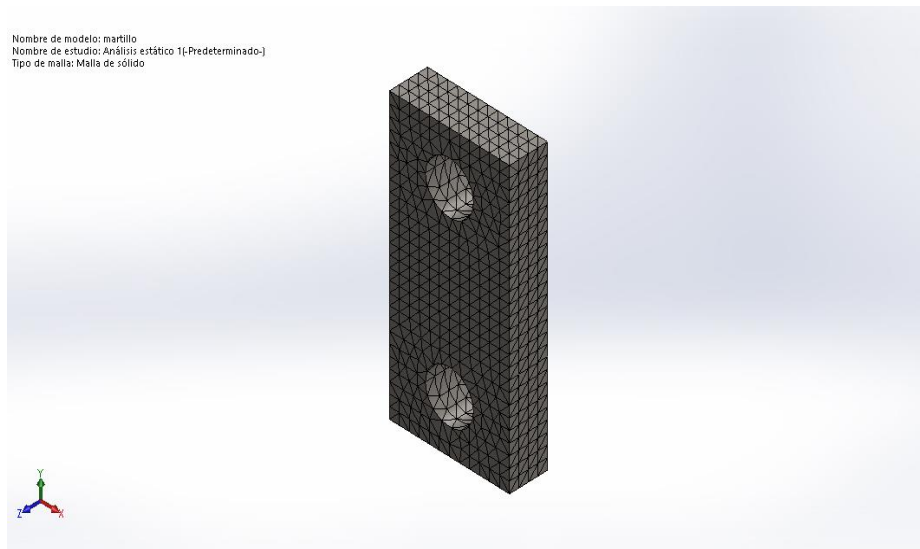


Ilustración 25. Análisis de Deformación del Martillo.

Fuente: Software de Simulación.

Resultado del estudio

La deformación es un cambio de tamaño o forma debido a fuerzas producidas internamente que son aplicadas sobre el mismo elemento o por dilatación térmica.

Del estudio tenemos los siguientes resultados:

La deformación mínima del martillo es de $1.35515e-008$ mm; y la deformación máxima en el martillo es de 0.000104302 mm.

Concluyo en que las deformaciones son mínimas por lo tanto se consideran despreciables ya q cumple con la siguiente expresión.

$$F_{sy} > F_{total} = 99.9 \text{ KN} > 4.25 \text{ KN}$$

ANEXO 12 – Factor de seguridad del martillo FDS

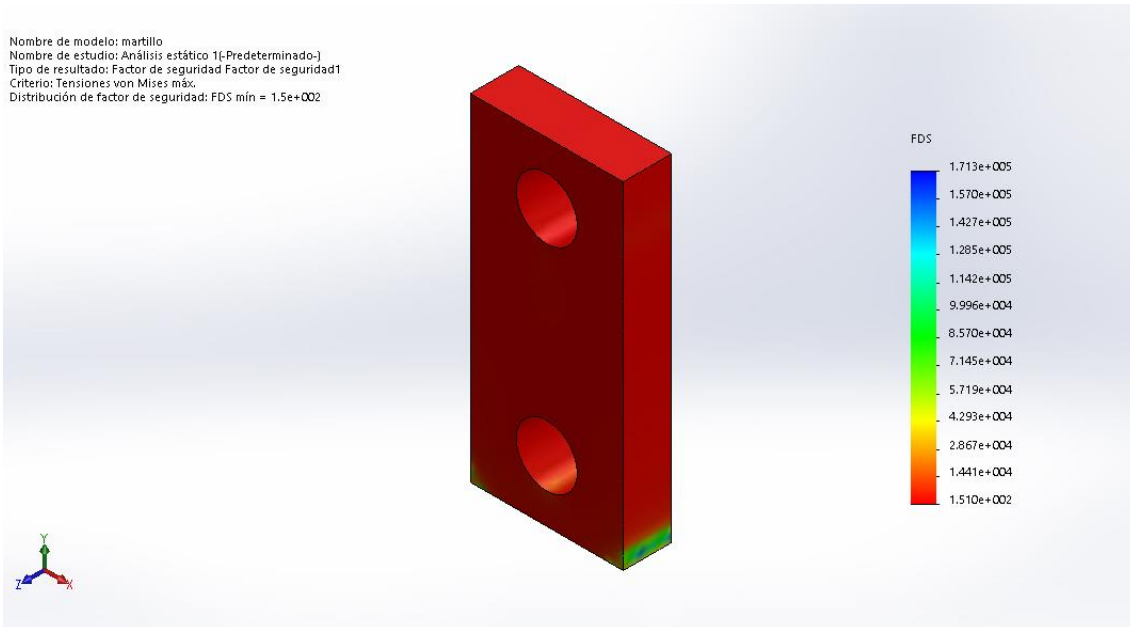


Ilustración 26 Factor de Seguridad del Martillo.

Fuente: Software de Simulación.

El factor de seguridad del martillo es óptimo debido a que es poco probable que falle por ruptura, ya que el material seleccionado para la construcción es el adecuado.

Del estudio tenemos el siguiente resultado:

El factor de seguridad en el criterio de ruptura máxima es de 17.4786; y el factor de seguridad en el criterio de tensión máxima Von Mises es de 8.309.

ANEXO 13 – PLANOS DE INGENIERÍA.