



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TRITURADORA DE
ARENA DE MOLDEO PARA EL ÁREA DE FUNDICIÓN DE LA
EMPRESA MINABRADEC”**

DAVID EFRAÍN JURADO SALGUERO
EDUARDO JAVIER BARAHONA FRAY

TRABAJO DE TITULACIÓN
TIPO: PROPUESTA TECNOLÓGICA

Previa la obtención del título de:
INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2018

ESPOCH

Facultad de Mecánica

APROBACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

2017-04-18

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparado por:

JURADO SALGUERO DAVID EFRAÍN

Titulado:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TRITURADORA DE ARENA DE
MOLDEO PARA EL ÁREA DE FUNDICIÓN DE LA EMPRESA
MINABRADEC”**

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

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Carlos José Santillán Mariño

DECANO FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Diego Fernando Mayorga Pérez

DIRECTOR

Ing. Javier Enrique Orna Chávez

MIEMBRO

ESPOCH

Facultad de Mecánica

APROBACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

2017-04-18

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparado por:

BARAHONA FRAY EDUARDO JAVIER

Titulado:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TRITURADORA DE ARENA DE
MOLDEO PARA EL ÁREA DE FUNDICIÓN DE LA EMPRESA
MINABRADEC”**

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

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Carlos José Santillán Mariño

DECANO FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Diego Fernando Mayorga Pérez

DIRECTOR

Ing. Javier Enrique Orna Chávez

MIEMBRO

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: JURADO SALGUERO DAVID EFRAÍN

TRABAJO DE TITULACIÓN: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TRITURADORA DE ARENA DE MOLDEO PARA EL ÁREA DE FUNDICIÓN DE LA EMPRESA MINABRADEC”

Fecha de Examinación: 2018-03-16

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Diego Fernando Mayorga Pérez DIRECTOR			
Ing. Javier Enrique Orna Chávez MIEMBRO			

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

RECOMENDACIONES: _____

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

Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez

PRESIDENTE TRIB. DEFENSA

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: BARAHONA FRAY EDUARDO JAVIER

TRABAJO DE TITULACIÓN: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TRITURADORA DE ARENA DE MOLDEO PARA EL ÁREA DE FUNDICIÓN DE LA EMPRESA MINABRADEC”

Fecha de Examinación: 2018-03-16

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Diego Fernando Mayorga Pérez DIRECTOR			
Ing. Javier Enrique Orna Chávez MIEMBRO			

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

RECOMENDACIONES: _____

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

Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez
PRESIDENTE TRIB. DEFENSA

DERECHOS DE AUTORÍA

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

Jurado Salguero David Efraín

Barahona Fray Eduardo Javier

DECLARACION DE AUTENTICIDAD

Nosotros, Jurado Salguero David Efraín y Barahona Fray Eduardo Javier, declaramos que el presente trabajo de titulación es de nuestra autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos que constan en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autores, asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación.

Jurado Salguero David Efraín

Cédula de Identidad: 180445705-7

Barahona Fray Eduardo Javier

Cédula de Identidad: 060486758-0

DEDICATORIA

Dedico este trabajo primeramente a Dios, que gracias a su gracia me ha dado la inteligencia, sabiduría y fuerza necesarias para salir adelante en esta carrera de ingeniería mecánica llegando a cumplir la meta deseada.

A mis padres y hermanos que siempre estuvieron dándome ánimos para seguir adelante, apoyándome con su cariño y buenos consejos que me ayudaron a cumplir el objetivo planteado.

Jurado Salguero David Efraín

Dedico el presente trabajo a Dios, por haberme dado la vida, salud y sabiduría necesarias para haber llegado donde estoy, a mis padres y hermano que han estado dándome su apoyo y amor incondicional a lo largo de toda mi vida hasta llegar a culminar mi carrera.

Barahona Fray Eduardo Javier

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mi familia por su apoyo incondicional tanto en lo emocional como en lo económico en estos años de estudio. A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, a mis profesores y personal administrativo por la posibilidad de estudiar en sus instalaciones y recibir los conocimientos impartidos en la misma.

Agradezco a mi compañero Eduardo Barahona e ingenieros Diego Mayorga y Javier Orna por ser parte de este trabajo de titulación.

Jurado Salguero David Efraín

Agradezco a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo y en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica por brindarme la oportunidad de obtener una profesión y ser una persona útil para la sociedad.

A mi familia, quienes me apoyaron tanto en sentido emocional como económico para la construcción del proyecto, a los docentes de la Escuela de Ingeniería Mecánica por sus conocimientos impartidos, especialmente, a los ingenieros Diego Mayorga y Javier Orna, quienes me guiaron en el desarrollo de la tesis.

A mi compañero y amigo David Jurado que gracias al trabajo en equipo hemos logrado culminar con este proyecto.

Barahona Fray Eduardo Javier

LISTA DE CONTENIDO

RESUMEN

ABSTRACT

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO I

1.	MARCO REFERENCIAL.....	1
1.1.	Antecedentes.....	1
1.2.	Formulación del problema.....	2
1.3.	Justificación.....	3
1.4.	Alcance.....	3
1.5.	Objetivos.....	3
1.5.1.	<i>Objetivo general</i>	3
1.5.2.	<i>Objetivos específicos</i>	3

CAPÍTULO II

2.	MARCO TEÓRICO.....	4
2.1.	Fundición en arena	4
2.1.2.	<i>Arenas de Moldeo</i>	5
2.1.2.1.	<i>Propiedades de la arena</i>.....	6
2.1.2.2.	<i>Tipos de arena para moldeo</i>	9
2.2.	Sistemas de Trituración de arena.....	10
2.2.1.	<i>Trituradora de Martillos</i>	10
2.2.2.	<i>Trituradora de Rodillos</i>	11
2.2.3.	<i>Trituradora de Bolas</i>.....	12
2.3.	Metodología de diseño para una trituradora de arena.	14
2.3.1.	<i>Definición del producto</i>	15
2.3.2.	<i>Diseño conceptual</i>.....	17
2.3.3.	<i>Diseño de materialización</i>	18
2.3.4.	<i>Diseño de detalle</i>	20
2.4.	Criterios de diseño mecánico	20

2.4.1.	<i>Diseño a carga estática</i>	20
2.4.2.	<i>Diseño a fatiga</i>	22
2.4.3.	<i>Herramientas de diseño</i>	24
CAPÍTULO III		
3.	ANÁLISIS DE LAS ALTERNATIVAS	26
3.1.	Metodología de diseño	26
3.1.1.	<i>Definición del producto</i>	26
3.1.1.1.	<i>Necesidades del cliente</i>	26
3.1.2.	<i>Desarrollo de la función de calidad, QFD</i>	28
3.1.2.1.	<i>Casa de la calidad</i>	28
3.1.3.	<i>Especificaciones del producto</i>	33
3.2.	Diseño Conceptual	33
3.2.1.	<i>Estructura Funcional</i>	34
3.2.2.	<i>Definición de módulos</i>	36
3.2.3.	<i>Soluciones para cada módulo</i>	37
3.2.4.	<i>Evaluación y selección del módulo 1</i>	40
CAPÍTULO IV		
4.	DISEÑO DE LA MÁQUINA TRITURADORA DE MARTILLOS	44
4.1.	Potencia para trituración del motor	44
4.2.	Determinación del número de martillos	46
4.3.	Cálculo de la fuerza de trituración.	47
4.4.	Radio de giro	50
4.5.	Diseño del martillo	52
4.5.1.	<i>Dimensionamiento del martillo</i>	52
4.5.2.	<i>Cálculo de la fuerza centrífuga producida por los martillos</i>	53
4.5.3.	<i>Cálculo de la dimensión “y”</i>	54
4.6.	Diseño del eje secundario	55
4.7.	Cálculo del factor de seguridad del martillo	59
4.8.	Diseño de los discos	60
4.9.	Selección del motor para la máquina triturado de martillo	62
4.9.1.	<i>Inercia martillos</i>	62
4.9.2.	<i>Inercia ejes secundarios</i>	63
4.9.3.	<i>Inercia discos</i>	64

4.9.4.	<i>Inercia de los separadores</i>	65
4.9.5.	<i>Potencia necesaria recalculada del motor</i>	66
4.9.6.	<i>Selección del motor</i>	67
4.10.	Selección de bandas	67
4.10.1.	<i>Cálculo de la relación de transmisión</i>	67
4.10.2.	<i>Cálculo de la potencia de diseño</i>	68
4.10.3.	<i>Selección del perfil de la banda</i>	69
4.10.4.	<i>Diámetro de las poleas</i>	69
4.10.5.	<i>Distancia entre ejes:</i>	70
4.10.6.	<i>Determinación de la longitud primitiva de la banda:</i>	71
4.10.7.	<i>Determinación de la potencia básica que transmite una correa (P_1)</i>	72
4.10.8.	<i>Factor de corrección por longitud (C_1)</i>	73
4.10.9.	<i>Determinación del arco de contacto menor:</i>	73
4.10.10.	<i>Factor de corrección por arco de contacto (C_1)</i>	73
4.10.11.	<i>Cálculo del número de bandas</i>	73
4.10.13.	<i>Velocidad de la banda</i>	74
4.10.14.	<i>Verificación de los ciclos de flexión</i>	74
4.10.15.	<i>Cálculo de las tensiones en las bandas</i>	75
4.11.	Diseño eje principal	77
4.11.1.	<i>Cargas eje principal</i>	77
4.11.2.	<i>Cálculo del Momento torsor y flector</i>	81
4.11.3.	<i>Cálculo inicial del diámetro eje principal</i>	83
4.11.4.	<i>Recálculo del diámetro eje principal</i>	85
4.11.4.1.	<i>Límite de fatiga</i>	85
4.11.4.2.	<i>Diámetro recalculado</i>	88
4.11.5.	<i>Velocidades críticas</i>	90
4.12.	Diseño de la manzana	91
4.12.1.	<i>Cálculo del diámetro de los pernos</i>	91
4.12.2.	<i>Diseño del cordón de soldadura</i>	92
4.13.	Diseño de la chaveta para la polea	94
4.13.2.	<i>Diseño a aplastamiento</i>	96
4.14.	Selección de rodamientos	96
4.16.	Diseño de la estructura para la máquina	99

4.15.1.	<i>Descripción de la estructura</i>	99
4.15.2.	<i>Cálculo de cargas para la estructura</i>	99
4.16.1.	<i>Cálculo de la carga viva</i>	101
4.15.3.	<i>Cálculo de la capacidad de la estructura</i>	102
4.15.3.	<i>Verificación de la capacidad de la estructura</i>	103
4.16.	Simulación de impacto de los martillos y arena	111
4.16.1.	<i>Obtención de los modelos tridimensionales de los componentes</i>	111
4.16.2.	<i>Materiales utilizados para la simulación</i>	112
4.16.3.	<i>Definición del Pre-proceso</i>	113
4.16.3.1.	<i>Generación de la geometría</i>	114
4.16.3.1.	<i>Condiciones para modelado</i>	114
4.16.4.	<i>Análisis de resultados</i>	118
4.16.5.	<i>Comparación de los valores obtenidos</i>	120
4.16.5.1.	<i>Generación de la geometría</i>	120
4.16.5.2.	<i>Condiciones para modelado</i>	121

CAPÍTULO V

5.	CONSTRUCCIÓN, ENSAMBLAJE Y PRUEBAS DE LA TRITURADORA	124
5.1.	Componentes de la máquina trituradora	124
5.2.	Máquinas herramientas, herramientas e instrumentos utilizados para la construcción.	125
5.3.	Procedimiento para fabricar la máquina	126
5.4.	Flujograma para la construcción	131
5.5.	Ensamble de la trituradora de martillos	133
5.6.	Flujograma del ensamblaje	136
5.7.	Pruebas de campo	137
5.7.1.	<i>Prueba de capacidad de trabajo</i>	137
5.7.2.	<i>Prueba de granulometría</i>	138
5.8.	Manual de usuario	141
5.8.1.	<i>Requerimientos técnicos para la trituradora de martillo</i>	141
5.8.2.	<i>Funcionamiento de la trituradora de martillo</i>	141
5.9.	Manual de mantenimiento	143
5.9.1.	<i>Limpieza integral de la trituradora</i>	143

5.9.2.	<i>Inspección del equipo</i>	143
5.9.3.	<i>Lubricación y engrase</i>	143
5.9.4.	<i>Reemplazo de partes intercambiables</i>	144
5.9.5.	<i>Plan de mantenimiento anual trituradora de martillo</i>	144
5.10.	Costos de Construcción	145
5.10.1.	<i>Costos directos</i>	145
5.10.1.1.	<i>Costos por materiales</i>	146
5.10.1.2.	<i>Costos por mano de obra y máquinas herramientas</i>	147
5.10.1.3.	<i>Costo por transporte</i>	148
5.10.1.4.	<i>Costos directos totales</i>	149
5.10.2.	<i>Costos indirectos</i>	149
5.10.3.	<i>Costos Totales de construcción</i>	150

CONCLUSIONES

RECOMENDACIONES

BIBLIOGRAFIA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

Tabla 1-2: Ventajas y desventajas de trituradoras	13
Tabla 2-2: Límite de resistencia a la fatiga.....	23
Tabla 1-3: Especificaciones técnicas de la máquina.....	33
Tabla 2-3: Soluciones Módulo 1.....	37
Tabla 3-3: Evaluación de los pesos específicos – Módulo 1	42
Tabla 4-3: Evaluación del peso específico del criterio capacidad	42
Tabla 5-3: Evaluación del peso específico del criterio costo.....	42
Tabla 6-3: Evaluación del peso específico del criterio material.....	43
Tabla 7-3: Evaluación del peso específico del criterio dimensiones	43
Tabla 8-3: Selección de la solución del módulo 1	43
Tabla 1-4: Arista promedio de la arena.....	45
Tabla 2-4: Coeficiente de fluctuación.....	51
Tabla 3-4: Motor eléctrico Siemens	67
Tabla 4-4: Factor de servicio	68
Tabla 5-4: Cargas sometidas al eje principal.....	77
Tabla 6-4: Cargas en los discos $Cp1$, $Cp2$ y $Cp3$	78
Tabla 7-4: Carga total transmitida al eje principal	78
Tabla 8-4: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.....	85
Tabla 9-4: Factor de Tamaño.....	86
Tabla 10-4: Propiedades mínimas del material de aporte.....	93
Tabla 11-4: Dimensiones de chavetas	95
Tabla 12-4: Carga radial dinámica equivalente	97
Tabla 13-4: Pesos de los componentes de la trituradora.....	100
Tabla 14-4: Áreas y centroides del área de compresión.....	106
Tabla 15-4: Pesos de los componentes de la trituradora.....	112
Tabla 1-5: Máquina trituradora dividida en sistemas y componentes.....	124
Tabla 2-5: Máquina trituradora dividida en sistemas y componentes.....	126
Tabla 3-5: Procesos y tiempos de construcción.....	127
Tabla 4-5: Tiempos para ensamblaje de la estructura	134
Tabla 5-5: Tiempos para ensamblaje de sistema de alimentación.....	134

Tabla 6-5: Tiempos para ensamblaje de sistema de trituración.....	134
Tabla 7-5: Tiempos para ensamblaje de sistema de tamizado.....	135
Tabla 8-5: Tiempos para ensamblaje de sistema de transmisión.....	135
Tabla 9-5: Tiempos para ensamblaje de sistema eléctrico	135
Tabla 10-5: Tiempos para estética de la máquina	136
Tabla 11-5: Tiempo total de ensamblaje	136
Tabla 12-5: Resultados de la prueba de capacidad de procesamiento.....	137
Tabla 13-5: Resultados obtenidos del primer ensayo para granulometría.....	138
Tabla 14-5: Resultados obtenidos del segundo ensayo para granulometría	139
Tabla 15-5: Resultados obtenidos del tercer ensayo para granulometría	140
Tabla 16-5: Índices de Finura y tamaño de grano AFS	141
Tabla 17-5: Plan de mantenimiento anual trituradora de martillo	144
Tabla 18-5: Fechas y duración plan de mantenimiento	145
Tabla 19-5: Lista de costos para materiales utilizados	146
Tabla 20-5: Lista de costos generados por mano de obra.....	147
Tabla 21-5: Lista de costos generados por utilización de máquinas herramientas.....	148
Tabla 20-5: Costos generados por transporte	148
Tabla 21-5: Valor total de gastos directos	149
Tabla 22-5: Costos indirectos generados por la construcción	149
Tabla 25-5: Costos totales de construcción	150

LISTA DE FIGURAS

Figura 1-2: Secuencia de etapas en la Fundición con arena	5
Figura 2-2: Tipos de granos según el tipo	9
Figura 3-2: Trituradora de martillos.	11
Figura 4-2: Trituradora de cilindro doble y triple.	12
Figura 5-2: Trituradora de bolas.....	13
Figura 1-3: Molino de martillos fabricado por Maquinaria Ordoñez.....	29
Figura 2-3: Molino de martillos fabricado por SIRCA	30
Figura 3- 3: Casa de la calidad	32
Figura 4-3: Análisis funcional – Nivel 0	34
Figura 5-3: Análisis funcional – Nivel 1	34
Figura 6-3: Análisis funcional – Nivel 2	35
Figura 7-3: Generación de módulos	36
Figura 8-3: Vistas e isométrico de la Solución A.....	38
Figura 9-3: Vistas e isométrico de la Solución A.....	39
Figura 10-3: Vistas e isométrico de la Solución A.....	40
Figura 1-4: Sistema de trituración y sus partes constitutivas.....	44
Figura 2-4: Ensayo plancha y cubo de arena.....	48
Figura 3-4: Dimensiones de un martillo.....	52
Figura 4-4: Martillo con dimensión “y”.	55
Figura 5-4: Eje secundario con fuerzas aplicadas	56
Figura 6-4: Eje secundario disposición final	58
Figura 4-7: Sección que soporta la fuerza centrífuga.....	59
Figura 8-4: Sección del disco	60
Figura 9-4: Diámetro final del disco.	62
Figura 10-4: Eje secundario con fuerzas producidas por las masas	78
Figura 11-4: Eje principal con fuerzas aplicadas	79
Figura 12-4: Eje principal disposición final	90
Figura 13-4: Chaveta	94
Figura 14-4: Estructura de la trituradora	99
Figura 15-4: Estructura con cargas muertas	100

Figura 16-4: Estructura con cargas vivas	102
Figura 17-4: Estructura con factores demanda capacidad	103
Figura 18-4: Configuración de la geometría del perfil	105
Figura 19-4: Deformación debido a las cargas vivas	111
Figura 20-4: Deformación debido a las cargas vivas	112
Figura 21-4: Geometría definida en ANSYS	114
Figura 22-4: Creación del sistema de coordenadas auxiliar	115
Figura 23-4: Creación de la interacción entre cuerpos	116
Figura 24-4: Condición inicial de velocidad angular	117
Figura 25-4: Creación inicial de velocidad para arena	117
Figura 26-4: Análisis de impacto	118
Figura 27-4: Velocidades de arena después del análisis de impacto	119
Figura 28-4: Esfuerzos en arena análisis de impacto	119
Figura 29-4: Esfuerzos en martillos análisis de impacto	120
Figura 30-4: Geometría de martillo definida en ANSYS	121
Figura 31-4: Condición de análisis para apoyo	122
Figura 32-4: Ubicación fuerza remota	122
Figura 33-4: Esfuerzo producidos por la fuerza de trituración	123
Figura 2-5: Flujograma de construcción sistema de alimentación	132
Figura 3-5: Flujograma de construcción sistema de tamizado	133
Figura 4-5: Flujograma de construcción sistema de trituración	132
Figura 5- 5: Flujograma de construcción sistema de transmisión	133
Figura 6-5: Flujograma de construcción sistema eléctrico	133
Figura 7-5: Flujograma de ensamblaje de la trituradora	137
Figura 8-5: Botonera normalmente abierta	141
Figura 9-5: Carga de arena	142
Figura 10-5: Sistema de trituración	142
Figura 11-5: Descarga de la arena triturada	142

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1-4: Resultados del análisis del eje secundario ANSYS	57
Gráfico 2-4: Selección del tipo de correa catálogo SKF	69
Gráfico 3-4: Resultados del análisis del eje principal ANSYS	80
Gráfico 4-4: Resultados del análisis del eje secundario ANSYS	82
Gráfico 5-4: Resultados del análisis del eje secundario ANSYS	83
Gráfico 6-4: Factor K_t	87
Gráfico 7-4: Factor “q”	87
Gráfico 8-4: Factor K_{ts}	89
Gráfico 9-4: Factor q_{ts}	89

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A	Catálogo de platinas DIPAC Manta
ANEXO B	Catálogo de ejes de transmisión DIPAC Manta
ANEXO C	Catálogo de barras perforada Rodaseros
ANEXO D	Catálogo Motor SIEMENS
ANEXO E	Diámetros mínimos de poleas
ANEXO F	Longitudes de correa
ANEXO G	Potencia transmitidas por cada correa
ANEXO H	Coefficiente de corrección por arco de contacto y longitud de correa
ANEXO I	Distancias máximas y mínimas para instalación
ANEXO J	Coefficiente M (densidad de correa)
ANEXO K	Clases métricas de propiedad mecánica de pernos de acero
ANEXO L	Diámetros y área de rosca unificadas de tronillo UNC y UNF
ANEXO M	Coefficientes f_n y f_h rodamientos
ANEXO N	Rodamiento de bolas NTN
ANEXO O	Catálogo de tubo estructural cuadrado DIPAC Manta
ANEXO P	Procedimiento de soldadura S1
ANEXO Q	Procedimiento de soldadura S2
ANEXO R	Procedimiento de soldadura S3
ANEXO S	Ensayo de densidad método AFS
ANEXO T	Ensayo de compresión método AFS
ANEXO U	Ensayo de corte método AFS
ANEXO V	Carta aceptación de la empresa

RESUMEN

El propósito del presente trabajo consistió en el diseño y construcción de una trituradora de arena de moldeo para el área de fundición de la empresa MINABRADEC. Este trabajo surge debido a la ineficiencia del proceso de trituración en la empresa, mismo que se realizaba de forma manual, por lo que se busca solucionar este problema. Para ello fue necesario indagar bibliografía y propuestas tecnológicas relacionadas con los diferentes métodos de trituración existentes, siguiendo con el diseño conceptual del producto, donde se establecieron las necesidades del cliente y especificaciones de la máquina, dando de esta manera diferentes alternativas de solución para proceder a seleccionar la más adecuada, según los resultados que se obtuvieron en el estudio de la casa de la calidad y los criterios ponderados se seleccionó una trituradora de martillos. La máquina seleccionada se modeló en el software SolidWorks para confirmar sus dimensiones y continuar con el diseño mecánico de cada uno de sus elementos, determinando así diámetros, dimensiones y factores de seguridad de los mismos, posteriormente se realizó la simulación de impacto del proceso de trituración en el software ANSYS comprobando así los cálculos realizados. Se obtuvo una trituradora de martillos cuyo sistema de trituración consta de un eje principal, 4 ejes secundarios cada uno con 10 martillos y una capacidad de trabajo correspondiente a 25,19 kg/min, entregando un producto final con una granulometría de 230 a 300 micras adecuado para el proceso de fundición de la empresa. Se recomienda que la arena que ingresa a la máquina no tenga restos de material fundido, para no desgastar prematuramente el sistema y no taponar o bloquear los elementos de la máquina.

Palabras claves: < TECNOLOGÍA Y CIENCIAS DE LA INGENIERÍA>, <SISTEMA DE TRITURACIÓN>, <MOLINO DE MARTILLOS>, <ANÁLISIS DE IMPACTO>, <ANSYS (SOFTWARE)>.

ABSTRACT

The objective of this investigation was the design and construction of a sand molding crusher for the foundry area of the MINABRADEC company. This investigation arises due to the inefficiency of the crushing process in the company, which was done manually, so it seeks to solve this problem. For that it was necessary to investigate bibliography and technological proposals related to the different existing crushing methods, following with the conceptual design of the product, were the needs of the client and specifications of the machine were established, giving in this way different alternatives of solution to proceed to select the most appropriate, according to the results that were obtained in the study of the house, of quality and weighted criteria was selected a hammer crusher. The selected machine was modeled in the software SolidWorks to confirm its dimensions and continue with the mechanical design of each one of its elements, thus determining diameters, dimensions and safety factors of the same, then the impact simulation of the crushing process was performed in the ANSYS software checking the calculation made. A hammer crusher was obtained which crushing system consists of a main axis, 4 secondary axis each with 10 hammers and a working capacity corresponding to 25,19kg/min, delivering a final product with a granulometry of 230 to 300 microns suitable for the smelting process of the company. It is recommended that the sand entering the machine does not have traces of molten material, so as not to prematurely wear out the system and not to clog or block the elements of the machine.

Keywords: <TECHNOLOGY AND SCIENCE OF ENGINEERING>, <CRUSHING SYSTEM>, <HAMMER MILL>, < ANALYSES IMPACT >, < ANSYS (SOFTWARE)>.

INTRODUCCIÓN

En la ciudad de Riobamba la empresa MINABRADEC, misma que se encuentra localizada en el parque industrial, utiliza el proceso de fundición para la fabricación de ciertas piezas, mismas que son utilizadas en molinos de mandíbulas para la generación de materiales abrasivos. Esta fundición se realiza en horno de cubilote y los moldes se elaboran en arena de sílice, esta arena se endurece y compacta después de verter el material fundido, perdiendo así sus propiedades, como esta arena es reutilizable es necesario regresar la arena a su estado original, uno de los pasos para el reciclaje es triturar la arena para que quede desmenuzada y lo más homogénea posible, este proceso se realiza mediante impacto y manualmente, demandando una gran cantidad de tiempo y operarios sin obtener los resultados deseados, por lo que es necesario una máquina que realice dicho trabajo.

Por esta razón el objetivo del presente proyecto es el de diseñar y construir una trituradora de arena, mediante la cual la empresa podrá renovar la arena de moldeo mucho más rápida y eficazmente, de ahorrando tiempo y recursos humanos, aumentado así la eficiencia de la empresa.

Se eligieron 3 tipos de trituradoras que son: trituradora de bolas, trituradoras de martillos y trituradora de rodillos, como las soluciones más factibles para posteriormente desarrollar la matriz de calidad y escoger la más adecuada. Se seleccionó una trituradora de martillos para proceder con el diseño mecánico de la misma, estableciendo las diferentes dimensiones y factores de seguridad de sus elementos constitutivos, incluso se realizó la simulación del impacto de los martillos con los granos de arena para comprobar los resultados obtenidos.

CAPÍTULO I

1. MARCO REFERENCIAL

1.1. Antecedentes

En la actualidad el proceso de fundición es muy empleado a nivel mundial para la producción de piezas fundidas, siendo las principales siderúrgicas ArcelorMittal de Luxemburgo y Posco de Corea del Sur, ambas con ventas mayores a 50000 millones de dólares, por otra parte en el país de Brasil se encuentra la metalúrgica Gerdau que tiene ventas mayores a 18000 millones. (Naranjo, 2014)

En Ecuador la demanda de materiales metálicos es elevada y la mayor parte es suplida con importaciones, ya que existen pocas empresas que se dedican a la fundición en Ecuador como: Metalúrgica Ecuatoriana Cia.Ltda y Fisa Fundiciones Industriales S.A situadas en Quito y Guayaquil respectivamente. (Moffit, s.f.)

En Riobamba la empresa MINABRADEC utiliza el proceso de fundición para la fabricación de ciertas piezas y los moldes se realizan en arena de sílice. Esta arena se endurece y compacta debido al calor, como esta arena es reutilizable es necesario regresar la arena a su estado original, este proceso se lo puede realizar manualmente pero es muy tedioso y conlleva gran cantidad de tiempo, por esta razón es importante contar con una máquina que facilite este proceso.

Existen muchas empresas a nivel mundial que fabrican y ensamblan máquinas trituradoras necesarias para realizar el proceso mencionado. A nivel mundial la más importante es Henan Liming Heavy Industry Science & Technology Co. Ltd. Ubicada en china con una variedad de productos, y otra importante está localizada en la región es CPY en Argentina. El problema es que empresas como éstas producen máquinas

sumamente grandes y costosas que serían más que una ayuda un problema para quienes adquieran las máquinas por cuestiones de costo y disponibilidad de espacio.

En vista de la necesidad mencionada se propone el diseño y la construcción de una máquina trituradora de arena que cumpla con las características deseadas por la empresa.

1.2. Formulación del problema

La empresa MINABRADEC genera materiales abrasivos para realizar sand blasting, en la actualidad implementó el proceso de fundición, para fabricar muelas y postizos para sus molinos en vista del costo de compra e importación. Por lo mencionado anteriormente la empresa se ve obligada a mejorar el proceso de fundición reduciendo tiempos de producción.

La fundición está siendo realizada en horno de cubilote y el moldeo con arena de sílice. Esta arena después de realizada la fundición pierde sus propiedades iniciales y debido a esto es necesario reciclarla añadiendo nuevamente materiales como agua y sus otros aditivos para poder utilizarla en la fabricación de moldes nuevamente.

Uno de los pasos para el reciclaje de la arena es triturar la misma para que quede desmenuzada y lo más homogénea posible, este proceso se realiza mediante impacto. En vista que realizar este proceso manualmente demanda una gran cantidad de tiempo y operarios sin obtener los resultados deseados es necesario una máquina que realice dicho trabajo.

La máquina deseada deberá triturar la arena con rapidez y eficacia, tras realizar este proceso el producto deberá salir casi listo para su uso, totalmente desmenuzado y lo más homogéneo posible. Para lo cual se ha decidido diseñar y construir una trituradora de arena que cumpla con las condiciones especificadas y sea lo más económica posible.

1.3. Justificación

Mediante el diseño y la construcción de la trituradora, la empresa podrá renovar la arena de moldeo mucho más rápida y eficazmente, de esta manera se podrá ahorrar tanto tiempo como recursos humanos y los moldes podrán ser hechos con mayor rapidez aumentando así la producción de piezas fundidas, mismas que son necesarias para el proceso de producción de materiales abrasivos en la empresa MINABRADEC, aumentando así la eficiencia de la empresa.

1.4. Alcance

El presente trabajo de titulación se centra en el diseño y la construcción de una trituradora de arena para mejorar la forma en que se reutiliza la misma en la empresa MINABRADEC. También incluye el montaje, pruebas de funcionamiento y puesta en marcha de la máquina.

1.5. Objetivos

1.5.1. *Objetivo general*

Diseñar y construir una trituradora de arena de moldeo para el área de fundición de la empresa MINABRADEC.

1.5.2. *Objetivos específicos*

- Investigar bibliografía y propuestas tecnológicas para solucionar el problema.
- Diseñar la máquina de acuerdo a las características solicitadas.
- Construir la máquina de acuerdo a los cálculos realizados.
- Realizar el montaje y pruebas de la maquinaria.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

El presente capítulo tiene como objetivo realizar el estudio bibliográfico de los sistemas de trituración para arena de sílice, para ello se procederá a estudiar en primer lugar los sistemas de trituración existentes, las principales características y propiedades de la arena de sílice y finalmente se estudiará la metodología de diseño que se usará en este trabajo.

2.1. Fundición en arena

La fundición es un proceso mediante el cual se busca la fabricación de piezas, las mismas que comúnmente son metálicas, este proceso consiste en calentar el metal a una temperatura mayor a su punto de fusión para después verterlo en un molde donde se solidifica y se obtiene la pieza del tamaño y forma deseada. (Kalpakjian & Schmid, 2008)

Mediante el sistema de fundición adecuado se pueden fundir piezas que puede variar desde pequeñas piezas de prótesis dental, con peso de gramos, hasta los grandes bastidores de máquinas de varias toneladas, de forma variada, sencilla o complicada, que son imposibles de fabricar por otros procedimiento convencionales, como forja, laminación, etc.

La fundición en arena es un método tradicional para la fundición de aleaciones metálicas, este proceso de fundición es el más utilizado en el mundo, es el responsable de la mayoría de tonelaje fundido en el mundo debido a su versatilidad. Casi todas las aleaciones de fundición pueden fundirse con arena; de hecho, es uno de los pocos procesos que pueden usarse para metales con temperaturas de fusión elevadas, tales como aceros, níqueles y titanio. El proceso de fundición en arena permite una gran variedad de tamaños desde piezas muy pequeñas como cerrajería hasta piezas muy grandes como impulsores de turbina. (Groover, 2007)

La fundición en arena consiste en verter el material derretido en un molde de arena y posteriormente dejar que el mismo solidifique, luego se procede a destruir el molde dicho anteriormente para retirar la pieza, limpiarla e inspeccionarla, en algunos casos se procede a realizar tratamientos térmicos a las piezas con el fin de mejorar sus propiedades.

En la figura 1-2 se puede observar todos los pasos que se llevan a cabo en el procesos de fundición con arena. Este proyecto se centrará en la etapa de preparación de la arena, previa a la fabricación del molde. Esta etapa de preparación se requiere que se la realice de forma adecuada ya que de esta depende que el molde tenga las características adecuadas como permeabilidad de gases y dureza.

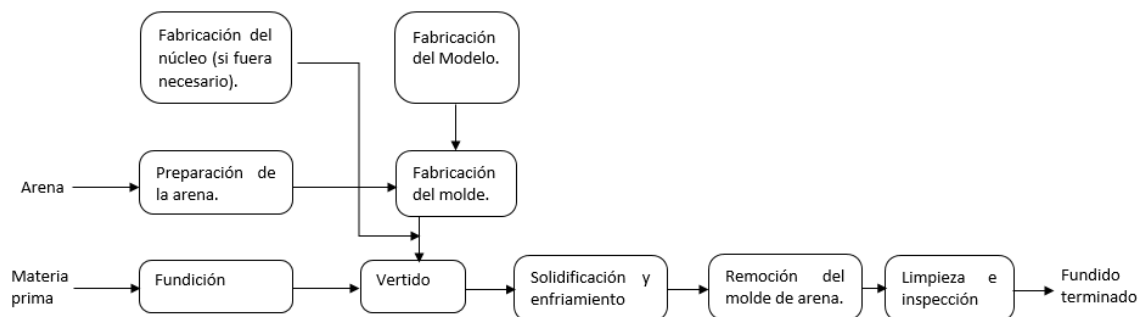


Figura 1-2: Secuencia de etapas en la Fundición con arena

Fuente: GROOVER Mikell. Fundamentos de la Manufactura Moderna. (Groover, 2007, p. 215)

2.1.2. Arenas de Moldeo

La arena de sílice es la más utilizada como material para los moldes en los distintos procesos de fundición, esto se hace debido a las diferentes características que posee entre las cuales destacan su bajo costo y elevado punto de fusión, existen varios tipos de esta arena y la elección de la misma dependerá del proceso y material a fundirse, se recomienda para esto que la arena esté limpia y de preferencia nueva. (Capello, 2005, p. 36)

Entre las características a tomar en cuenta para la selección de la arena para moldes se consideran las siguientes:

- Granulometría.- Si se requiere una superficie lisa se procede a utilizar arena de granos finos ya que se aprisiona mejor y en consecuencia posee mejor compactación para producir un mejor acabado superficial.

- Permeabilidad.- Es muy importante, de la misma depende la mayor o menor facilidad del escape de los gases de la fundición para lo que se requiere arena de grano grueso.

- Colapsabilidad.- Permite la deformación del molde después de verter el material fundido para que el mismo se contraiga evitando desgarramientos y agrietamientos.

- Disgregabilidad.- Es la capacidad de la arena para permitir una fácil extracción de la pieza fundida del molde.

2.1.2.1. Propiedades de la arena

Entre las principales propiedades a analizar para las arenas, se considera dos grupos importantes que son: las propiedades fisicoquímicas y las propiedades técnicas de la arena, las que se tratarán a continuación.

— Propiedades fisicoquímicas de la arena

Entre las principales propiedades fisicoquímicas se encuentran: las propiedades químicas, tamaño de los granos y la forma de los mismos. (Capello, 2005, pp. 42-43)

- Propiedades Químicas

En esta se analiza principalmente el contenido de cuarzo, arcilla y feldespato de la arena, cuya importancia radica en que mediante ésta se puede prever la fracturabilidad y la cohesión de la arena.

Entre las impurezas que se pueden presentar se encuentra el óxido de hierro el cual puede estar presente en 2 % para piezas que son pequeñas, 3 % para piezas medianas y en un 4 % para piezas grande. La cal es otro material que se considera impureza puesto que ésta

puede estar en forma de carbonato la que al disociarse puede dar lugar a la formación de dióxido de carbono pudiendo presentarse inclusiones gaseosas en la pieza, por lo cual, la cal puede ser tolerable hasta en un 1%. (Capello, 2005)

- Tamaño de los Granos

El tamaño se hace mediante un estudio granulométrico, en el que se determina, en una forma porcentual, la cantidad de arena en cada cedazo de la prueba.

Con los datos obtenidos en el análisis granulométrico se puede determinar un número convencional el que representa, en promedio, el tamaño de grano predominante en la arena, este número recibe el nombre de índice de grosor o índice de finura.

Según el tamaño del grano, las arenas pueden clasificarse en:

- a. Arena muy gruesa
- b. Arena gruesa
- c. Arena media
- d. Arena fina
- e. Arenas finísima

- Forma de los granos

Se lo realiza en un microscopio, donde se puede ver la distinción entre granos redondos y granos angulosos, para determinar cuál de estos dos predomina en la arena que se está examinando, el redondeamiento es un fenómeno provocado por la abrasión entre granos, y cabe recalcar que los granos esféroidales no son muy comunes. (Capello, 2005)

— Propiedades técnicas de la arena

Según Eduardo Capelo las principales características técnicas a examinar de la arena son la refractariedad, cohesión, permeabilidad y deslizamiento, las mismas que se tratarán a continuación. (Capello, 2005, pp. 37-48)

- Refractariedad

La refractariedad de la arena se mide de acuerdo a la temperatura que puede resistir ésta, sin que presente signos de fusión, esta propiedad viene dada generalmente por el contenido de sílice que presente la misma y del tipo de grano existente; los granos angulosos presentan una refractariedad menor que los esferoidales y los gruesos mayor refractariedad que los finos.

El grado de refractariedad también depende del material a fundirse, para aceros y hierros fundidos se requiere una resistencia a temperaturas entre 1350 y 1400 °C, por otra parte, para aleaciones y metales no ferrosos se requiere una resistencia para temperaturas de 850 a 1400°C.

- Cohesión

La cohesión es una propiedad que depende mucho de la naturaleza de la arena, la cantidad de aglutinante presente en la misma y del porcentaje de humedad existente.

La cohesión se puede determinar mediante ensayos de rotura a compresión, tensión y cizalla de arena, entre éstas la más importante es la primera ya que ésta determina si la arena será capaz de soportar las cargas a las que va a estar sometido el molde.

Para la bentonita se recomienda un 2% de humedad el cual se incrementará proporcionalmente acorde a la cantidad de aglutinante que se utilice, por otra parte si los granos son angulosos presentan una cohesión menor a los granos esferoidales y en cuanto al tamaño mientras menor sea el mismo mayor será la cohesión que presente. (Capello, 2005)

- Permeabilidad

La propiedad de permeabilidad permite a la arena ser atravesada por los gases de la combustión en el momento de la colada, esta propiedad tiene una enorme importancia, si la evacuación de los gases es muy difícil o casi imposible, provoca la ebullición del metal formando sopladuras en la pieza. (Capello, 2005)

La permeabilidad está determinada por el volumen de los huecos existentes entre la arena por lo que depende mucho de la forma, tamaño y distribución de los granos, es decir, una arena esferoidal tiene menos permeabilidad que las angulosas, de igual manera, la permeabilidad disminuye si el grano es más fino y más uniforme, los granos gruesos y de diferente uniformidad permite una mayor permeabilidad.

2.1.2.2. Tipos de arena para moldeo

Según Eduardo Capelo existen diferentes formas de clasificar la arena para moldeo, nosotros analizaremos dos clasificaciones que serán de acuerdo al tipo de grano y de acuerdo a las dimensiones del grano. (Capello, 2005, p. 37)

— Tipos de arena de acuerdo al tipo de grano

Si clasificamos a la arena de esta manera se pueden distinguir 3 tipos que son:

- Esferoidal.- Que en su mayoría presentan una forma redonda o de esfera.
- Angulado.- Que en su mayoría presentan figuras con varias esquinas.
- Compuesto.- Que no tienen una forma definida o presentan una mezcla de las dos anteriores en un solo grano.

En la Figura 2-2 se puede observar tres tipos diferentes de arena, de izquierda a derecha: arena esferoidal, angulado y compuesto. Dependiendo de qué tipo de geometría tengan los granos, esto modificaría las propiedades que tiene la arena a utilizar en la fundición.



Figura 2-2: Tipos de granos según el tipo

Fuente: Capelo, Tecnología de la fundición. (Capello, 2005, p. 37)

— Tipos de arena de acuerdo a las dimensiones del grano

De acuerdo a las dimensiones de la arena se puede clasificar la misma de la siguiente forma:

- Arena muy gruesa con índice de finura inferior a 18 para granos entre 1 y 2 mm.
- Arena gruesa con índice de finura entre 18 y 35 para granos entre 0,5 y 1 mm.
- Arena media con índice de finura entre 35 y 60 para granos entre 0,25 y 0,5 mm.
- Arena fina con índice de finura entre 60 y 150 granos para entre 0,10 y 0,25 mm.
- Arenas finísima con índice de finura mayor a 150 para granos inferiores a 0,10 mm.

En nuestro caso particular se considera la clasificación por dimensiones del grano, la arena con la que se trabajara está compuesta por arena media y gruesa que puede variar su tamaño desde 0,25mm a 1mm de tamaño por lo que se tomará una media de 0,6mm.

2.2. Sistemas de Trituración de arena

La trituración no es más que la reducción del tamaño de un material dado a partículas más pequeñas por diferentes métodos de trituración.

Existen muchos sistemas para el proceso de trituración. Cada una con diferentes campos de aplicación y características, así tenemos: la trituradora de martillo, trituradora de rodillos, trituradora de bolas, trituradora de mandíbulas, trituradora de cono, trituradora de discos, trituradora de choque, etc.

2.2.1. Trituradora de Martillos

Este sistema de trituración consiste en desmenuzar un material mediante el impacto de martillos que giran a alta velocidad. Este sistema de trituración es uno de los que producen mayor grado de desmenuzamiento que va desde 1:40 hasta 1:60. (Duda, 2009, p. 43)

Ente más alta es la velocidad con la que giran los martillos más grande es el grado de desmenuzamiento y también menor es el grado de desgaste de los martillos.

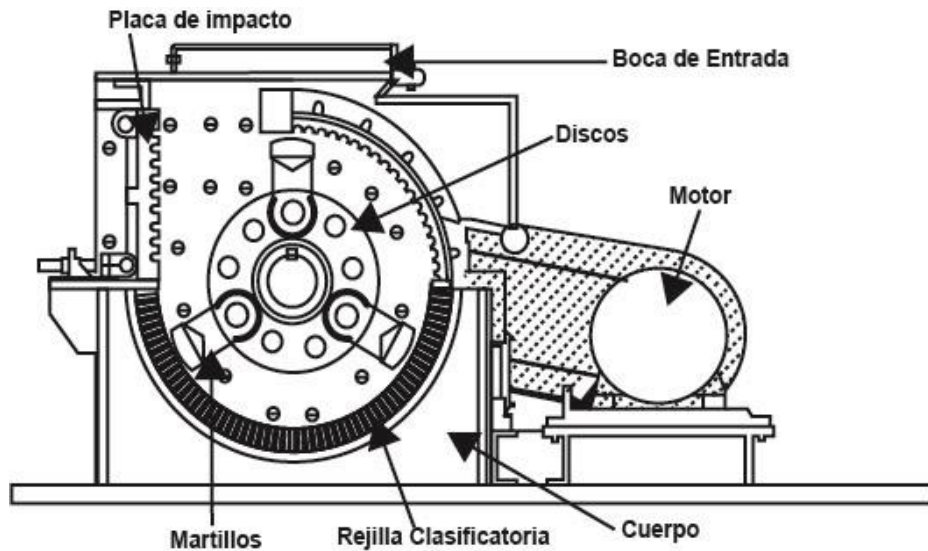


Figura 3-2: Trituradora de martillos.

Fuente: Trituración y Molienda S.A. de C.V.

En la figura 3-2 se observa un corte lateral de una trituradora de martillos con tres hileras de martillos separadas 120° entre cada una, el ingreso del material en bruto es por la parte superior, y por la parte inferior una malla por la que tiene que pasar el material triturado.

Para el cálculo de la potencia para este tipo de martillos se tiene la siguiente fórmula:

$$P = (0,1 - 0,15) \times i \times Q \quad (1)$$

P = Potencia del motor, en kW

i = Grado de desmenuzamiento

Q = Capacidad de procesamiento, en t/h

$$i = \frac{\text{Diámetro inicial}}{\text{Diámetro final}} \quad (2)$$

2.2.2. Trituradora de Rodillos

Este sistema de trituración consiste en el paso del material a desmenuzar entre dos rodillos rotatorios que giran en sentido contrario. El tamaño del material resultante depende de la separación entre cada rodillo. (Duda, 2009, p. 42)

Los rodillos pueden tener diferentes configuraciones, estos pueden estar lisos y pueden llegar a tener mandíbulas, o incluso nervaduras para la trituración de materiales más duros.

El grado de desmenuzamiento de este tipo de trituradoras puede ser de 1:5 o 1:7. Por esta razón si se desea un grado de desmenuzamiento mayor, se le hace pasar por una serie de rodillos para llegar a la granulometría deseada.

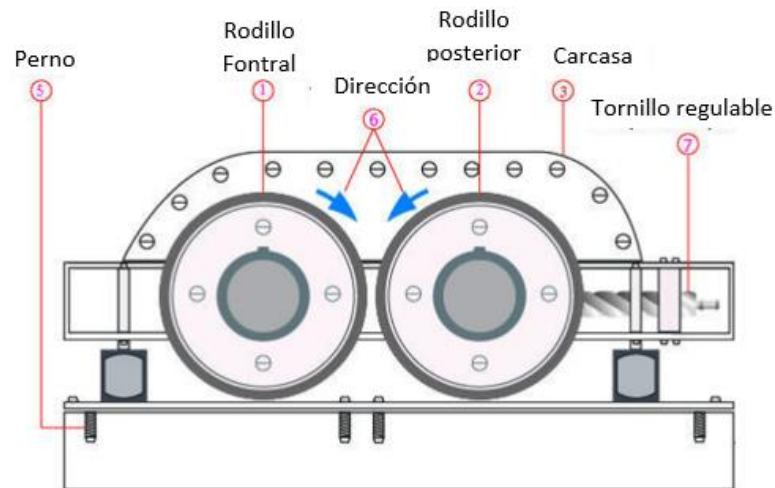


Figura 4-2: Trituradora de rodillos

Fuente: Zhengzhou Hengxing Heavy Equipment Co., Ltd. (Zhengzhou, 2017)

En la figura 4-2 se representa a una trituradora de rodillos con grado de trituración regulable, este tipo de trituradoras pueden tener ciclos de trituración doble o triple. Cada una de estas como se explicó previamente tiene un diferente grado de trituración, ya que en este tipo de trituradoras depende del número de rodillos que tenga.

2.2.3. Trituradora de Bolas

Este sistema de trituración consiste en un cilindro largo que contiene en su interior bolas de acero. Estas bolas de acero son las que producen el desmenuzamiento del material en cuestión. La velocidad con la que giran varía entre 4 a 20 revoluciones. (Qingzhou, 2017)

La velocidad de este tipo de trituradoras no debe ser muy grande, porque si ésta es muy elevada, provocará que las bolas queden pegadas a las paredes por la fuerza centrífuga y no produzcan el efecto de trituración.

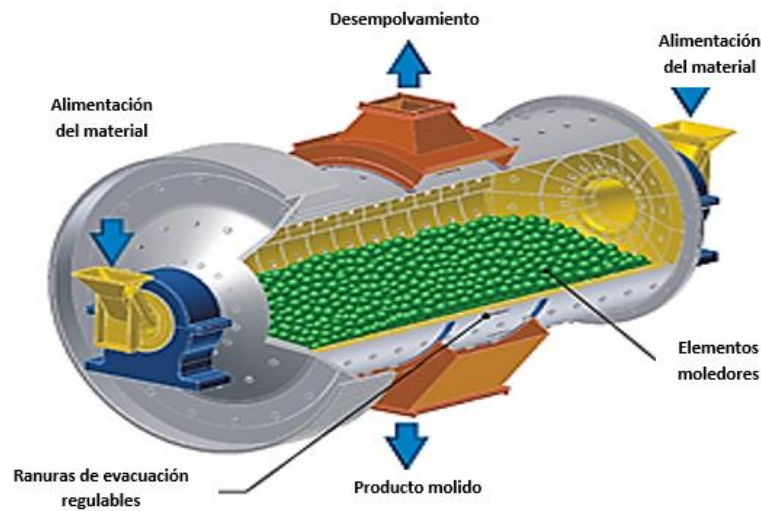


Figura 5-2: Trituradora de bolas.

Fuente: Qingzhou Hengchuan Ore Machinery Co., Ltd.. (<https://portuguese.alibaba.com/product-detail/china-supplier-latest-technology-gold-mining-ball-mill-for-hematite-iron-ore-copper-ore-dolomite-bentonite-limest-60357056764.html>)

— Ventajas y desventajas de trituradoras ya explicadas

A continuación se describirá las ventajas y desventajas más importantes entre estos tres tipos de trituradoras se va a analizará sus características, ventajas, desventajas y las necesidades del cliente, para así, elegir una de ellas en el capítulo posterior.

Tabla 1-2: ventajas y desventajas de trituradoras

Trituradora	Ventajas	Desventajas
Martillos	<ul style="list-style-type: none"> • Fácil mantenimiento. • Alto grado de desmenuzamiento entre 1:40 a 1:60. 	<ul style="list-style-type: none"> • Inadecuado para materiales pegadizos. • No adecuado para materiales muy abrasivos.
Rodillos	<ul style="list-style-type: none"> • Tamaño del grano final constante • Adecuado para material húmedo y pegadizo. 	<ul style="list-style-type: none"> • No son adecuados para materiales abrasivos y duros. • Grado de desmenuzamiento limitado entre 1:5 a 1:7.
Bolas	<ul style="list-style-type: none"> • Útil para obtener sumamente fino. • Adecuado tanto para materiales húmedos como secos. 	<ul style="list-style-type: none"> • Material a triturar no debe ser de gran tamaño. • El grado de trituración depende del tiempo que esté el material en el cilindro.

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017

Fuente: Autores

2.3. Metodología de diseño para una trituradora de arena.

Existen diversos métodos de diseño entre los cuales tenemos:

- Diseño para la manufactura (DFM)
- Diseño para la calidad (DFQ)
- Diseño para el servicio (DFS)
- Diseño para la excelencia (DFE)

Se analizó estos criterios de diseño encontrando que el más adecuado para nosotros es el Diseño para la calidad (DFQ). El mismo que está explicado con mayor detalle a continuación.

La ingeniería concurrente no es más que la integración de los puntos de vista tanto de metodologías, técnicos y herramientas de apoyo. (Riba, 2002, p. 21)

Desde el punto de vista metodológico se debe considerar el ciclo de vida del producto, mantenimiento y coste del mismo. Se debe resaltar el punto de vista de los técnicos o personas involucradas con el producto ya que ellos aportan parte de las características finales del mismo. También se debe considerar qué herramientas de apoyo se puede utilizar, como son: modelado 3D, simulación, cálculo, prototipos, etc.

Todos los productos creados pasan por un ciclo de vida que según Carles Riba es el siguiente:

- Decisión y definición
- Diseño y desarrollo
- Fabricación
- Distribución y comercialización
- Utilización y mantenimiento
- Fin de la vida útil

Cada uno de estos puntos debe ser analizado para un correcto diseño del producto, esto permitirá que tenga una buena vida útil y satisfaga las necesidades para las que fue concebido.

De acuerdo a Carles Riba la metodología de diseño consiste en elaborar un proceso o serie de etapas mediante las cuales se procederá a diseñar la máquina, en nuestro caso consta de 4 etapas que son las siguientes: (Riba, 2002, p. 78)

Primera etapa: Definición del producto

Segunda etapa: Diseño conceptual

Tercera etapa: Diseño de materialización

Cuarta etapa: Diseño de detalle

2.3.1. Definición del producto

La definición del producto es fundamental en el diseño de la máquina, aquí se pretende resolver el problema planteado, mediante el desarrollo de la trituradora misma que debe cumplir satisfactoriamente con un conjunto de requerimientos, los que dependen principalmente del problema a resolverse, de las necesidades del cliente y especificaciones del producto. (Riba, 2002, p. 79)

Para empezar la definición del producto debe establecerse un problema que se encuentra en el capítulo I del presente proyecto.

— Necesidades del cliente

Estas son las características y requerimientos que el cliente quiere que cumpla la máquina, en nuestro caso estos requerimientos vienen dados por la empresa MINABRADEC y son tantos como el cliente o usuario los requiera. Entre las principales características o mayormente pedidas se encuentran las siguientes:

- **Función.-** Descripción de las funciones principales, ocasionales y accidentales del producto.

- Dimensiones.- Espacios, volúmenes, masas, longitudes, anchuras, alturas, diámetros, número.
- Movimientos.- Tipos de movimiento; desplazamientos, secuencias y tiempos; trayectorias, velocidades y aceleraciones.
- Seguridad y ergonomía.- Sistemas y dispositivos de seguridad; relación con el usuario: operación, inteligibilidad, confort y aspecto.
- Materiales.- Flujo, transporte y transformación de materiales; limitaciones o preferencias sobre su uso; condicionantes de mercado.

— Casa de la calidad

Esto es la planificación del producto que consiste en traducir todas las necesidades, demandas o requerimientos del usuario o cliente en especificaciones técnicas de la máquina, para desarrollar esto de una mejor manera se trabajará con las siguientes fases:

- *Voz del usuario.*- Describe las necesidades del cliente o usuario.
- *Análisis de competitividad.*- Describe, según el usuario, el grado de satisfacción que proporcionan los productos o servicios de la empresa respecto a los de la competencia.
- *Voz del ingeniero.*- Describe los requerimientos técnicos que deberán articularse para satisfacer las necesidades de los usuarios.
- *Correlaciones.*- Establece las correlaciones entre la voz de los usuarios y la voz del ingeniero
- *Comparación técnica.*- Compara el producto de la empresa con los de la competencia.
- *Compromisos técnicos.*- Establece los compromisos potenciales entre las diferentes características técnicas del producto.

2.3.2. *Diseño conceptual*

En esta etapa del diseño se origina varias alternativas como solución al problema dado, después de tener estas soluciones se procede a evaluarlas y elegir la más adecuada. (Riba, 2002, p. 80)

Por lo general esta etapa es la más innovadora, en varios de los casos de diseños de máquina la estructura funcional es compleja por lo que se define una estructura modular para facilitar el diseño.

— Estructura funcional

Esta etapa se utiliza para representar y describir la transformación entre flujos del producto antes y después de la salida del mismo, se empieza con el primer nivel que representa la función principal de la máquina a diseñarse o fabricarse y se va desglosando a tareas más específicas separando éstas en módulos, es decir, sub funciones que tienen relación entre ellas.

- Definición de los Módulos

Los módulos indican una de las funcionalidades de la máquina y están enfocados a materializar o dar solución a una o varias funciones del producto, los principales módulos funcionales que pueden estar presentes en una máquina son:

- a) Módulo mecánico
- b) Módulo eléctrico
- c) Módulo electrónico

- Soluciones para cada módulo

En esta etapa se procede a seleccionar o dar alternativas de solución, por lo general se procede a dar de 2 a 4 alternativas para cada módulo establecido.

Cada alternativa puede ser diferente, es decir, cada pieza del módulo puede ser diferente o tener alguna pieza similar.

- Evaluación de cada módulo

Aquí se procede a seleccionar una solución para cada módulo, el método que utilizaremos será el de los criterios ponderados, puesto que, nos permite obtener resultados globales de relevancia.

Se procede a comparar cada solución con los criterios más importantes, asignando valores previamente establecidos y eligiendo el de mayor ponderación.

2.3.3. Diseño de materialización

De acuerdo a Carles Riba después de haber elegido la solución más viable en la etapa dos del diseño, la misma debe materializarse mediante la unión de un conjunto de piezas, componentes y todos los elementos que darán la forma, dimensiones, acabados superficiales o demás características técnicas que se hayan especificado. Como resultado final de esta etapa, se elaborará los planos de conjunto, las piezas y los elementos correspondientes a la versión final de la solución. (Riba, 2002, p. 81)

— Consideraciones generales

El diseño de materialización es la etapa del proceso de diseño en la que, partiendo de un concepto, y por medio de conocimientos, criterios técnicos y económicos, se determinan las formas, dimensiones de las piezas, componentes; y, a la vez, se articulan de manera que aseguren la realización de las funciones.

— Pasos del diseño de materialización

Entre los principales pasos a tomar en cuenta para esta etapa se considera: identificar los requerimientos limitadores, determinar funciones y parámetros críticos, analizar las alternativas de solución, materializar el diseño, validarlo y hacer las correcciones.

- Identificar los requerimientos limitadores

Identificar los requerimientos que van a dar limitaciones al diseño como: fuerzas, tiempos, cadencias, dimensiones exteriores, espacios disponibles, masas admisibles, exigencias ergonómicas, limitaciones de coste.

- Determinar funciones y parámetros críticos

Se realiza un primer bosquejo del diseño de materialización, donde se pone de manifiesto la existencia de determinadas funciones técnicas incluidas en la solución aceptada y determinados parámetros que son críticos en la resolución del problema y sobre los que habría que establecer compromisos de diseño.

- Alternativas de diseño de materialización preliminar

Se determina por medio de cálculo o de otras consideraciones técnicas y económicas, las principales disposiciones, formas y dimensiones dando lugar a una primera elección de los materiales para las piezas y componentes que intervienen en las funciones críticas, para posteriormente escoger una de ellas.

- Materializar el diseño

Una vez escogida una solución del diseño de materialización preliminar, donde se han tenido en cuenta los requerimientos limitadores y se han resuelto las funciones y parámetros críticos, debe fabricarse la misma para completarse con el resto de requerimientos, funciones y parámetros.

- Validación del diseño de materialización

Cuando un producto o sistema deba trabajar en condiciones duras o exigentes es conveniente realizar uno o más prototipos del conjunto o de las partes más críticas a fin de ensayarlo y validarlo.

- Incorporar las últimas modificaciones

Este último paso del diseño de materialización consiste en incorporar las modificaciones originadas en etapas anteriores en los planos de conjunto y, muy especialmente, las que son consecuencia del ensayo y de la validación.

2.3.4. Diseño de detalle

Según Carles Riba la cuarta etapa parte de los planos de conjunto desarrollados en el diseño de materialización y los anexos, esta etapa tiene por objeto proporcionar todos los documentos necesarios para la fabricación del producto. (Riba, 2002, p. 81)

Los resultados de esta etapa son los planos de cada pieza en específico, los conjuntos de los mismos, la relación de piezas y conjuntos, todos con su denominación, número de referencia, número de piezas, material y demás.

2.4. Criterios de diseño mecánico

En el diseño de una trituradora de arena se tiene varios elementos mecánicos que deben ser diseñados con diferentes criterios, entre los más comunes tenemos diseño a carga estática y carga cíclica, los cuales se van a detallar minuciosamente a continuación.

El diseño mecánico es un proceso iterativo que consiste en la aplicación de leyes, recursos y conocimiento para definir la forma, tamaño, material de un elemento que sea seguro, eficiente, económico y fácil de manufacturar. (Budynas & Keith., 2008, p. 208)

2.4.1. Diseño a carga estática

El diseño a carga estática se refiere a cuando un elemento presenta cargas, torques o esfuerzos a elementos que no están sometidos a movimiento.

Existen varios criterios para el diseño de elementos a carga estática, para tomar en cuenta o elegir el criterio correcto se deben conocer las diferentes teorías de falla existentes.

— Teorías de falla

La falla está considerada como una pérdida de funcionalidad del elemento la que puede venir dada de diferentes formas como es la deformación permanente del elemento, el agrietamiento del mismo o incluso casos de ruptura. (Budynas & Keith., 2008, p. 211)

La mayoría de ensayos que se realizan para dar o elaborar estas teorías son ensayos simples por lo que se recurre a encontrar fuerzas, esfuerzos o torques críticos a los que esté sometido el elemento, por este hecho de haber encontrado una magnitud crítica no se ha establecido una teoría universal o un caso general en donde los elementos fallen, sea por las propiedades del material o por el estado de esfuerzo al que se sometan.

Entre las principales teorías de falla que nos interesan se han establecido para materiales dúctiles (criterios de fluencia) las siguientes:

- Esfuerzo cortante máximo (ECM)
- Energía de distorsión (ED)
- Mohr Coulomb dúctil (CMD)

— Teoría del esfuerzo cortante máximo

La teoría del ECM también se conoce como la *teoría de Tresca* o *Guest* y estipula que “*la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante máximo en una pieza de ensayo a tensión del mismo material cuando esa pieza comienza a fluir*”. (Budynas & Keith., 2008, p. 211)

Ésta al igual que muchas otras teorías está basada en las líneas a 45 grados que se forman al someter uno de estos elementos a tensión pura, estas líneas forman el ángulo mencionado con la línea de tira.

La teoría del ECM es una teoría muy aceptable para predecir estas fallas, pero al mismo tiempo es una teoría conservadora la cual principalmente ocupa la siguiente ecuación con unas ligeras variaciones.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{S_y}{2 \times n} \quad (3)$$

— Teoría de la energía de Distorsión

La *teoría de la energía de deformación máxima* dice que: “*la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material*”. (Budynas & Keith., 2008, p. 213)

La teoría de distorsión se originó debido a la ineficacia que presentaban las otras teorías, tras comprobar, que los materiales y elementos que estaban sometidos a cargas mostraban una especie de esfuerzo hidrostático, los que presentaban resistencia a la fluencia, comprobando así, que este no era un fenómeno que dependía simplemente de la tensión o compresión simple sino que también dependía de otros factores. De igual manera, la energía de distorsión presenta particularmente la siguiente ecuación que puede presentar ligeras variaciones.

$$\left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \geq S_y \quad (4)$$

2.4.2. Diseño a fatiga

La fatiga se encuentra en elementos donde se aplican esfuerzos fluctuantes o repetitivos los que fallan por debajo de la resistencia última del material y con mucha frecuencia por debajo también de la resistencia última a la fluencia. Una falla por fatiga es similar a una fractura frágil por ello es importante su análisis. (Budynas & Keith., 2008, p. 258)

— Resistencia a la fatiga

En el caso del acero y del hierro la resistencia a la fatiga se la realiza en un diagrama de resistencia vs vida, de esta gráfica se encuentra el límite de resistencia a la fatiga, mismo

que se obtiene después de realizar experimentos de forma controlada. En este experimento se aplican a un eje en rotación pesos para producir la flexión de la misma, hasta producir la falla que se encuentra entre 10^6 y 10^7 ciclos. (Budynas & Keith., 2008, p. 265)

— Límite de resistencia a la fatiga

Existen muchos métodos para poder calcular el límite de resistencia a fatiga, mediante experimentación se han obtenido fórmulas que nos permiten tener una aproximación a ella como la siguiente expresada en Shigley.

En la tabla 2-2 se puede observar el límite resistencia a la fatiga para diferentes intervalos del esfuerzo último del material a analizar.

Tabla 2-2: Límite de resistencia a la fatiga.

$$S_e = \begin{cases} 0,5 \times S_{ut} & S_{ut} \leq 200kpsi \text{ (1400 MPa)} \\ 100kpsi & S_{ut} > 200kpsi \\ 100kpsi & S_{ut} > 1400 MPa \end{cases}$$

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017

Fuente: Shigley's Mechanical Engineering Desing. (Budynas & Keith., 2008)

— Factores que afectan el límite de fatiga

Existen algunos factores que afectan nuestro límite de resistencia a la fatiga, los que hacen que disminuya la resistencia del material.

En Shigley tenemos la siguiente fórmula:

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f \times S_e \quad (5)$$

Dónde:

k_a = Factor de modificación de la superficial

k_b = Factor de modificación del tamaño

k_c = Factor de modificación de la carga

k_d = Factor de modificación de la temperatura

k_e = Factor de confiabilidad

k_f = Factor de modificación de efectos varios

S_e = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de la máquina en la geometría y condición de uso.

Cada uno de estos factores depende de las circunstancias a las que esté sometido el elemento mecánico y si no existe uno de estos factores el factor es igual a 1.

2.4.3. Herramientas de diseño

Las herramientas de diseño son muy ocupadas en el campo de ingeniería para visualizar, analizar y comprobar la fidelidad del diseño antes de construir el prototipo físico. Entre los softwares utilizados para este trabajo están: SOLIDWORKS, ANSYS, y SAP200.

— SOLIDWORKS

Éste es un software CAD (Diseño Asistido por Computadora) por sus siglas en inglés, desarrollado por SolidWorks, Corp que nos permite hacer el diseño 3D de los elementos mecánicos que van a conformar la máquina. Con gran simplicidad este software nos entrega los planos de cada elemento de manera muy automatizada, nos permite hacer el ensamble de los elementos hasta llegar al modelo de la máquina completa. Una parte importante de este software es que permite realizar el diseño de la chapa metálica que será la carcasa de la máquina, ya que tiene un asistente exclusivamente para este propósito.

— ANSYS

Software desarrollado por ANSYS, INC el cual permite hacer análisis de elementos mecánicos y fluidos mediante el análisis por el criterio de elemento finito y volumen finito respectivamente. Este software permite la simulación del elemento a estudio para poder predecir cómo reacciona y se comporta el mismo a un ambiente real, sin la necesidad de su construcción previa.

— SAP 2000

Software desarrollado por Computers and Structures, Inc el cual nos permite hacer los análisis estructurales siguiendo normas ampliamente utilizadas en el mundo. Este software es uno de los más usados en cuanto a estructuras respecta, gracias a su interfaz intuitiva permite la generación de modelos estructurales para su rápido análisis.

CAPÍTULO III

3. ANÁLISIS DE LAS ALTERNATIVAS

El análisis de las posibles alternativas de diseño se lo realiza en el presente capítulo para lo que recurrimos a utilizar la metodología de diseño que está subdividida en etapas, el diseño conceptual y finalmente el análisis de las alternativas.

3.1. Metodología de diseño

Para el diseño y desarrollo de una trituradora de arena se utilizará un proceso que según Carles Riba consta de 4 etapas las que se mencionaron en el capítulo anterior.

3.1.1. *Definición del producto*

La definición del producto es fundamental en el diseño, aquí se pretende resolver el problema planteado mediante el desarrollo de la trituradora la que debe cumplir satisfactoriamente con un conjunto de requerimientos, los que dependen principalmente del problema a resolverse, de las necesidades del cliente y especificaciones del producto.

3.1.1.1. *Necesidades del cliente*

Los requerimientos que se deben cumplir vienen dados por el cliente que en nuestro caso es la empresa MINABRADEC y los principales son los que se muestran a continuación:

- Función

La principal función del producto es el de triturar arena con la menor intervención del operario.

- Capacidad

Según el criterio de la empresa y de los operarios a cargo del área se necesita una capacidad de 20 kg/min para la máquina.

- Peso

La máquina que no excederá los 150 kg para facilitar la movilización de la misma.

- Dimensiones

La máquina no excederá las dimensiones de 1 x 1,5 x 1,5 m, por disponibilidad de espacio.

- Materiales

Los materiales deben ser adecuados para la construcción y función de la máquina, además que se puedan encontrar en el país con facilidad.

- Costo

La máquina a fabricarse debe ser lo más económica o tener menor precio que las máquinas comerciales del mismo tipo, pero tener las mismas o mejores características que éstas.

- Fabricación y montaje

Los elementos a utilizarse deben ser hechos con tecnología ecuatoriana siendo en lo posible fáciles de fabricar o fundir, además debe poseer facilidad de montaje y desmontaje para el reemplazo de elementos como son los martillos, ejes secundarios y eje principal.

- Seguridad y ergonomía

-

Se debe evitar accidentes durante su uso como atascamientos o desmembramientos, además la máquina debe ser fácil de trasladar y utilizar.

3.1.2. Desarrollo de la función de calidad, QFD

El desarrollo de función de la calidad QFD es un método mediante el cual se pretende asegurar que para la definición del producto a desarrollarse o el servicio a prestarse se tome en cuenta las necesidades y requerimientos primordiales del cliente o usuario.

Este desarrollo mencionado según Carles Riba consta de 4 etapas que son: la planificación del producto correspondiente a la mencionada casa de la calidad, el despliegue de componentes, la planificación del proceso y la planificación de la producción. (Riba, 2002)

De las cuatro etapas mencionadas anteriormente solo analizaremos la primera etapa que corresponde a la casa de la calidad, puesto que, el objetivo de este trabajo es el de construir una máquina trituradora.

3.1.2.1. Casa de la calidad

Esto es la planificación del producto que consiste en traducir todas las necesidades, demandas o requerimientos del usuario o cliente en especificaciones técnicas de la máquina, para desarrollar esto de una mejor manera se trabajará con las siguientes fases:

- Voz del usuario
- Análisis de competitividad
- Voz del ingeniero
- Correlaciones
- Comparación técnica
- Compromisos técnicos

- Voz del usuario

En esta etapa se toman en cuenta las necesidades del cliente que fueron tratadas en la sección 3.1.1.1. del presente documento y agrupar las mismas en tres categorías que se mencionan a continuación:

- Básicas.- Son aquellas demandas que el cliente no las exige pero son obvias y si hubiera ausencia de las mismas no se brindaría satisfacción al cliente.
 - Unidimensionales.- Son aquellas demandas que al ser incluidas en el producto generan satisfacción en el cliente.
 - Estimulantes.- Son aquellas demandas que hacen una distinción entre la competencia y nuestro producto, al ser incluidas aumenta la satisfacción del cliente pero si existe ausencia de éstas no produce insatisfacción.
- Análisis de la competitividad

En esta etapa se determina el nivel de conformidad de cada necesidad del cliente incluida en la casa de la calidad evaluándolas con valores que varían entre 1 y 5, estos valores se encargan de medir el grado de importancia y cumplimiento tanto de nuestro producto como del producto de la competencia.

- Maquinaria Ordoñez

La trituradora de martillos fabricado por Maquinaria Ordoñez es la que se muestra en la figura 1-3 y posee las características que se mencionan a continuación:



Figura 1-3: Molino de martillos fabricado por Maquinaria Ordoñez

Fuente: Maquinaria Industrial Ordoñez. (<http://www.guimun.com/ecuador/catalogos/2872/maquinarias-agro-industrial-ordoez-maquinarias-para-el-agro-venta-de-maquinarias-para-la-industrias/2463/molinos-de-martillo>)

Motor: 5 HP

Capacidad: 10 Quintales por hora (500 kg/h)

Dimensiones: Base aproximadamente 2 x 1 m

Peso aproximado: 100 kg

Precio: \$ 1 850

- SIRCA

La trituradora de martillos fabricado por SIRCA es la que se muestra en la figura 3-2 y posee las características que se mencionan a continuación:



Figura 2-3: Molino de martillos fabricado por SIRCA

Fuente: SIRCA (<http://sircaecuador.com/services/molino-martillo/>)

Motor: 5 HP. 1 Fase

Capacidad: 10 Quintales por hora (460 kg/h)

Medidas de base: 1,20 m. x 1,20 m.

Consumo eléctrico del motor: 7,5 KW/H

Precio: \$ 3650

- Voz del ingeniero

En esta etapa se genera una especificación técnica por cada necesidad del cliente, estas especificaciones deberán ser generadas de tal manera que sean alcanzables mediante el proyecto y ser cumplidas al 100%.

- Correlaciones

En esta etapa se mide el grado de cumplimiento existente entre la necesidad elegida del cliente, con la característica técnica que se generó. Existen 4 niveles de relación los mismos que son: fuerte, mediano, débil y en el caso de no existir ninguna relación entre las dos partes mencionadas anteriormente se deja en blanco.

- Evaluación Técnica

En esta etapa se evalúa la incidencia de todas las especificaciones técnicas, determinando primero la importancia de cada una de las mismas empleando la siguiente ecuación:

$$I = \sum I_n P_n \quad (6)$$

Donde:

I = Importancia del criterio evaluado

I_n = Incidencia de la característica técnica

P_n = Valor de ponderación

- Compromisos técnicos

Esta etapa consiste en determinar la interacción existente entre las características técnicas, determinando si una característica mejora a otra o es perjudicial, se pueden dar concretamente 5 tipos de interacciones que son:

- Correlación muy positiva.- Indica una relación de influencia fuerte donde si una característica mejora la otra también lo hace.
- Correlación positiva.- Indica una relación de influencia media donde si una característica mejora la otra también lo hace.
- Correlación negativa.- Indica una relación de influencia fuerte en donde si una característica técnica se mejora la otra empeora.

- Correlación muy negativa.- Indica una relación de influencia media en donde si una característica técnica se mejora la otra empeora.
- Sin correlación.- Indica que no existe una influencia entre las características técnicas pudiendo mejorar una sin alterar otra.

En la figura 3-3 se encuentra la matriz QFD o casa de la calidad, en donde se determina la importancia que tienen cada una de las necesidades del cliente sobre el producto a diseñarse siendo las más importantes o de mayor relevancia para el producto:

- La capacidad de molienda debe ser lo mejor posible
- El costo debe ser bajo
- Fácil de conseguir repuestos y dar mantenimiento

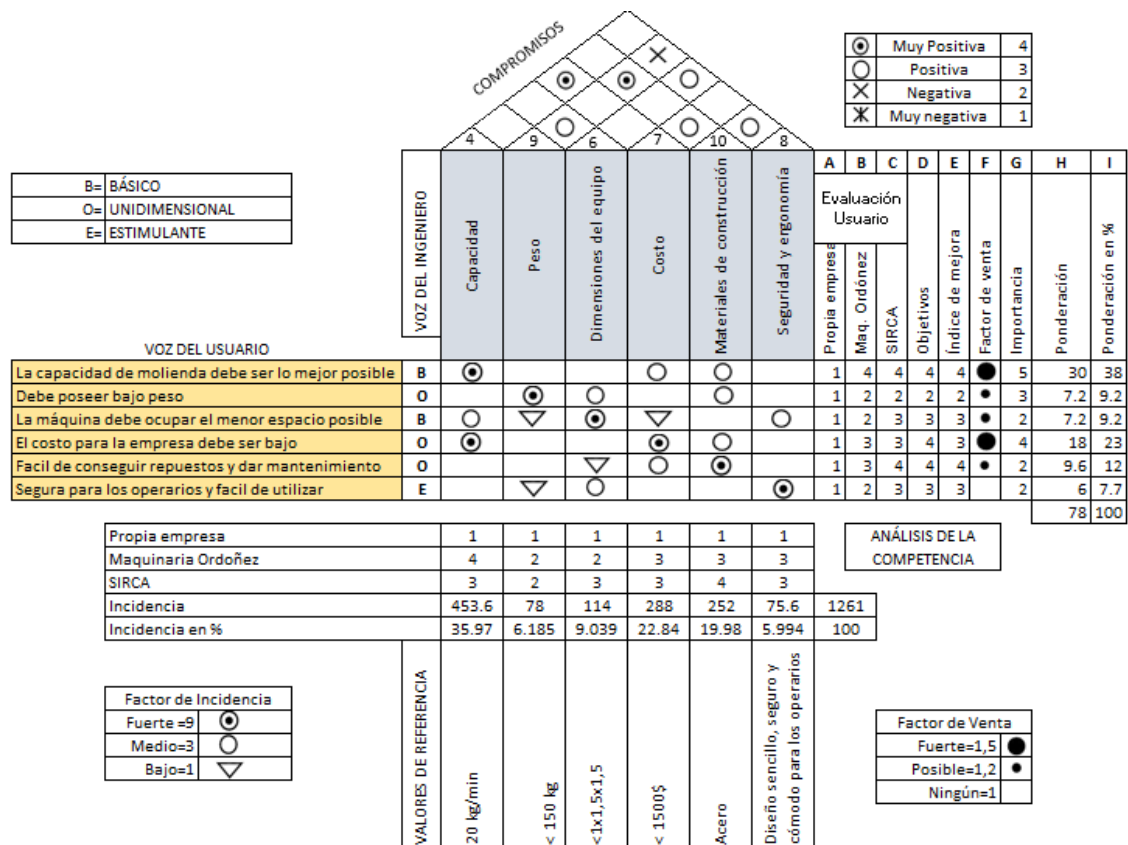


Figura 3- 3: Casa de la calidad

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Analizando las especificaciones técnicas que mayor importancia tienen en el diseño de la máquina son las siguientes:

- Capacidad
- Costo
- Materiales a utilizarse
- Dimensiones

3.1.3. Especificaciones del producto

En la sección anterior se mostraron las especificaciones que se requieren para la máquina a construir, donde se comparó las características de los modelos comerciales con las necesidades planteadas por el cliente, permitiendo de esta manera establecer las principales características técnicas para mediante este análisis poder definir nuestro producto, dichas características técnicas vienen presentadas en la tabla 1-3.

Tabla 1-3: Especificaciones técnicas de la máquina

Capacidad de procesamiento	20 kg/min
Peso total de la máquina	Menor a 150 kg
Dimensiones máximas de la máquina	Largo: 1,5 m Ancho: 1 m Alto: 1,5 m
Costo total	No debe exceder \$ 1500
Materiales a utilizar	Acero

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

3.2. Diseño Conceptual

Después de haber definido las especificaciones técnicas requeridas para la máquina, se realiza el análisis conceptual el cual consiste en analizar la funcionalidad de la máquina

permitiendo establecer o definir módulos. Para cada uno de estos módulos se generará las posibles alternativas de solución mismas que serán evaluadas para seleccionar la mejor en cada módulo.

3.2.1. Estructura Funcional

En esta sección se describe las funciones realizadas y la transformación que existe entre los flujos de entrada y salida.

Empezamos por el Nivel 0 que se muestra en la figura 4-3 en este nivel se representa la función global de nuestro producto, es decir, resolver la tarea principal para lo cual está siendo diseñada la máquina y se establece los flujos de entrada y salida de la misma.



Figura 4-3: Análisis funcional – Nivel 0

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Una vez definida la función global, sus diferentes entradas y salidas se avanza al siguiente nivel de la estructura funcional que se muestra en la figura 5-3 donde se procede a generar las funciones principales del proceso, estas funciones tienen relación entre ellas y están dirigidas a realizar la función global.

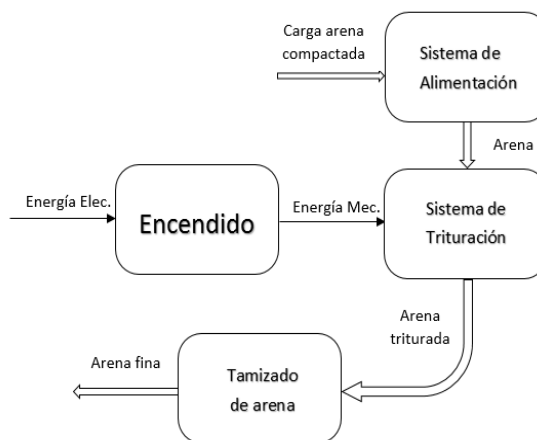


Figura 5-3: Análisis funcional – Nivel 1

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Para seguir con el siguiente nivel de la estructura funcional del proyecto que se muestra en la figura 6-3, se procede a generar sub funciones y desglosar de manera más minuciosa las generadas anteriormente, todo con el objetivo de lograr desarrollar la máquina trituradora.

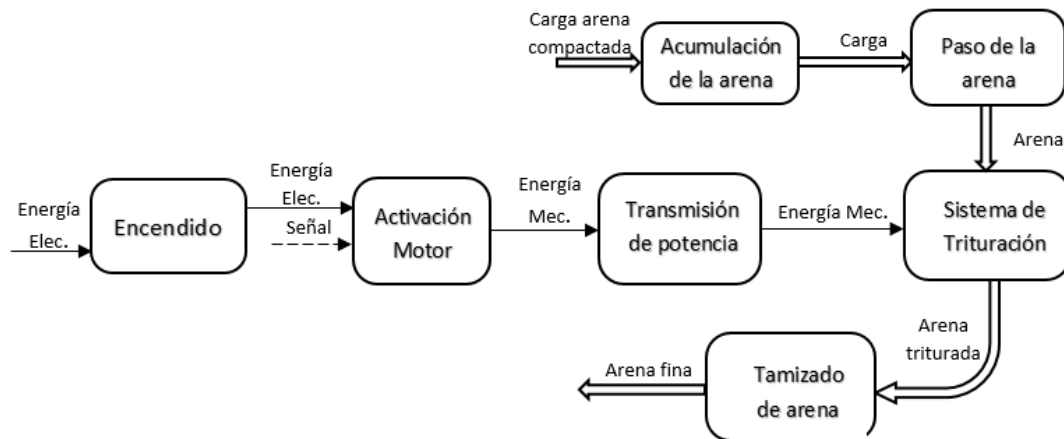


Figura 6-3: Análisis funcional – Nivel 2

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

El análisis funcional del presente proyecto se ha realizado hasta el nivel 2, donde se pudo obtener la información necesaria.

En el nivel 0 se determinó la función global del presente trabajo, la cual se determinó que es triturar arena, requiriendo principalmente para este proceso energía eléctrica y la carga de arena compactada.

En el nivel 1 se determinó los procesos principales que realizará la máquina con el fin de cumplir la función global establecida en el nivel 0, en el caso de nuestro proyecto el operario realiza dos funciones que sería la carga de arena compactada y la activación del motor. También existe la transformación de energía, en donde la energía eléctrica que será tomada de la red eléctrica de la ciudad, se transformará en energía mecánica misma que activará el motor que mueve el eje principal.

En el nivel 2 se detalló las sub funciones que fueron desglosadas a partir del nivel 1, mismas que fueron establecidas con el objetivo de conseguir que la máquina opere correctamente y que cumpla con los parámetros establecidos.

3.2.2. Definición de módulos

Los módulos funcionales pretenden materializar las diferentes funciones o procesos del producto, en el presente proyecto se establece los siguientes módulos mismos que se los detallan a continuación:

- Módulo 1

El módulo 1 comprende las siguientes funciones:

- Activación de motor
- Transmisión de potencia
- Acumulación de arena
- Paso de la arena
- Sistema de trituración
- Tamizado de la arena

Como se puede ver se ha establecido solamente un módulo que abarca tanto la parte mecánica como la parte eléctrica del producto, ya que no se consideró necesario separar la parte eléctrica en vista de que son pocos elementos. En la figura 7-3 se muestra la generación del módulo mencionado en la estructura funcional.

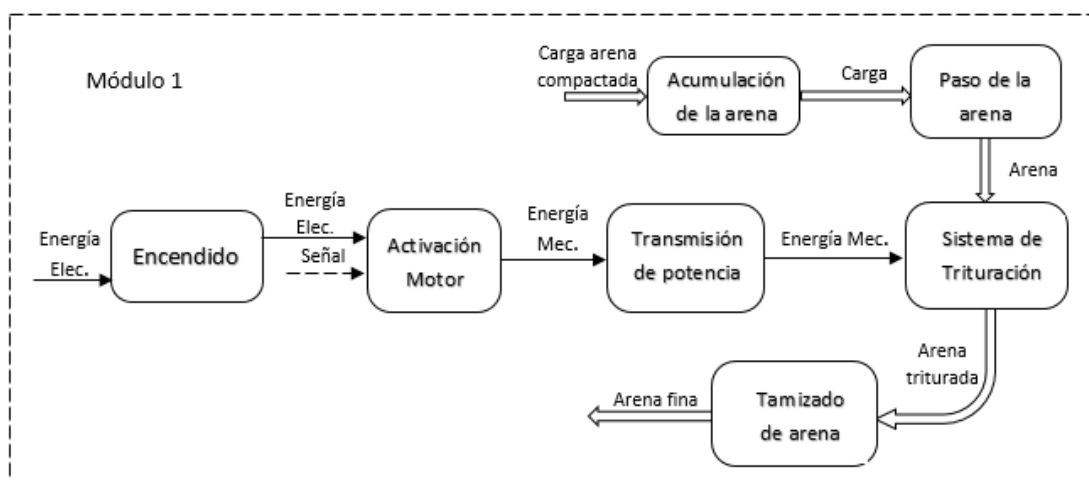


Figura 7-3: Generación de módulos

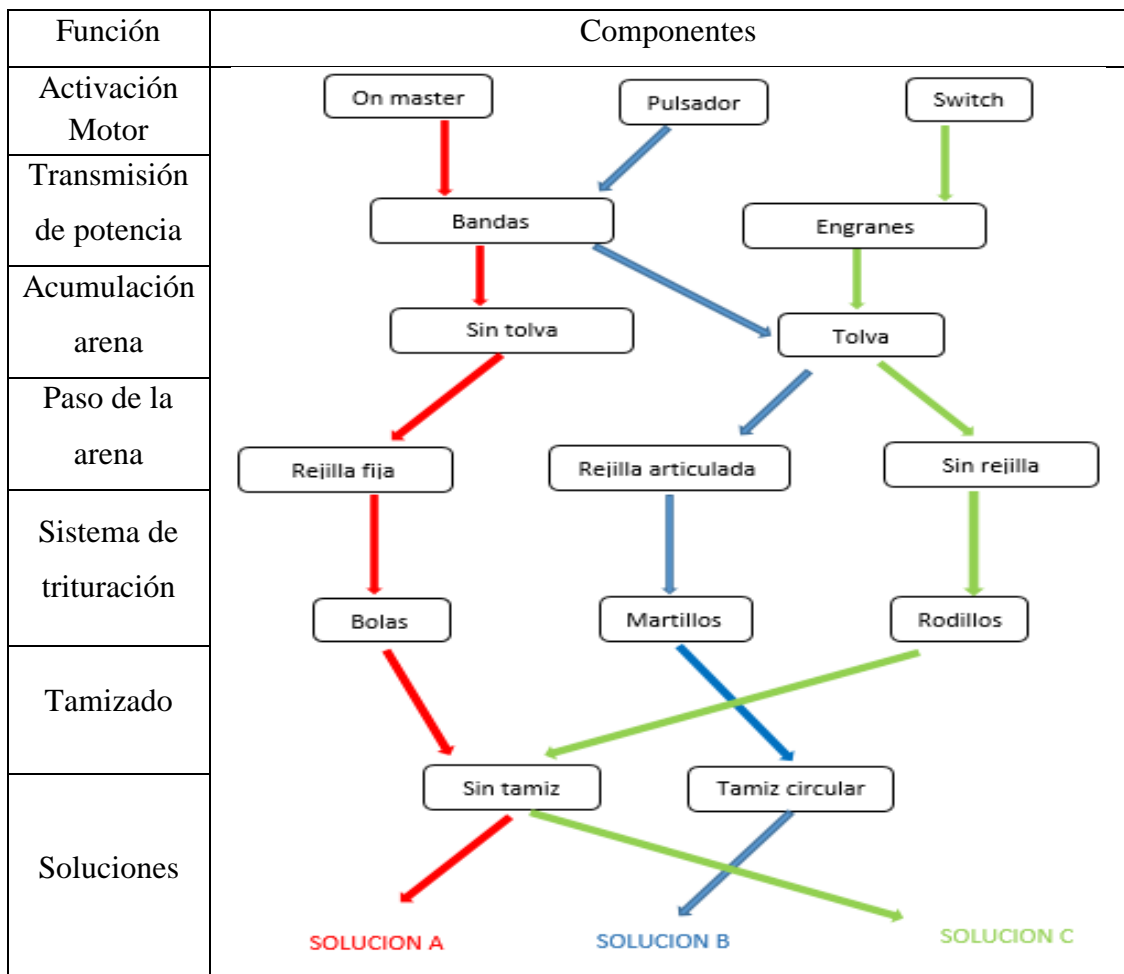
Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

3.2.3. Soluciones para cada módulo

En la presente sección se generó diferentes alternativas de solución para el módulo establecido en el apartado anterior, para después evaluar las alternativas y proceder con el diseño de las mismas.

En la tabla 2-3 se muestra las alternativas de solución para el módulo 1:

Tabla 2-3: Soluciones Módulo 1



Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Solución A

La solución A corresponde a una trituradora de bolas que cuenta con los elementos mencionados en la tabla 2-3 y cuyo esquema se puede ver en la figura 8-3, esta solución presenta las siguientes ventajas y desventajas:

- Ventajas

Útil para obtener material sumamente fino.

Capacidad de trituración elevada.

Materiales fáciles de obtener para construcción y mantenimiento.

- Desventajas

El grado de trituración depende del tiempo que el material esté en el cilindro.

Alimentación no continua.

Costo de fabricación elevado.

Dimensiones de la máquina grandes.

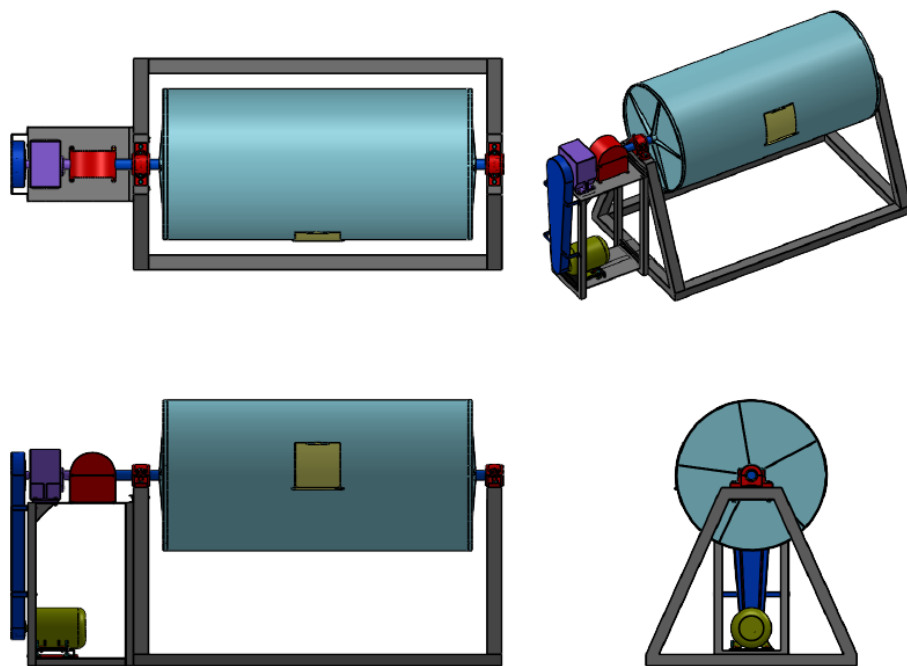


Figura 8-3: Vistas e isométrico de la Solución A

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. SolidWorks.

Solución B

La solución B corresponde a una trituradora de martillos que cuenta con los elementos mencionados en la tabla 2-3 y cuyo esquema se puede ver en la figura 9 -3, esta solución presenta las siguientes ventajas y desventajas:

- Ventajas

Alta capacidad de trituración.

Materiales fáciles de obtener para construcción y mantenimiento.

Costo moderado de construcción

Alto grado de desmenuzamiento entre 1:40 a 1:60.

- Desventajas

Inadecuado para materiales pegadizos.

No adecuado para materiales muy abrasivos.

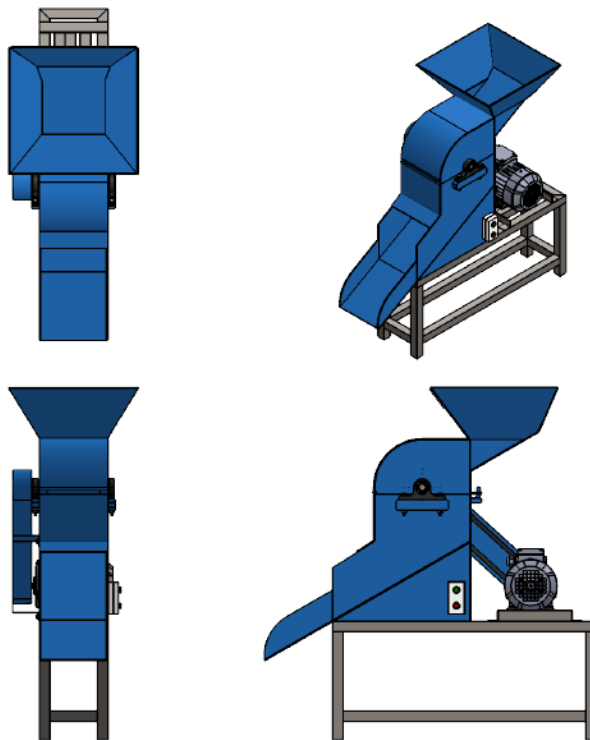


Figura 9-3: Vistas e isométrico de la Solución B

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. Solidworks.

Solución C

La solución C corresponde a una trituradora de rodillos que cuenta con los elementos mencionados en la tabla 2-3 y cuyo esquema se puede ver en la figura 10-3, esta solución presenta las siguientes ventajas y desventajas:

- Ventajas

Tamaño del grano final constante

Adecuado para material húmedo y pegadizo.

Dimensiones moderadas para la máquina

Costo moderado de construcción.

- Desventajas

Baja capacidad de trituración.

No son adecuados para materiales abrasivos y duros.

Grado de desmenuzamiento limitado entre 1:5 a 1:7.

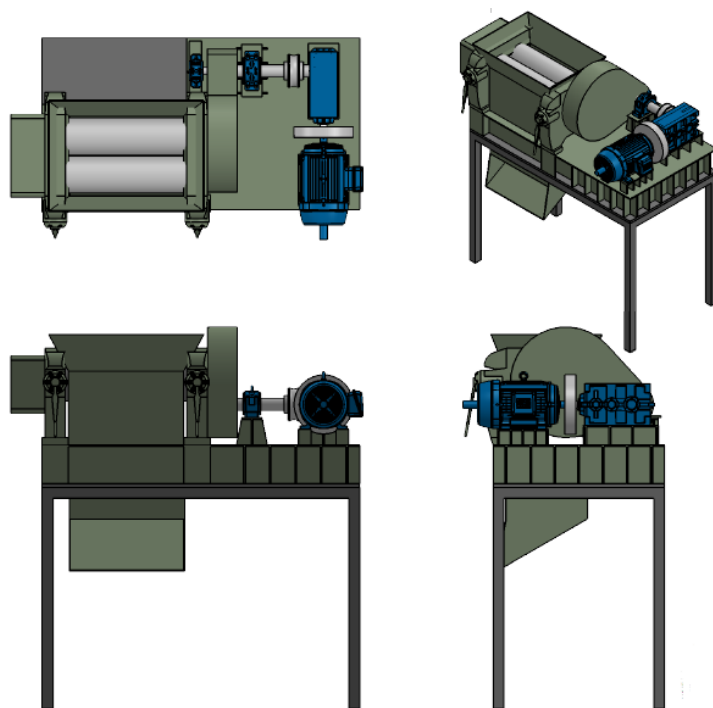


Figura 10-3: Vistas e isométrico de la Solución C

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. SolidWorks.

3.2.4. Evaluación y selección del módulo 1

Tras haber obtenido 3 soluciones posibles para el módulo 1 procedemos a seleccionar la más adecuada, para elegir entre las soluciones obtenidas procederemos a aplicar el

método de los criterios ponderados permitiéndonos obtener resultados significativos de las soluciones, mediante la comparación y confrontación de los criterios más importantes en tablas para su evaluación asignando los siguientes valores: (Riba, 2002)

- **1** Cuando la solución o criterio de la fila es superior al de la columna.
- **0.5** Cuando la solución o criterio de la fila es igual al de la columna.
- **0** Cuando la solución o criterio de la fila es inferior al de la columna.

A continuación se enlistan los diferentes criterios de evaluación que fueron considerados los más importantes para el diseño.

- **Capacidad:** Se requiere que la máquina procese la mayor cantidad de kilogramos posible en la menor cantidad de tiempo, siendo un requerimiento que ésta cumpla un mínimo de 20 kg/min.
- **Costo:** Uno de los principales objetivos del presente proyecto es reducir en la mayor cantidad posible los costos generados en la construcción de la máquina, sea por materiales o mano de obra.
- **Material:** Los materiales a utilizar para la construcción de la máquina deben ser lo más baratos posible y que se puedan conseguir fácilmente en el país, además deben proporcionar la resistencia adecuada y ser livianos.
- **Dimensiones:** Debido a la disponibilidad de espacio en la empresa, la máquina debe diseñarse con las dimensiones más pequeñas posibles, con el fin de ocupar la menor cantidad de espacio pero cumplir con el objetivo para el cual fue diseñada.

En la tabla 3-3 se muestra los resultados de la evaluación realizada a los criterios mencionados anteriormente, dando como resultado el peso específico de cada uno de los mismos.

Tabla 3-3: Evaluación de los pesos específicos – Módulo 1

Criterio	Capacidad	Costo	Material	Dimensiones	$\sum + 1$	Ponderación
Capacidad	-	0.5	1	0	2.5	0.25
Costo	0.5	-	1	1	3.5	0.35
Material	0	0	-	0.5	1.5	0.15
Dimensiones	1	0	0.5	-	2.5	0.25
Suma					10	1

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Siguiendo con el análisis se procedió con la evaluación de los pesos específicos de cada uno de los criterios mencionados en las soluciones generadas en la tabla 2-3. En las tablas 4-3, 5-3, 6-3 y 7-3 se muestran los resultados de estas evaluaciones, estableciendo la ponderación en cada una de las tablas.

Tabla 4-3: Evaluación del peso específico del criterio capacidad

Capacidad	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum + 1$	Ponderación
Solución A	-	0.5	1	2.5	0.416
Solución B	0.5	-	1	2.5	0.416
Solución C	0	0	-	1	0.166
Suma				6	1

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Tabla 5-3: Evaluación del peso específico del criterio costo

Costo	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum + 1$	Ponderación
Solución A	-	0	0	1	0.166
Solución B	1	-	0.5	2.5	0.416
Solución C	1	0.5	-	2.5	0.416
Suma				6	1

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Tabla 6-3: Evaluación del peso específico del criterio material

Material	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum + 1$	Ponderación
Solución A	-	0.5	0.5	2	0.333
Solución B	0.5	-	0.5	2	0.333
Solución C	0.5	0.5	-	2	0.333
Suma				6	1

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Tabla 7-3: Evaluación del peso específico del criterio dimensiones

Dimensiones	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum + 1$	Ponderación
Solución A	-	0	0	1	0.166
Solución B	1	-	0.5	2.5	0.416
Solución C	1	0.5	-	2.5	0.416
Suma				6	1

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Tras haber evaluado cada peso específico de los criterios con las soluciones, se procede a seleccionar la solución del módulo 1, mediante la agrupación de las ponderaciones obtenidas en cada una de las tablas, esta solución se presenta en la tabla 8-3.

Tabla 8-3: Selección de la solución del módulo 1

	Capacidad	Costo	Material	Dimensiones	\sum	Prioridad
Solución A	0.104	0.058	0.05	0.042	0.254	3
Solución B	0.104	0.146	0.05	0.104	0.404	1
Solución C	0.042	0.146	0.05	0.104	0.342	2

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Como se puede ver en la tabla anterior, la solución más adecuada para el módulo 1 es la solución B, misma que será llevada al proceso de diseño mecánico.

Como se explicó anteriormente Q es la capacidad de procesamiento de la máquina en toneladas sobre hora, para ello se tomó el dato requerido por la empresa que es:

$$20 \frac{\text{Kg}}{\text{min}} = 1,2 \frac{\text{ton}}{\text{hora}}$$

Para el parámetro i es necesario determinar el diámetro promedio inicial de los granos de arena compactada, ya que no tienen un tamaño ni forma determinado se consideró una forma de grano cúbica, para determinar el parámetro mencionado se analizó 500 gramos de arena cuyos resultados se muestran en la tabla 1-4.

Tabla 1-4: Arista promedio de la arena

Medida de la arista del grano cúbico a_i (cm)	Peso unitario del cubo (g)	Número de granos $\#_i$	Peso total (g)	$\sum a_i * \#_i$
4	107,52	2	215,04	8
3	45,36	4	181,44	12
2	13,44	5	67,20	10
1	1,68	12	20,16	12
0,5	0,21	70	14,70	35
0,2	0,013	112	1,45	22,4
Total		205	499,99	99,4

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Para calcular la arista promedio utilizamos la ecuación 9 mostrada:

$$a_p = \frac{\sum a_i * \#_i}{\sum \#_i} \quad (9)$$

$$a_p = \frac{99,4}{205}$$

$$a_p = 0,48 \text{ cm} \approx 0,5 \text{ cm}$$

Tras el análisis se estableció que en promedio el tamaño de éstos son cubos de 0,5 cm de lado con un volumen total de $0,125\text{cm}^3$.

Para determinar el diámetro teórico del cubo se iguala el volumen de una esfera al volumen del cubo y se despeja el radio.

$$V = \frac{4}{3} \times \pi \times r^3 \quad (10)$$

$$0,125\text{cm}^3 = \frac{4}{3} \times \pi \times r^3$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{3 \times 0,125\text{cm}^3}{4 \times \pi}}$$

$$r = 0,31 \text{ cm}$$

$$\text{diámetro final} = 0,62 \text{ cm}$$

De acuerdo al tamaño de la arena requerido por la empresa se estableció que el promedio del diámetro final de los granos deberá ser de 0,6 mm.

Con los datos antes expuestos se calcula la potencia requerida para la trituración.

$$P = (0,1 - 0,15) \times i \times Q \quad (11)$$

$$P = 0,1 \times \frac{6,2}{0,6} \times 1,2 \frac{\text{ton}}{\text{hora}}$$

$$P = 1,24 \text{ Kw} = 1,66\text{Hp}$$

Ésta es la potencia necesaria para triturar, a este valor se debe añadir la potencia necesaria para mover los elementos de la máquina que se analizará posteriormente.

4.2. Determinación del número de martillos

Para el diseño de los martillos es importante definir la velocidad a la cual va a girar la máquina, la velocidad recomendada para la rotación angular de una trituradora de martillo varía entre 800 a 3600 rpm. (Flórez, et al., 2014)

Se considera adecuado una velocidad media de 1715 rpm.

$$1715 \text{ rpm} \times \frac{2\pi\text{rad}}{1\text{rev}} \times \frac{1\text{min}}{60\text{s}} = 179,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Se calcula cuál es la cantidad de arena que ingresa a la máquina en centímetros cúbicos para lo cual es necesario conocer la densidad de la arena que es $\rho = 1,65 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3}$.

$$20 \frac{\text{Kg}}{\text{min}} \times \frac{1000\text{gr}}{1\text{Kg}} \times \frac{1\text{cm}^3}{1,65\text{gr}} = 12121,2 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$$

Entonces se calcula cuántos cm^3 por revolución van a ingresar a la máquina.

$$\frac{12121,2 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}}{1715 \frac{\text{rev}}{\text{min}}} = 7,07 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$$

Con este dato se calcula el número de martillos. Se considera que cada martillo debe golpear un centímetro cubico de arena en cada vuelta. Y se tiene la siguiente expresión:

$$\# \text{ de martillos} = \left(7,07 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}\right)n \quad (12)$$

Entonces se considera un factor de seguridad para el número de martillos

$n = \text{factor de seguridad} = 5$

$$\# \text{ de martillos} = \left(7,07 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}\right) \times 5$$

$$\# \text{ de martillos} = 35,35$$

Por factores de construcción se considera 40 martillos en total, se distribuye estos martillos en 4 filas de 10 martillos cada una.

4.3. Cálculo de la fuerza de trituración.

Para ello es importante realizar un ensayo con una plancha de metal que se deja caer a diferentes alturas hasta encontrar la altura adecuada para triturar el grano de arena compactada. Este ensayo se realiza con cubos de arena que se los normaliza para el experimento en 1 cm^3 . (Verdesoto, 2015) Para comenzar el experimento es necesario definir los siguientes parámetros:

m_p = Masa plancha = 283 gr = 0,283 kg

ρ_a = densidad de la arena 1,65 g/cm³ (ANEXO S)

m_g = masa de un 1 cm³ de arena sílica = 1,65 g

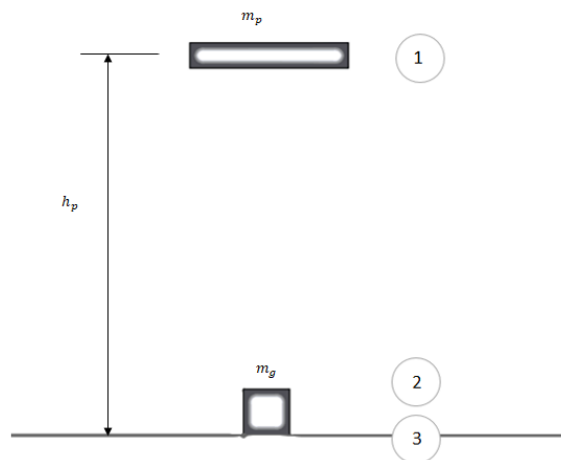


Figura 2-4: Ensayo plancha y cubo de arena

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Después de ir aumentando la altura de la plancha progresivamente, se concluye que la altura adecuada es:

h_p = altura de la plancha necesaria para la trituración = 8cm

Se iguala las energías entre el punto uno y el dos según se muestra en la figura 2-4.

$$\begin{aligned} E_1 &= E_2 \\ m_p \times g \times h_p &= \frac{1}{2} \times m_p \times v_2^2 \\ v_2 &= \sqrt{2 \times g \times h_p} \\ v_2 &= \sqrt{2 \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,08 \text{ m}} \\ v_2 &= 1,25 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned} \tag{13}$$

Entonces se encuentra la velocidad media de frenado de la plancha

$$v_m = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad (14)$$

$$v_m = \frac{0 + 1,25 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2}$$

$$v_m = 0,625 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La distancia que amortigua la caída de la plancha es de 1 cm, que es la altura del bloque de arena. Con este dato se calcula el tiempo que tarda en amortiguar la caída de la plancha. Esto se realiza entre el punto 2 y 3 de la figura 2-4.

$$\Delta t = \frac{e}{v_m} \quad (15)$$

$$\Delta t = \frac{10 \times 10^{-3} \text{ m}}{0,625 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$\Delta t = 0,0159 \text{ s}$$

Después se calcula la desaceleración media de la plancha con este dato entre el punto 2 y 3.

$$a_m = \frac{v_2 - v_1}{\Delta t} \quad (16)$$

$$a_m = \frac{0 - 1,25 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0,0159 \text{ s}}$$

$$a_m = -78,4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Con este dato se calcula la fuerza de trituración, que sería la fuerza de impacto entre la plancha y el bloque de arena.

$$F_t = m_p \times a_m \quad (17)$$

$$F_t = 0,283 \text{ Kg} \times 78,4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_t = 22,18 \text{ N}$$

Se transforma las unidades de la fuerza de trituración para posteriores cálculos:

$$F_t = 22,18 \text{ N} \times \frac{1\text{Kg}}{9,8 \text{ N}}$$

$$F_t = 2,26 \text{ Kg}$$

4.4. Radio de giro

Para encontrar el radio de giro es importante partir con el cálculo de la energía necesaria para la trituración. Se la calcula a partir del experimento representado en la figura 2-4. Sabiendo eso se procede al cálculo de la energía de trituración.

$$E_t = m_p \times g \times h_p \quad (18)$$

$$E_t = 0,283\text{Kg} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,08\text{m}$$

$$E_t = 0,2219 \text{ Nm}$$

Esta energía es la necesaria para la trituración de la arena, por ello ahora necesitamos saber cuál es la velocidad con la que el martillo necesita impactar al cubo de arena para así producir la trituración. Entonces se iguala con la energía cinética para encontrar la velocidad con la que debe impactar los martillos a la arena.

$$E_c = E_t$$

$$\frac{1}{2} \times m_g \times v_t^2 = 0,2219 \text{ Nm} \quad (19)$$

$$v_t = \sqrt{\frac{0,2219 \text{ Nm} \times 2}{m_g}}$$

$$v_t = \sqrt{\frac{0,2219 \text{ Nm} \times 2}{1,65 \times 10^{-3}\text{Kg}}}$$

$$v_t = 16,4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ sin carga}$$

Esta velocidad es la necesaria para la trituración sin carga en la máquina para lo que se corrige este valor.

Se calcula la velocidad con carga, para ello es necesario recurrir a un factor de corrección expresada en la tabla 2-4.

De acuerdo a la tabla 2-4 el coeficiente para una trituradora de martillos es 0,200.

Tabla 2-4: Coeficiente de fluctuación

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

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Mechanical Engineers Handbook.de Kent. (Kent, 2010, pp. 7-40)

$$v_c = -v_t \times \frac{c_f - 2}{c_f + 2} \quad (20)$$

$$v_c = -16,4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times \frac{0,200 - 2}{0,200 + 2}$$

$$v_c = 13,42 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Cálculo del radio de giro “r_g” necesario para producir la velocidad antes dada es la siguiente:

$$w = \frac{v_c}{r_g} \quad (21)$$

$$r_g = \frac{v_c}{w}$$

$$r_g = \frac{13,42 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1715 \text{rpm} \times \frac{2\pi \text{rad}}{1 \text{rev}} \times \frac{1 \text{min}}{60 \text{s}}}$$

$$r_g = 0,075 \text{ m}$$

Por factores de construcción esta distancia se establece en: $r_g = 0,1 \text{m} = 10 \text{ cm}$.

4.5. Diseño del martillo

En la figura 3-4 se muestra las dimensiones necesarias para la construcción del martillo, cada una de las dimensiones se determinará a continuación.

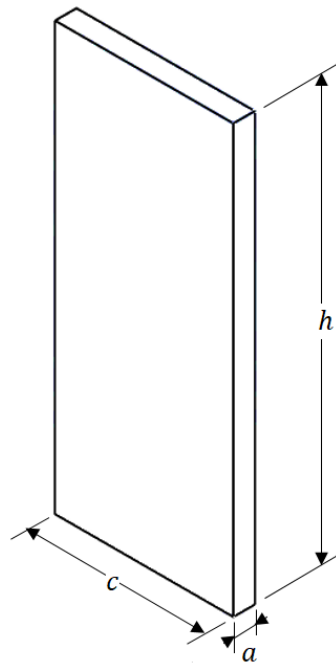


Figura 3-4: Dimensiones de un martillo.

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. SolidWorks.

4.5.1. Dimensionamiento del martillo

Para el diseño de las dimensiones del martillo se toma en cuenta las siguientes consideraciones:

- La dimensión del martillo “a” debe ser similar espesor que el diámetro de los granos de arena compactada los que tienen un diámetro aproximado de 6,2 mm como se mencionó anteriormente. Por lo que se empieza el diseño imponiendo que la dimensión “a” es 6 mm, ya que en el mercado nacional solo existe platinas de acero inoxidable como máximo de este espesor como se muestra en el ANEXO A. (DIPAC, 2017)
- Se toma como dimensión adicional $c = 4\text{cm}$, ya que se debe incluir un agujero para poder armar los martillos en el eje secundario. El diámetro de este agujero se definirá posteriormente en el apartado del eje secundario.
- Y por último se impone una altura de 12 cm según recomendaciones de fabricantes. (MSc. Eder Flores Solano, et al., 2014).

4.5.2. *Cálculo de la fuerza centrífuga producida por los martillos*

Primero se procede a calcular el volumen del martillo.

$v_m = \text{Volumen martillo.}$

$$v_m = h \times c \times a \quad (22)$$

$$v_m = 12\text{cm} \times 0,6\text{cm} \times 4\text{cm} = 28,8 \text{ cm}^3$$

La densidad del acero inoxidable es la siguiente:

$$\rho = 7,98 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3}$$

Entonces se calcula la masa del martillo con el volumen y la densidad antes expuestos con la ecuación 23, donde $m_m = \text{masa martillo.}$

$$m_m = \rho \times v_m \quad (23)$$

$$m_m = 7,98 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3} \times 28,8 \text{ cm}^3$$

$$m_m = 229,82 \text{ gr} = 0,22982 \text{ kg}$$

Después se calcula la fuerza centrífuga producida por el giro de los martillos con la ecuación 24.

$$F_c = \omega^2 \times m_m \times r_g \quad (24)$$

$$F_c = \left(179,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 \times 0,22982 \text{ kg} \times 0,10\text{m}$$

$$F_c = 741,31 \text{ N}$$

4.5.3. Cálculo de la dimensión “y”

Esta parte del martillo es muy importante porque soporta la fuerza centrífuga producida por la rotación de los martillos. Esta sección se analiza a cizalla y está ubicada tal como se ve en la figura 4-4.

Se utiliza la ecuación 25 expresada por VOM MISES:

$$\sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} = \frac{S_y}{n} \quad (25)$$

Y debido a que $\sigma_x = 0$ en la sección analizada tenemos la ecuación 26:

$$\sqrt{3\tau_{xy}^2} = \frac{S_y}{n} \quad (26)$$

Después se reemplaza en la ecuación con los datos obtenidos con la fuerza centrífuga y un factor de seguridad de 5.

$$\sqrt{3\left(\frac{F_c}{ay}\right)^2} = \frac{S_y}{n} \quad (27)$$

$$\sqrt{3\left(\frac{741,31 \text{ N}}{0,006\text{m} \times y}\right)^2} = \frac{460 \times 10^6 \text{ Pa}}{5}$$

$$y = 2,33 \times 10^{-3} \text{ m} = 2,33 \text{ mm}$$

Por factores de construcción y simetría se deja esta distancia en $y = 10 \text{ mm}$

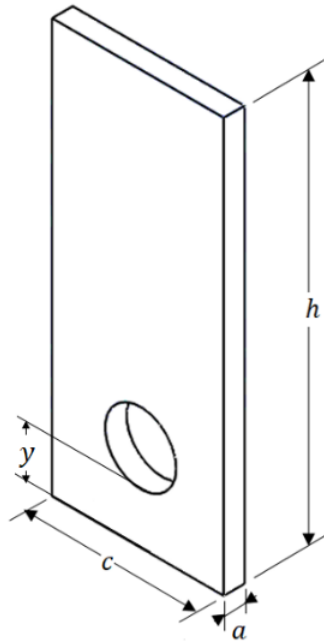


Figura 4-4: Martillo con dimensión “y”.

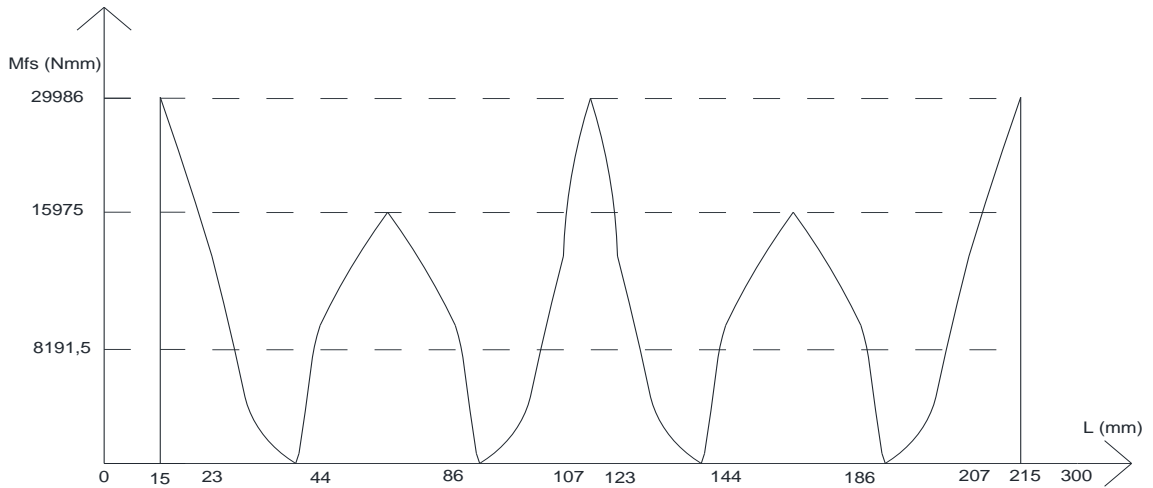
Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. SolidWorks.

4.6. Diseño del eje secundario

Primero se define la distribución de los martillos sobre el eje secundario. Entonces se determina que el eje secundario estará apoyado sobre tres discos en donde se produce las reacciones R_1 , R_2 y R_3 como se ve en la figura 5-4, también está sujeta a las fuerzas centrífugas producidas por los martillos a girar.

Longitud total del eje 21cm. Los martillos están separados cada uno por 2 cm por medio de unos separadores como se muestra en la figura 5-4.

Una vez colocado todas las restricciones se procede al cálculo de los diagramas de cortante y momento flector en ANSYS.



(b) Diagrama momento flector eje secundario

Gráfico 1-4: Resultados del análisis del eje secundario ANSYS

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. ANSYS.

Mediante el gráfico 1-4 se determina la cortante máxima se produce a los 5mm desde la izquierda:

$$F_s = 1853,3 \text{ N}$$

Momento flector máximo se produce a una distancia de 5mm desde la izquierda:

$$M_{fs} = 29986 \text{ Nmm}$$

El eje secundario es analizado en forma estática, ya que los martillos respecto al eje están fijos al momento de su funcionamiento.

La ecuación 28 expresada por VOM MISES:

$$\sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} = \frac{S_y}{n} \quad (28)$$

El esfuerzo cortante está expresado por la ecuación 29:

$$\tau = \frac{4F_s}{\pi \times d^2} \quad (29)$$

El esfuerzo normal está expresado por la ecuación 30:

$$\sigma = \frac{32Mf_s}{\pi d^3} \quad (30)$$

El eje secundario será construido con Acero 1018 según catálogo de DIPAC que tiene las siguientes características como se muestra en el ANEXO B: (DIPAC, 2017)

$$S_y = 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{ut} = 410 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Se procedió a reemplazar todos los datos en la ecuación 28 de VOM MISES con un factor de seguridad de 4.

$$\sqrt{\left(\frac{32 \times 29986 \text{ Nmm}}{\pi \times d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{4 \times 1853,3 \text{ N}}{\pi \times d^2}\right)^2} = \frac{235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{4}$$

Resolviendo la ecuación obtenemos:

$$d = 17,48 \text{ mm}$$

A este diámetro por factores de construcción se lo redondea a $d = 19,05 \text{ mm} = \frac{3}{4} \text{ in.}$

La distribución final del eje secundario es la que se observa en la figura 6-4.

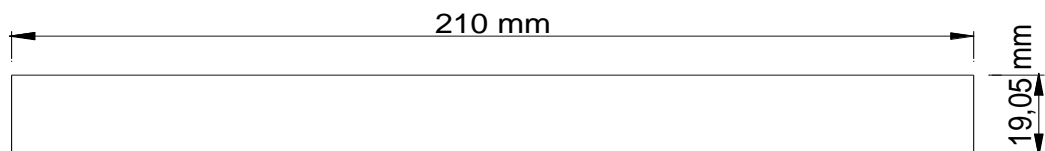


Figura 6-4: Eje secundario disposición final

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. AutoCAD.

4.7. Cálculo del factor de seguridad del martillo

Se calcula el factor de seguridad del martillo aplicada a la sección que se observa en la figura 4-7 mediante la ecuación 31 expresada por VOM MISES.

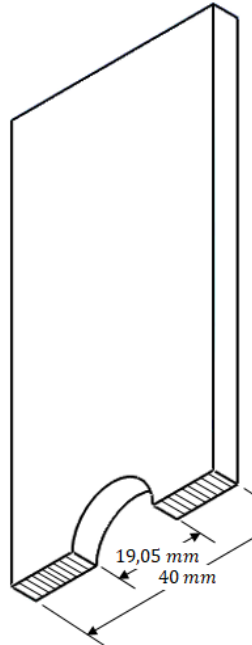


Figura 4-7: Sección que soporta la fuerza centrífuga.

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. SolidWorks.

$$\sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} = \frac{S_y}{n} \quad (31)$$

Donde el esfuerzo de cizalla está dado por la ecuación 32.

$$\tau = \frac{F_t}{ac} \text{ cizalla} \quad (32)$$

Y el esfuerzo a tracción por la ecuación 33:

$$\sigma = \frac{F_c}{ac} \text{ tracción} \quad (33)$$

Después se reemplaza todos los datos encontrados en la ecuación 31 VOM MISES. El acero ocupado para los martillos es un acero inoxidable AISI 304 según DIPAC.

$$\sqrt{\left(\frac{741,31 \text{ N}}{0,006\text{m} \times (0,04 - 0,01905)}\right)^2 + 3 \times \left(\frac{22,18 \text{ N}}{0,006\text{m} \times (0,04 - 0,01905)}\right)^2}$$

$$= \frac{460 \times 10^6 \text{ Pa}}{n}$$

Entonces por despeje se calculó que el factor de seguridad es el siguiente

$$n = 77,84$$

Este valor está entre el rango recomendado para el diseño de martillos ya que es el elemento que soporta el impacto de los elementos a triturar (Estrella & Fonseca, 2009, p. 92), además por factores de construcción no se puede disminuir esta sección en vista que debe ser capaz de albergar al eje secundario.

4.8. Diseño de los discos

Estos discos son los que soportan a los ejes secundarios, y su geometría es la que se representa en la figura 8-4. Para el diseño del disco es importante aclarar que el diámetro general del disco está estrechamente relacionado con el radio de giro. Entonces el radio del disco tiene que tener las dimensiones necesarias para que el martillo golpee la arena a los 10 cm.

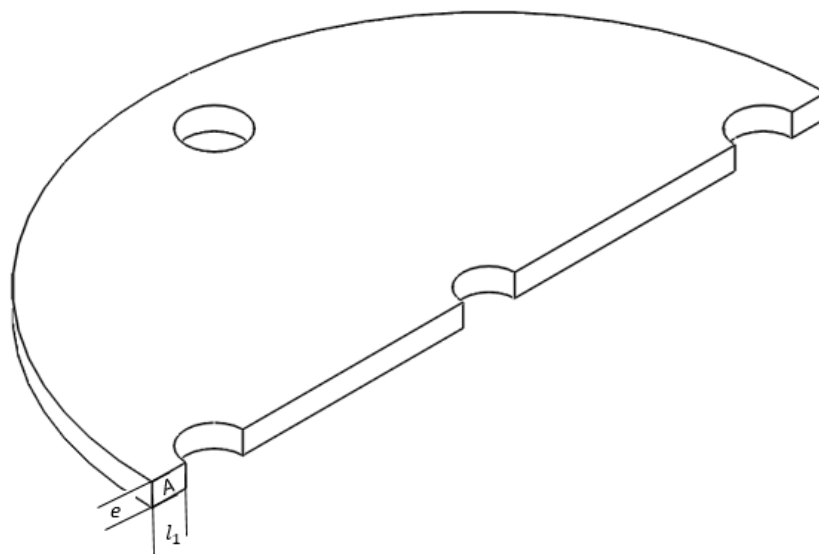


Figura 8-4: Sección del disco

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. SolidWorks.

Se calcula el área necesaria para que los discos soporten el esfuerzo a cizalla generado por la fuerza centrífuga y transmitida por los ejes secundarios, como se vio en el diseño del eje secundario, el disco crítico es el ubicado a la izquierda.

Con una fuerza aplicada sobre el disco de $F_s = 1853,3 \text{ N}$. Así se tiene que el esfuerzo producido por esta fuerza es:

$$\tau = \frac{F_s}{A} = \frac{F_s}{e * l_1} \quad (34)$$

Se procede a ocupar la ecuación 35:

$$\sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} = \frac{S_y}{n} \quad (35)$$

En donde $\sigma_x = 0$

$$\sqrt{3 \times \tau_{xy}^2} = \frac{S_y}{n} \quad (36)$$

Reemplazando todos los datos en la ecuación 36 con un factor de seguridad de 5:

$$\sqrt{3 \times \left(\frac{1853,3 \text{ N}}{A}\right)^2} = \frac{250 \times 10^6 \text{ Pa}}{5}$$

$$A = 6,42 \times 10^{-5} \text{ m}^2 = 0,642 \text{ cm}^2$$

Como se puede observar se necesita un área de $0,642 \text{ cm}^2$, y en vista de que se planea comprar planchas de 10 mm de espesor, se procede a calcular la longitud faltante l_1 .

$$e \cdot l_1 = 0,642 \text{ cm}^2 \quad (37)$$

$$l_1 = \frac{0,642 \text{ cm}^2}{e}$$

$$l_1 = \frac{0,642 \text{ cm}^2}{1 \text{ cm}}$$

$$l_1 = 0,642 \text{ cm}$$

Por factores de construcción se deja esta distancia en:

$$l_1 = 1 \text{ cm}$$

Las dimensiones resultantes del disco considerando el radio de giro y demás dimensiones calculadas es la que se muestra en la figura 9-4:

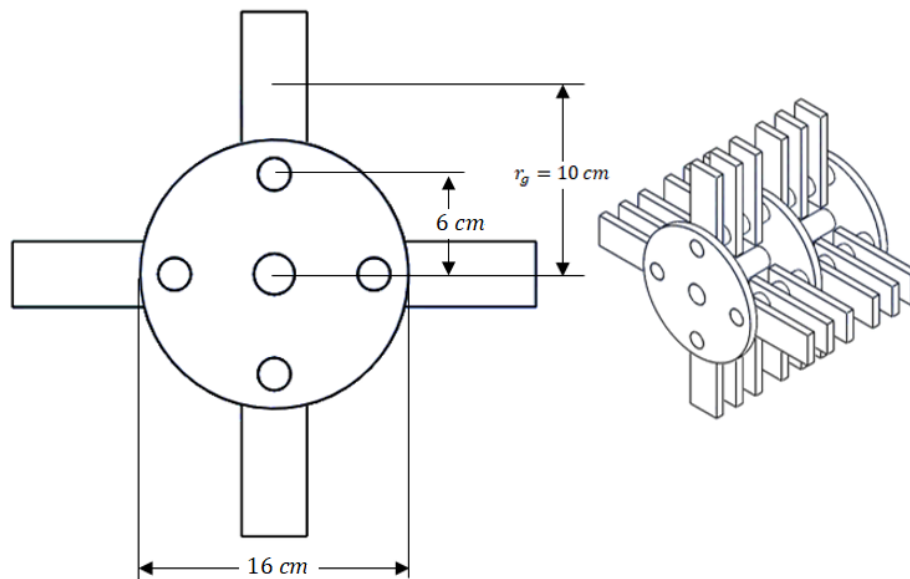


Figura 9-4: Diámetro final del disco.

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

4.9. Selección del motor para la máquina triturado de martillo

Es indispensable agregar la potencia necesaria para mover todos los elementos de la máquina. Para ello se estableció la inercia producida por todos los elementos.

4.9.1. Inercia martillos

La masa del martillo ya se calculó con anterioridad, entonces procedemos al cálculo de la inercia. La inercia de los martillos está fuera del eje de rotación, por lo tanto se ocupará el teorema de ejes paralelos.

$$I_m = \frac{1}{12} \times m_m \times (h^2 + c^2) + m_m \times r_g^2 \quad (38)$$

$$I_m = \frac{1}{12} \times 0,22982 \text{ Kg} \times ((0,12 \text{ m})^2 + (0,04 \text{ m})^2) + 0,22982 \text{ Kg} \times (0,10 \text{ m})^2$$

$$I_m = 2,605 \times 10^{-3} \text{ Kg. m}^2$$

Como son 40 martillos la inercia total es:

$$I_m = 2,605 \times 10^{-3} \text{ Kg. m}^2 \times 40$$

$$I_m = 0,1042 \text{ Kg. m}^2$$

4.9.2. Inercia ejes secundarios

Se calcula el volumen del eje secundario.

$$V_{es} = \text{Área} \times \text{Longitud}$$

$$V_{es} = \frac{\pi}{4} \times d^2 \times 0,21 \text{ m} \quad (39)$$

$$V_{es} = \frac{\pi}{4} \times (0,01905 \text{ m})^2 \times 0,21 \text{ m}$$

$$V_{es} = 5,985 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Después se calcula la masa del eje secundario.

$$m_{es} = \rho_{acero} \times V_{es} \quad (40)$$

$$m_{es} = 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 5,985 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$m_{es} = 0,47 \text{ Kg}$$

La inercia de los ejes secundarios está fuera del eje de rotación, por lo tanto se ocupará el teorema de ejes paralelos.

$$I_{es} = \frac{1}{2} \times m_{es} \times \left(\frac{d}{2}\right)^2 + m_{es} \times (0,06 \text{ m})^2 \quad (41)$$

$$I_{es} = \frac{1}{2} \times 0,47 \text{ Kg} \times \left(\frac{0,01905 \text{ m}}{2} \right)^2 + 0,47 \text{ Kg} \times (0,06 \text{ m})^2$$

$$I_{es} = 1,7133 \times 10^{-3} \text{ Kg. m}^2$$

Como son 4 ejes secundarios la inercia total es:

$$I_{es} = 1,7133 \times 10^{-3} \text{ Kg. m}^2 \times 4$$

$$I_{es} = 6,853 \times 10^{-3} \text{ Kg. m}^2$$

4.9.3. Inercia discos

Para facilitar los cálculos se considera a los discos sin agujeros, de sección llena. Entonces se calcula el volumen del disco.

$$V_d = \text{Área} \times \text{espesor}$$

$$V_d = \frac{\pi}{4} \times (0,16 \text{ m})^2 \times e \tag{42}$$

$$V_d = \frac{\pi}{4} \times (0,16 \text{ m})^2 \times 0,01 \text{ m}$$

$$V_d = 2,0106 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Calculamos la masa del disco.

$$m_d = \rho_{\text{acero}} \times V_d \tag{43}$$

$$m_d = 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 2,0106 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$m_{es} = 1,578 \text{ Kg}$$

La inercia producida por el disco es:

$$I_d = \frac{1}{2} \times m_d \times (0,08 \text{ m})^2 \tag{44}$$

$$I_d = \frac{1}{2} \times 1,578 \text{ Kg} \times (0,08 \text{ m})^2$$

$$I_d = 0,0051 \text{ Kg. m}^2$$

Existen 3 discos entonces la inercia total es:

$$I_d = 0,0051 \text{ Kg. m}^2 \times 3$$

$$I_d = 0,015 \text{ Kg. m}^2$$

4.9.4. Inercia de los separadores

Los separadores se los colocó de un eje hueco de acero spirafort como se muestra en el ANEXO C que tiene de diámetro exterior 1 in y de diámetro interior de $\frac{3}{4}$ in.

Volumen del separador.

$$V_{se} = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \times L \quad (45)$$

$$V_{se} = \frac{\pi}{4} \times ((0,0254\text{m})^2 - (0,01905\text{m})^2) \times 15 \times 10^{-3}\text{m}$$

$$V_{se} = 3,33 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Masa del separador.

$$m_{se} = \rho_{acero} \times V_{se} \quad (46)$$

$$m_{se} = 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 3,33 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$m_{se} = 0,026 \text{ Kg}$$

Inercia del separador

$$I_{se} = \frac{1}{2} \times m_{se} \times ((D)^2 + (d)^2) \quad (47)$$

$$I_{se} = \frac{1}{2} \times 0,026 \text{ Kg} \times ((0,0254\text{m})^2 + (0,01905\text{m})^2)$$

$$I_{se} = 1,31 \times 10^{-5} \text{ Kg. m}^3$$

Como son 36 separadores, la inercia total es:

$$I_{se} = 1,31 \times 10^{-5} \text{ Kg. m}^3 \times 36$$

$$I_{se} = 4,72 \times 10^{-4} \text{ Kg. m}^3$$

4.9.5. Potencia necesaria recalculada del motor

La potencia necesaria para mover los elementos de la máquina se calcula con la siguiente fórmula.

$$P_i = I \times \frac{w^2}{t_i} \quad (48)$$

Donde:

I = Inercia total.

w = Velocidad angular de la máquina.

t_i = Tiempo de estabilización al encendido.

Inercia total

$$I = 0,1042 \text{ Kg. m}^2 + 6,853 \times 10^{-3} \text{ Kg. m}^2 + 0,0051 \text{ Kg. m}^2 + 4,72 \times 10^{-4} \text{ Kg. m}^3$$

$$I = 0,117 \text{ Kg. m}^3$$

La potencia debido a la inercia se calcula con la ecuación 47:

$$P_i = 0,117 \text{ Kg. m}^3 \times \frac{\left(179,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2}{2 \text{ s}}$$

$$P_i = 1886,98 \text{ w} = 1,887 \text{ Kw}$$

Para la potencia total se utiliza la ecuación 48:

$$P_t = P + P_i \quad (49)$$

$$P_t = 1,24 \text{ Kw} + 1,887 \text{ Kw}$$

$$P_t = 3,127 \text{ Kw} = 4,19 \text{ Hp}$$

4.9.6. Selección del motor

Se seleccionó un motor eléctrico de la marca SIEMENS que cumpla los requerimientos que necesitamos como son potencia mínima de 4,19 HP. El motor seleccionado es el mostrado en la tabla 3-4.

Tabla 3-4: Motor eléctrico Siemens

Referencia Siemens	Potencia (HP)	Tamaño constructivo	Datos nominales		Corriente nominal			Eficiencia %	Peso neto (IM B3) kg			
			Velocidad min ⁻¹	Torque Nm	220V A	380VYY A	440V A					
Datos Eléctricos serie 1LE0142 IE1 4-polos, 1,800 min-1 B3												
100350222	1LE0142-0DB26-4AA4-Z D80	0,75	80	M	1.735	3	2,6	1,49	1,29	74	14,5	463.050
100350223	1LE0142-0DB36-4AA4-Z D80	1	80	M	1.720	4,2	3,3	1,91	1,65	77	15	507.150
100350224	1LE0142-0DB86-4AA4-Z D80	1,5	80	M	1.720	6,1	4,85	2,8	2,4	79	15,5	690.900
100350225	1LE0142-0EB46-4AA4-Z D80	2	90	L	1.725	8,3	6,2	3,55	3,1	81,5	21,5	795.900
100350226	1LE0142-0EB86-4AA4-Z D80	3	90	L	1.735	12,1	8,7	5,1	4,35	83	27	941.850
100350227	1LE0142-1AB56-4AA4-Z D80	4	100	L	1.730	16,6	11,1	6,4	5,5	85	33	1.047.900
100350228	1LE0142-1AB86-4AA4-Z D80	5	100	L	1.715	20,6	13,9	8	6,9	85	41	1.179.150
100350229	1LE0142-1BB86-4AA4-Z D80	7,5	112	M	1.740	30,2	21,5	12,4	10,7	87	47	1.575.000
100350230	1LE0142-1CB26-4AA4-Z D80	10	132	M	1.750	40,9	27,5	15,8	13,6	87,5	66	1.945.000

Fuente: Siemens (Siemens, 2016)

Este motor tiene 5 HP de potencia, un par nominal de 20,6 N. m. y una velocidad angular de 1715 rpm. Tabla completa Anexo D.

4.10. Selección de bandas

El motor trasmite su potencia a través de las bandas de ahí la importancia de su correcta selección.

4.10.1. Cálculo de la relación de transmisión.

La relación de transmisión en este caso es de 1:1.

$$i_t = \frac{n_1}{n_2} \quad (50)$$

Donde:

i_t : Relación de transmisión.

n_1 : Velocidad de la patea motriz

n_2 : Velocidad de la patea conducida

$$i_t = \frac{1715 \text{ rpm}}{1715 \text{ rpm}}$$

$$i_t = 1$$

4.10.2. Cálculo de la potencia de diseño

$$P_D = P_m * \eta * C_2 \quad (51)$$

Donde:

P_D = Potencia de diseño

P_m = Potencia de placa del motor

η = Rendimiento del motor

C_2 = Factor de servicio

El factor C_2 se obtiene de la tabla 4-4. $C_2= 1,2$ para molinos de martillos, considerándolo como una carga pesada, trabajando una jornada diaria de 8 horas mostrada en la tabla a continuación:

Tabla 4-4: Factor de servicio

Tipo de maquinaria accionada		Inicio suave			Inicio fuerte		
		Horas de trabajo			Horas de trabajo		
		<10	10 a 16	>16	<10	10 a 16	>16
Clase 1 Carga ligera	Sopladores, aspiradores y ventiladores (hasta 7,5 kW), compresores centrífugos y bombas. Cinturón transportadores (cargados uniformemente).	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Clase 2 Carga Media	Agitadores (densidad uniforme), sopladores, extractores y ventiladores (más de 7,5 kW). Compresores y bombas rotativas (que no sean centrífugas). Transportadores de cinta (no uniformemente cargado), generadores y excitadores, lavandería maquinaria, ejes de línea, máquinas herramientas, impresión maquinaria, aserradero y maquinaria de carpintería, pantallas (rotativas).	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Clase 3 Carga fuerte	Agitadores y mezcladores (densidad variable), maquinaria de ladrillo, elevadores de cangilones, compresores y bombas (reciprocantes), transportadores (trabajo pesado). Polipastos, molinos (martillo), pulverizadores, punzones, prensas, cizallas, planta de cantera, caucho maquinaria, pantallas (vibrantes), textiles maquinaria.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Clase 4 Carga extra fuerte	Trituradoras (rodillo giratorio-mandíbula), molinos (pelota-varilla-tubo).	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Catálogo SKF (SKF, 2011, p. 16)

$$P_D = (3,73\text{kW})(0,85)(1,2)$$

$$P_D = 3,8 \text{ kW}$$

4.10.3. Selección del perfil de la banda.

Mediante el gráfico 2-4 seleccionamos el perfil de la banda

El perfil de banda obtenido es de tipo A.

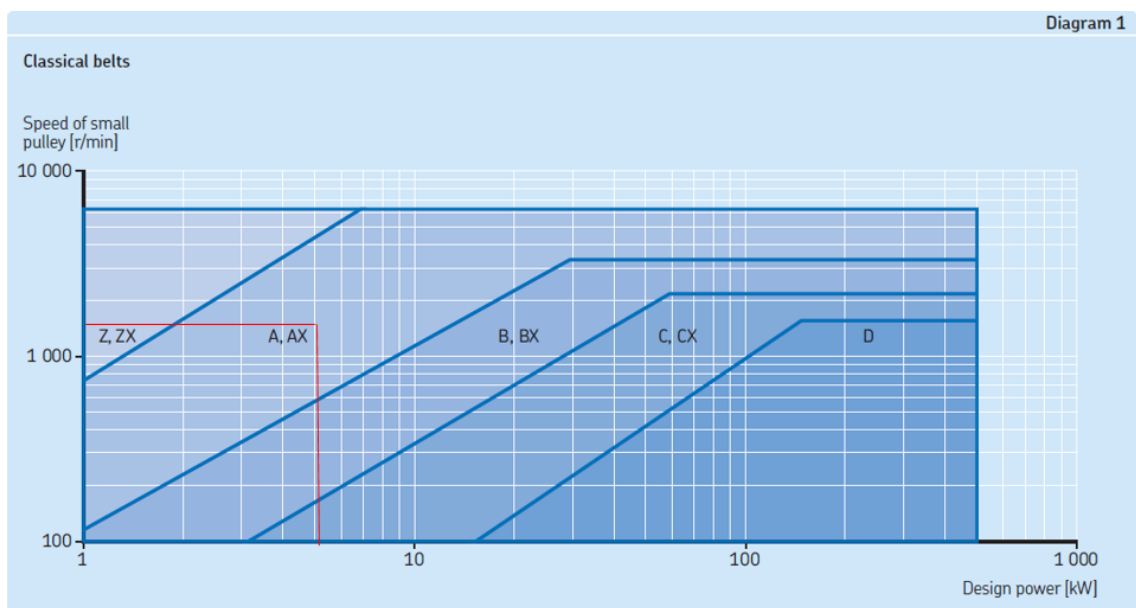


Gráfico 2-4: Selección del tipo de correa catálogo SKF

Fuente: Catálogo SKF (SKF, 2011, p. 17)

4.10.4. Diámetro de las poleas

Procedemos al cálculo de los diámetros primitivos de las poleas teniendo en cuenta que la transmisión será de 1:1.

El diámetro de la polea que se escogió es de 4 in \approx 100 mm que es adecuado tomando en cuenta los valores que se muestran en el ANEXO E.

$$D_p = i * d_p \quad (52)$$

Donde:

D_p = Diámetro de la polea - conducida

d_p = Diámetro de la polea menor – motriz

$$D_p = 1 * 100 \text{ mm}$$

$$D_p = 100 \text{ mm}$$

$$i' = \frac{d_p}{D_p}$$

El diámetro comercial es de 100 mm que concuerda perfectamente, con el calculado por lo tanto mantenemos la relación de transmisión de 1.

$$i' = 1$$

4.10.5. Distancia entre ejes:

La distancia entre ejes recomendada por el catálogo SKF está dada por las siguientes ecuaciones:

- Para la distancia mínima la ecuación que se utiliza es:

$$CC_{pmin} = 0.7(D + d) \quad (53)$$

- Para la distancia máxima la ecuación que se utiliza es:

$$CC_{pmax} = 3(D + d) \quad (54)$$

La distancia mínima se calcula con la ecuación 53 mostrada:

$$CC_{pmin} = 0.7(100 + 100)$$

$$CC_{pmin} = 140 \text{ mm}$$

Por otro lado la distancia máxima se calcula con la ecuación 54:

$$CC_{pmax} = 3(100 + 100)$$

$$CC_{pmax} = 600$$

La distancia entre ejes recomendada está en el siguiente intervalo:

$$140 \text{ mm} \leq CC \leq 600 \text{ mm}$$

La distancia tentativa entre ejes que tomaremos es de 400 mm debido al espacio disponible.

4.10.6. Determinación de la longitud primitiva de la banda:

Con los valores obtenidos, determinamos una longitud de banda aproximada, mediante la siguiente ecuación 55:

$$L = (2 * CC) + [1,57 * (D + d)] + \frac{(D - d)^2}{4 * CC} \quad (55)$$

Donde:

L: Longitud de la correa

C: Distancia tentativa entre ejes

D, d: Diámetros primitivos de las poleas

$$L = (2 * 400) + [1,57 * (100 + 100)] + \frac{(100 - 100)^2}{4 * 400}$$

$$L = 1114 \text{ mm}$$

En base a esta longitud, del ANEXO F seleccionamos una correa adecuada, que esté cerca del valor de L obtenido.

La banda seleccionada es la PHG A42 con $L_d = 1100 \text{ mm}$.

Con la longitud L_d seleccionada recalculamos la distancia entre ejes de poleas con la siguiente fórmula:

$$CCp' = \frac{a + \sqrt{a^2 - 8(D - d)^2}}{8} \quad (56)$$

Donde:

$$a = 2L_d - \pi(D - d)$$

L_d : Longitud de la correa

D, d : Diámetros primitivos de las poleas

$$CCp' = \frac{a + \sqrt{a^2 - 8(D - d)^2}}{8}$$

$$CCp' = 550 \text{ mm}$$

4.10.7. Determinación de la potencia básica que transmite una correa (P_1)

Conociendo la velocidad del eje rápido, la relación de transmisión "i" y la sección usada, se consulta la tabla correspondiente a la sección de correa utilizada. Se obtiene de ella la potencia básica que es capaz de conducir una sola correa P_1 en kW, este valor se comparará con la potencia de diseño para calcular cuántas correas serán necesarias en su transmisión.

Del ANEXO G obtenemos la P_1 pero se debe interpolar para obtener el valor exacto, además se obtiene una potencia adicional también mostrada en el mismo de 0,04 kW que se suma a la potencia P_1 .

[RPM]	POTENCIAS [kW]	
1700	2,75	$\frac{P_1 - 2,75}{2,86 - 2,75} = \frac{1715 - 1700}{1800 - 1700}$
1715	P_1	$P_1 = 2,7\text{kW} + 0,04 \text{ kW}$
1800	2,86	$P_1 = 2,81 \text{ kW}$

4.10.8. Factor de corrección por longitud (C_1)

El factor de corrección por longitud está tabulado en el ANEXO H y en nuestro caso debemos interpolar para obtener un valor más exacto.

Longitud	Factor C_3	$\frac{C_3 - 0,89}{0,91 - 0,89} = \frac{1100 - 1000}{1120 - 1000}$
1000	0,89	
1100	C_3	$C_3 = 0,906$
1120	0,91	

4.10.9. Determinación del arco de contacto menor:

Para una transmisión con correa abierta se determina con:

$$\alpha_1 = 2 * \cos^{-1} \left(\frac{D_P - d_P}{2 * C_c} \right) = 180 - 57 * \left(\frac{D_P - d_P}{C_c} \right) > 120 \quad (57)$$
$$\alpha_1 = 2 * \cos^{-1} \left(\frac{100 - 100}{2 * 550} \right)$$
$$\alpha_1 = 180^\circ$$

4.10.10. Factor de corrección por arco de contacto (C_1)

Para un arco de contacto para nuestro caso es igual a 180° comparándola con la tabla que se muestra en el ANEXO H se tiene que $C_1=1$

4.10.11. Cálculo del número de bandas

Primero necesitamos calcular la potencia real transmitida por una correa, se utiliza la ecuación presentada en el catálogo SKF.

$$P_r = P_1 * C_1 * C_3 \quad (58)$$
$$P_r = (2,81\text{kW})(1)(0,906)$$
$$P_r = 2,55 \text{ kW}$$

Luego para calcular el número de bandas se dividió la potencia de diseño para la potencia real que transmite la banda empleando la ecuación mostrada en el catálogo SKF.

$$N = \frac{P_D}{P_r} \quad (59)$$

$$N = \frac{3,8kW}{2,55 kW}$$

$$N = 1,49 \approx 2 \text{ correas}$$

4.10.12. *Determinación del MTA y el MIA*

El MTA y MIA son valores tomados de una tabla como se puede ver en el ANEXO I donde es el MTA es la máxima distancia que se puede estirar la banda para su correcto funcionamiento y el MIA la mínima distancia las cuales son sumadas o restadas a la distancia entre centros respectivamente.

$$MTA = +25 \text{ mm}$$

$$MIA = -20 \text{ mm}$$

4.10.13. *Velocidad de la banda*

$$v = \frac{n_1 * \pi * d_p}{6000} \leq v_{\max} \quad (60)$$

$$v = \frac{1715 * \pi * 1000}{60000} \leq v_{\max}$$

$$v = 8,98 \leq v_{\max}$$

Donde:

$$v_{\max} = 25 \dots 30 \text{ m/s Para perfil de correa normal}$$

$$v_{\max} = 35 \dots 45 \text{ m/s Para perfil de correa estrecho}$$

4.10.14. *Verificación de los ciclos de flexión*

$$i_f = 1000 * n_p * \frac{v}{L_n} \quad (61)$$

Donde:

i_f : Flexiones por segundo de un segmento de correa [s^{-1}].

n_p : Cantidad de poleas en contacto con la correa.

v : Velocidad de la correa [m/s].

L_n : Longitud normalizada de la correa [mm].

$$i_f = 1000 * 2 * \frac{8,93}{1427}$$
$$i_f = 12,59 s^{-1}$$

Donde i_f para un perfil normal no debe superar los $30 s^{-1}$.

4.10.15. *Cálculo de las tensiones en las bandas*

La tensión en el lado tenso de la banda se calculó con la ecuación 62 misma que se presenta en el catálogo SKF.

$$T_{used} = 510 \frac{(2,2 - C_3)P_D}{C_3 N v} + \frac{M v^2}{1,11} \quad (62)$$

Dónde:

T_{used} = Tensión en una banda usada [N]

C_3 = Coeficiente de corrección por longitud

P_D = Potencia de diseño [kW]

N = Número de bandas

v = Velocidad de la banda [m/s]

M = Peso de la correa por longitud (véase ANEXO J)

$$T_{used} = 510 \frac{(2,2 - 0,906)(3,8)}{(0,906)(2)(8,98)} + \frac{(0,115)(8,98)^2}{1,11}$$

$$T_{used} = 162,69 N$$

La máxima tensión generada por la banda será T_{new} que será la que genera la banda en condiciones iniciales de fábrica y representa el lado tenso de la correa y la calculamos con la ecuación 63.

$$T_{new} = 1,5T_{used} \quad (63)$$

Dónde:

T_{used} = Tensión en una banda usada [N]

T_{new} = Tensión en el lado tenso de la banda [N]

$$T_{new} = 1,5(162,69 N)$$

$$T_{new} = 244,2 N$$

Para poder calcular la tensión en el lado flojo se utiliza la ecuación 64:

$$\frac{P_D}{N} = (T_1 - T_2)v \quad (64)$$

Dónde:

$T_1 = T_{new}$

T_2 = Tensión en el lado flojo.

P_D = Potencia de diseño en watts

z = número de bandas

v = velocidad de la banda

$$T_2 = T_1 - \frac{P_D}{zV} \quad (65)$$

$$T_2 = 244,1 - \frac{3\ 800}{2(8,98)}$$

$$T_2 = 32,52 N$$

Estas tensiones son por cada una de las bandas así que para encontrar las tensiones totales multiplicamos los valores anteriores por 2.

$$T_{1T} = 488,48 N \quad T_{2T} = 65,04 N$$

4.11. Diseño eje principal

Este eje es el que va a recibir la fuerza motriz y soporta el peso de los discos y martillos. Para ello se definirá primero las cargas a las que está sometido el eje principal. Las fuerzas centrífugas se anulan por su disposición de cada 90° alrededor del eje de rotación.

Por ello las cargas a las cuales está sometido el eje principal es el peso de todos los elementos que componen el sistema de trituración.

4.11.1. Cargas eje principal

En la tabla 5-4 se muestra el valor de todas las cargas que están aplicadas al eje principal.

Tabla 5-4: Cargas sometidas al eje principal

Detalle	Peso unitario (kg)	Peso unitario (N)	Cantidad
Martillos	0,22982	2,2522	40
Discos	1,578	15,46	3
Separador	0,026	0,2548	36
Eje secundario	0,47	4,606	4

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Cada una de las cargas mostradas en la tabla 5-4 son transmitidas por los discos al eje principal, así que se calcula cuáles son las cargas transmitidas por el peso de estos elementos al eje principal.

Las cargas transmitidas por los discos son las que se muestra en la figura 10-4, en esta figura se muestra al eje secundario con sus respectivas cargas producidas por las masas antes mencionadas.

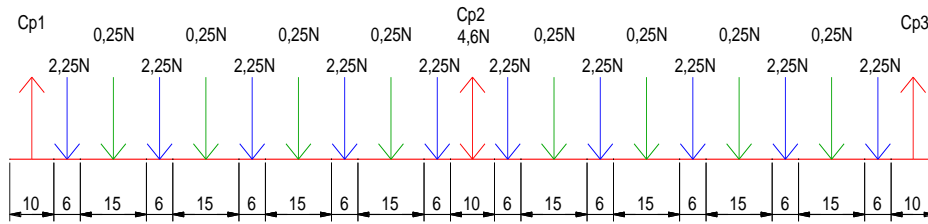


Figura 10-4: Eje secundario con fuerzas producidas por las masas

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Estos datos se ingresan al ANSYS para calcular el valor de C_{p1} , C_{p2} y C_{p3} que son las reacciones en los apoyos, estos apoyos son los discos.

Los resultados del análisis son los siguientes:

Tabla 6-4: Cargas en los discos C_{p1} , C_{p2} y C_{p3}

Carga	Valor (N)
C_{p1}	6,1396
C_{p2}	16,885
C_{p3}	6,1396

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. ANSYS.

Fuente: Autores

A estos valores se los multiplica por 4 ya que son cuatro ejes secundarios. Adicionalmente se le suma a estas cargas el peso de cada disco. Entonces las cargas finales transmitidas al eje principal son las que se muestra en la tabla 7-4.

Tabla 7-4: Carga total transmitida al eje principal

Carga	Carga total transmitida (N)
$4 \times C_{p1} + 15,46N$	40,0184
$4 \times C_{p2} + 15,46N$	83
$4 \times C_{p3} + 15,46N$	40,0184

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

La distribución de dimensiones y fuerzas del eje principal son las que se muestra en la figura 11-4.

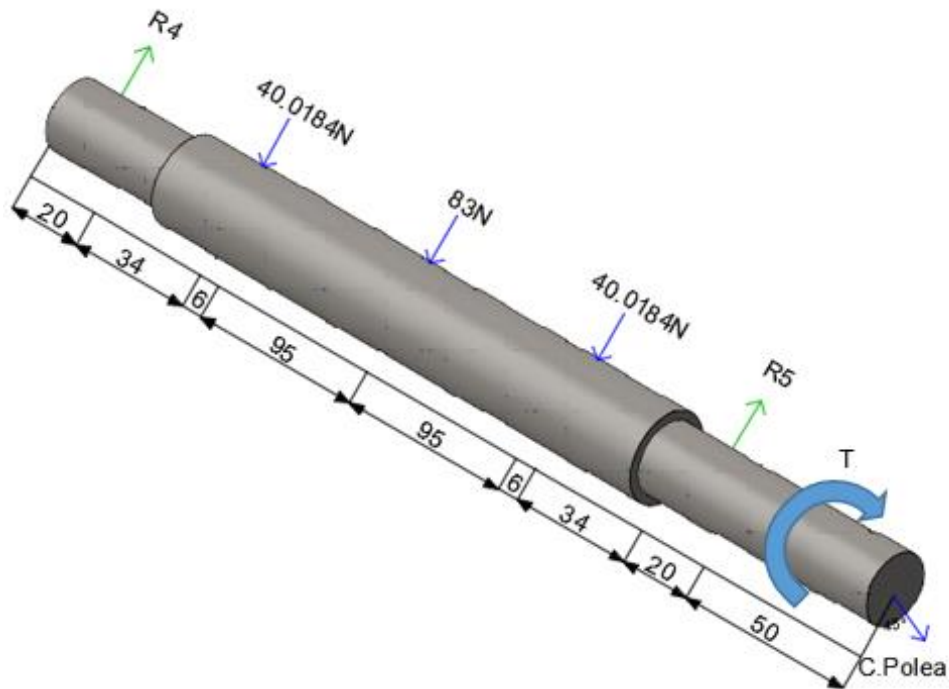


Figura 11-4: Eje principal con fuerzas aplicadas

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Adicionalmente el motor transmite un torque al eje principal por medio de las bandas, el cual también influye en su diseño.

La polea que se ha seleccionado tiene un diámetro de 4 in = 101,6 mm. Entonces el torque transmitido es el siguiente.

$$T_t = (F_1 - F_2) \times \frac{D_{\text{polea}}}{2} \quad (66)$$

$$T_t = (488,48 \text{ N} - 65,04 \text{ N}) \times \frac{100 \text{ mm}}{2}$$

$$T_t = 21510,75 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

El ángulo al que se encuentran dispuestas las bandas es de 45°, entonces las componentes de esta fuerza son:

$$C_{\text{polea } x} = 488,48 \text{ N} \times \cos 45^\circ$$

$$C_{\text{polea } x} = 345,41 \text{ N}$$

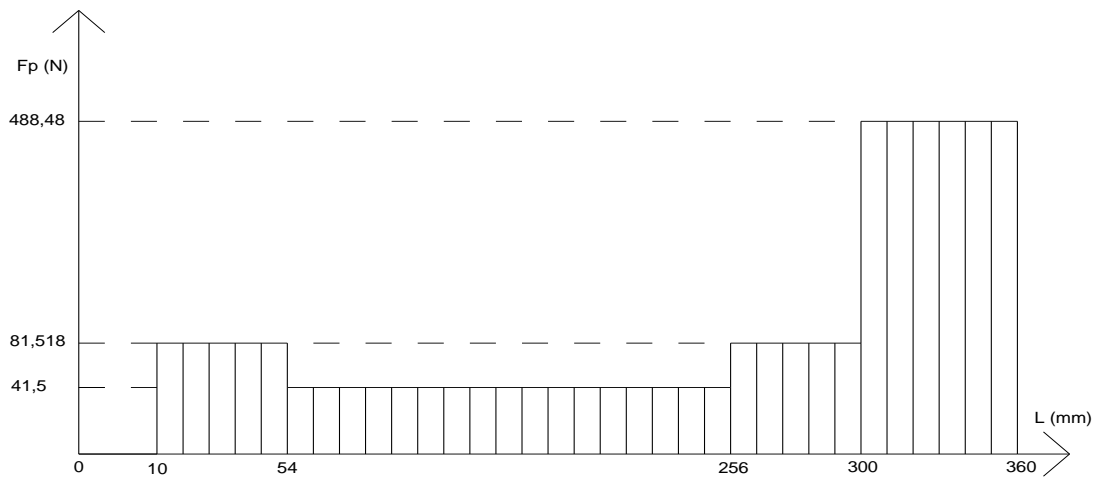
$$C_{\text{polea y}} = 488,48 \text{ N} \times \cos 45^\circ$$

$$C_{\text{polea y}} = 345,41 \text{ N}$$

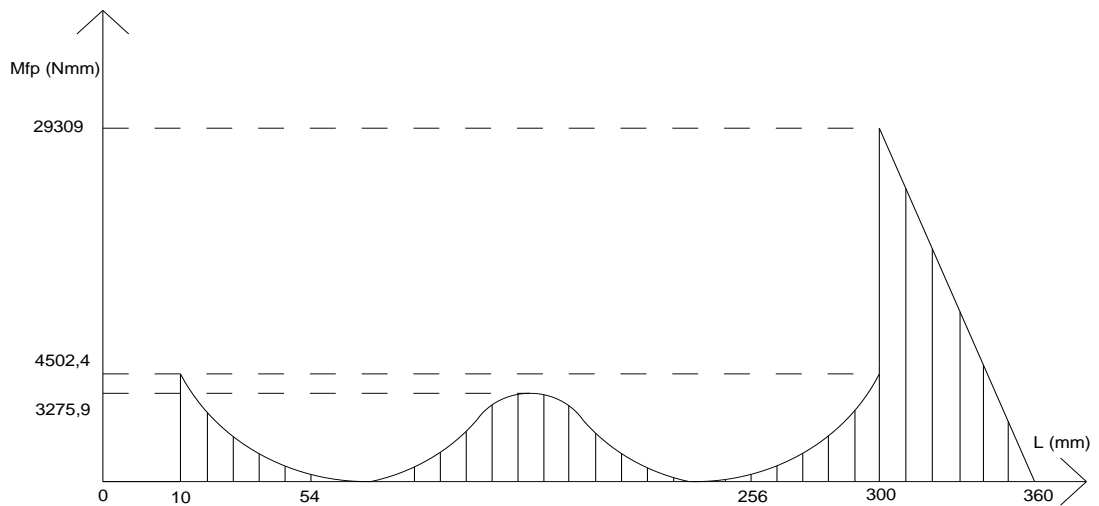
Estas dimensiones y cargas se ingresan al programa ANSYS. Una vez colocadas todas las restricciones se procede al cálculo de los diagramas de cortante y momento flector.

Mediante el gráfico 3-4 se determina que la cortante máxima se produce a los 300 mm desde la izquierda:

$$F_p = 488,48 \text{ N}$$



(a) Cortante eje principal



(b) Momento flector eje principal

Gráfico 3-4: Resultados del análisis del eje principal ANSYS

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. ANSYS.

Momento flector máximo se produce a los 300 mm desde la izquierda:

$$M_{fp} = 29309 \text{ Nmm}$$

4.11.2. Cálculo del Momento torsor y flector

Para el cálculo del diámetro se tiene la ecuación expresado en la norma para el diseño de árboles de transmisión. ANSI/ASME B106.1M. (Budynas & Keith., 2008, p. 356)

$$D = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{k_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{k_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (67)$$

Donde:

D = Diámetro del eje.

n = Factor de seguridad.

k_f = Factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión.

k_{fs} = Factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión.

M_a = Momento flector amplitud.

M_m = Momento flector medio.

T_a = Momento torsor amplitud.

T_m = Momento torsor medio.

Es necesario establecer para la ecuación anterior el momento flector amplitud y medio.

Para ellos se necesita establecer las siguientes relaciones:

Ya que el momento flector máximo y mínimo son iguales pero de signos diferentes como se muestra en el gráfico 3-4 se tiene lo siguiente:

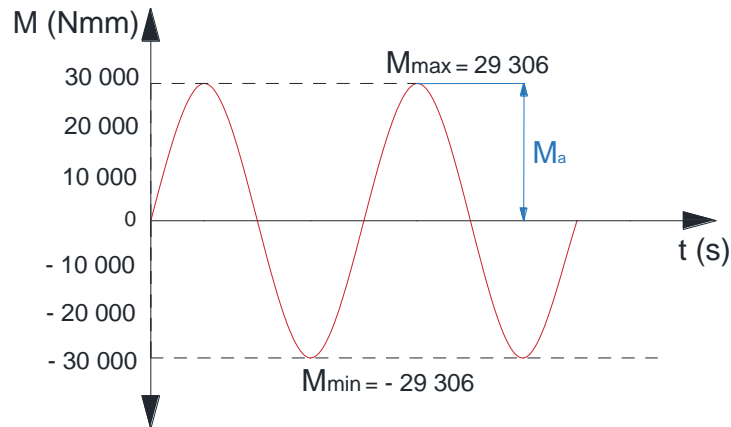


Gráfico 4-4 Resultados del análisis del eje secundario ANSYS

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

$$M_{\max} = 29309 \text{ Nmm}$$

$$M_{\min} = -29309 \text{ Nmm}$$

Momento flector medio:

$$M_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} \quad (68)$$

$$M_m = \frac{29309 \text{ Nmm} + (-29309 \text{ Nmm})}{2}$$

$$M_m = 0$$

Momento flector amplitud:

$$M_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} \quad (69)$$

$$M_a = \frac{29309 \text{ Nmm} - (-29309 \text{ Nmm})}{2}$$

$$M_a = 29309 \text{ Nmm}$$

También es necesario establecer el momento torsor amplitud y medio. Para ello se necesita establecer las siguientes relaciones:

Ya que el momento torsor máximo y mínimo son iguales como se muestra en el gráfico 5-4:

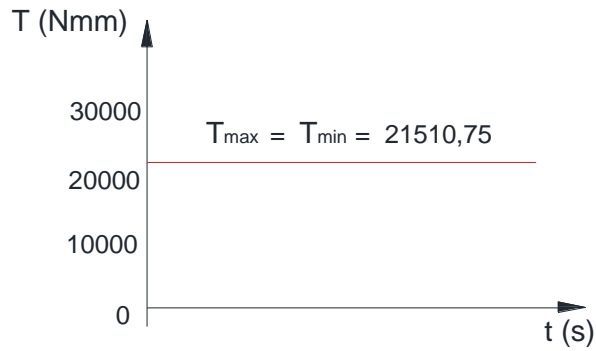


Gráfico 5-4 Resultados del análisis del eje secundario ANSYS

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

$$T_{\max} = T_{\min} = 21510,75 \text{ N. mm}$$

Momento torsor medio

$$T_m = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} \quad (70)$$

$$T_m = \frac{21510,75 \text{ N. mm} + 21510,75 \text{ N. mm}}{2}$$

$$T_m = 21510,75 \text{ N. mm}$$

Momento torsor amplitud

$$T_a = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2} \quad (71)$$

$$T_a = \frac{21510,75 \text{ N. mm} - 21510,75 \text{ N. mm}}{2}$$

$$T_a = 0$$

4.11.3. Cálculo inicial del diámetro eje principal

Primero se procede con el cálculo del límite a la fatiga de la probeta:

$$Se' = 0,5 * Sut \quad (72)$$

$$Se' = 0,5 * 400 \text{ Mpa}$$

$$Se' = 200 \text{ Mpa}$$

Después se procede al cálculo del límite a la fatiga del elemento con las siguientes relaciones:

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f \times S_e' \quad (73)$$

Donde:

k_a = Factor de modificación de la superficial

k_b = Factor de modificación del tamaño

k_c = Factor de modificación de la carga

k_d = Factor de modificación de la temperatura

k_e = Factor de confiabilidad

k_f = Factor de modificación de efectos varios

Se asume un “k” total de 0,4 para un cálculo inicial del límite de fatiga:

$$S_e = 0,4(200) = 80 \text{ Mpa}$$

Procedemos al cálculo de los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión

$$k_f = 1 + q * (k_t - 1) \quad (74)$$

$$k_{fs} = 1 + q_t * (k_t - 1) \quad (75)$$

Para un cálculo inicial del diámetro se asume un $q_t = 0,8$ y un $k_t = 1,6$.

$$k_f = 1 + (0,8) * (1,6 - 1)$$

$$k_f = 1,48$$

También se asume para torsión un $k_t = 1,4$.

$$k_{fs} = 1 + (0,8) * (1,4 - 1)$$

$$k_{fs} = 1,32$$

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 67 con un $\eta = 3$ se obtiene:

$$D = \left\{ \frac{16(3)}{\pi} \left[4 \left(\frac{1,48(29309 \text{ Nmm})}{80 \text{ Mpa}} \right)^2 + 3 \left(\frac{1,32(21510,75 \text{ N. mm})}{250 \text{ MPa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 25,63 \text{ mm} \approx 26 \text{ mm}$$

4.11.4. Recálculo del diámetro eje principal

Es necesario hacer el recálculo ya que anteriormente se asumieron muchos factores por falta de datos.

4.11.4.1. Límite de fatiga

Primero se recalcula el límite de fatiga antes asumido con la ecuación 73.

El factor de superficie está expresado por la siguiente ecuación 76.

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad (76)$$

El coeficiente de la ecuación 74 se lo determina mediante la tabla 8-4.

Tabla 8-4: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.

Acabado superficial	Factor a		Exponente
	S_{ut} (Kpsi)	S_{ut} (MPa)	b
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquina o laminado en frio	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Como sale en la forja	39,9	272	-0,995

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Shigley (Budynas & Keith., 2008, p. 280)

$$k_a = 4,51 * (400)^{-0,265}$$

$$k_a = 0,92$$

El factor de tamaño será calculado por las ecuaciones expresadas en la tabla 9-4.

Tabla 9-4: Factor de Tamaño

K_b	
$(d/0,3)^{-0,107} = 0,879d^{-0,107}$	$0,11 \leq d \leq 2 \text{ in}$
$0,91d^{-0,157}$	$2 \leq d \leq 10 \text{ in}$
$(d/7,62)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107}$	$2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$
$1,51d^{-0,157}$	$51 \leq d \leq 254 \text{ mm}$

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Shigley (Budynas & Keith., 2008, p. 280)

El eje diseñado tiene un diámetro entre $2,79 \leq d \leq 51\text{mm}$ por lo cual se utiliza la ecuación 77.

$$k_b = 1,24 D^{-0,107} \quad (77)$$

$$k_b = 1,24 (26)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,875$$

El factor de confiabilidad para una confiabilidad de 99% tenemos que:

$$k_e = 0,814$$

El factor de temperatura para temperaturas $T < 450^\circ \text{C}$ no es relevante:

$$k_d = 1$$

Para el factor de Carga se considerara $D/d = 1,25$ y $r/d = 0,15$ para ingresar al gráfico 6-4 dado en el libro de Shigley.

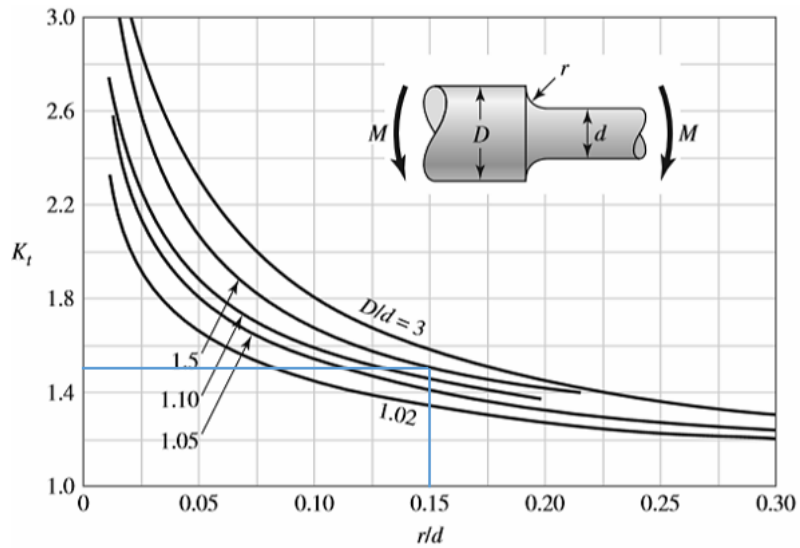


Gráfico 6-4: Factor K_t

Fuente: Shigley (Budynas & Keith., 2008, p. 1008)

Obtenemos el valor de $K_t = 1,5$

Para el cálculo del factor “q” se tiene el gráfico 7-4, al cual se ingresa con el $S_{ut} = 400$ MPa y $r = 2,25$.

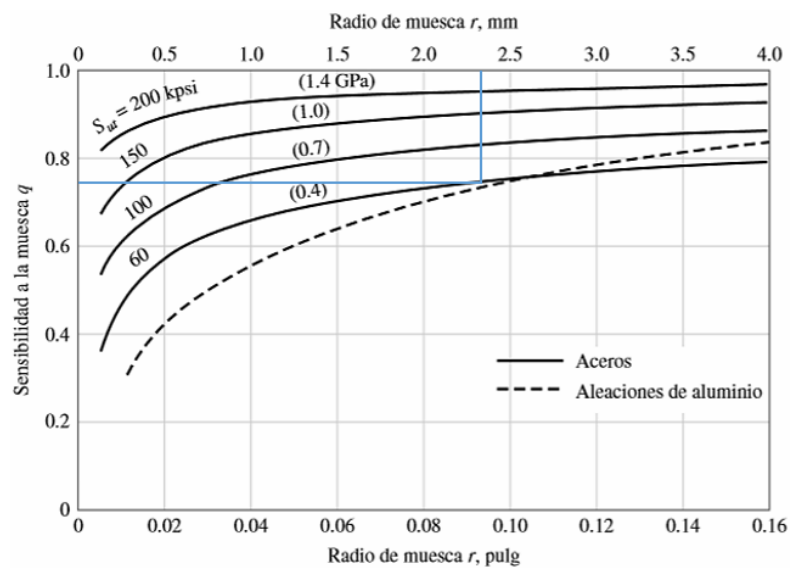


Gráfico 7-4: Factor “q”

Fuente: Shigley (Budynas & Keith., 2008, p. 387)

Se obtiene el valor de $q = 0,75$ y se procede al cálculo del factor de carga:

$$k_c = \frac{1}{q * (k_t - 1) + 1} \quad (78)$$

$$k_c = \frac{1}{0,75(1,5 - 1) + 1}$$

$$k_c = 0,73$$

Para efectos varios, el factor se considera ideal por falta de datos en corrosión, desgaste y otros.

$$k_g = 1$$

Entonces el límite a la fatiga del elemento es:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_g S_e' \quad (79)$$

$$S_e = (0,92)(0,875)(0,73)(1)(0,814)(1)(200 \text{ MPa})$$

$$S_e = 95,67 \text{ MPa}$$

4.11.4.2. *Diámetro recalculado*

Se comienza con el cálculo de los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión.

$$k_f = 1 + q * (k_t - 1) \quad (80)$$

$$k_{fs} = 1 + q_t * (k_t - 1) \quad (81)$$

Para flexión se calculó anteriormente un $k_t = 1,5$ y un $q = 0,75$.

$$k_f = 1 + (0,75)(1,5 - 1)$$

$$k_f = 1,38$$

Para torsión se calcula un k_t y un q_t de los gráficos 8-4 y 9-4 respectivamente.

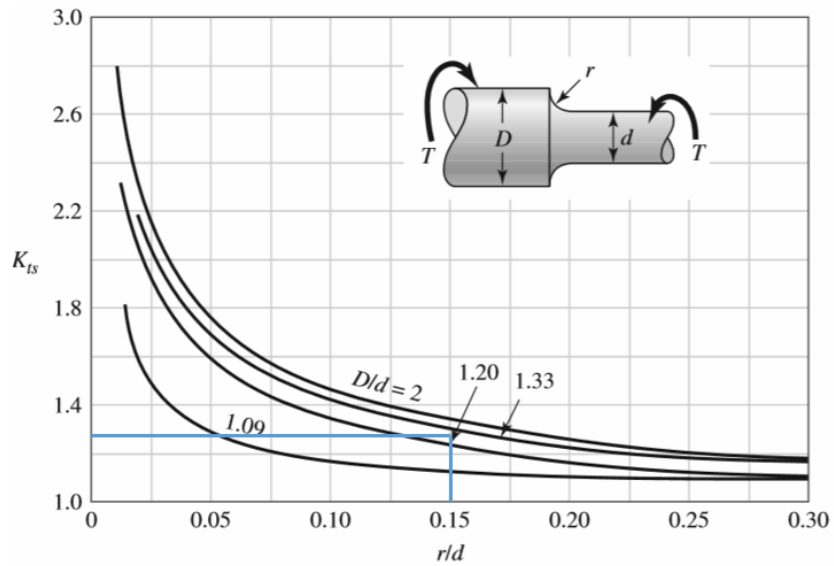


Gráfico 8-4: Factor K_{ts}

Fuente: Shigley (Budynas & Keith., 2008, p. 1008)

Como resultado de los gráficos 8-4 y 9-4 se obtiene un $k_{ts} = 1,3$ y un $q_{ts} = 0,9$.

Entonces:

$$k_{fs} = 1 + (0,9)(1,3 - 1)$$

$$k_{fs} = 1,27$$

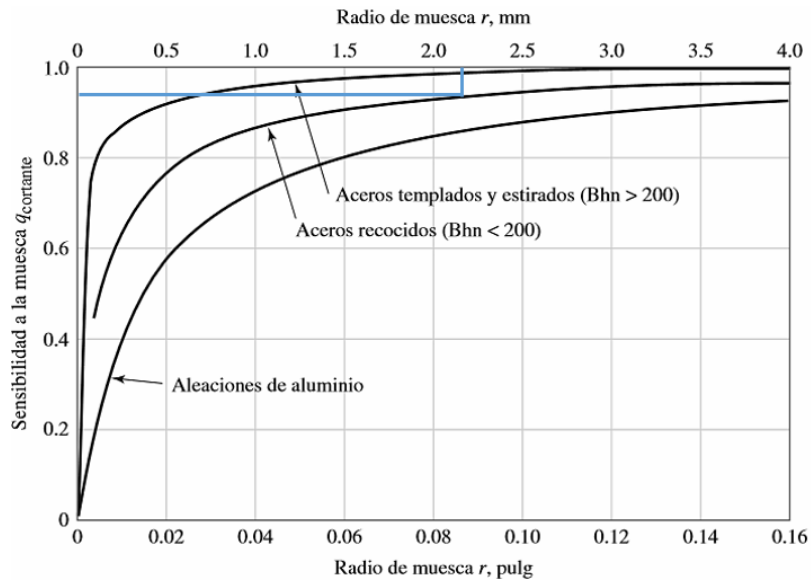


Gráfico 9-4: Factor q_{ts}

Fuente: Shigley (Budynas & Keith., 2008, p. 288)

Se reemplaza los valores calculados en la ecuación 82:

$$D = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{k_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{k_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (82)$$

$$D = \left\{ \frac{16(3)}{\pi} \left[4 \left(\frac{1,38(29309 \text{ Nmm})}{95,67 \text{ MPa}} \right)^2 + 3 \left(\frac{1,27(21510,75 \text{ N. mm})}{250 \text{ MPa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 23,67 \text{ mm}$$

Aproximamos a 25 mm por factores de selección de rodamientos. Los demás diámetros del eje son los siguientes:

$$D_1 = 1,25D \quad (83)$$

$$D_1 = 1,25(25 \text{ mm})$$

$$D_1 = 31,25 \text{ mm} \approx 32 \text{ mm}$$

La disposición final del eje principal es la que se observa en la figura 12-4.

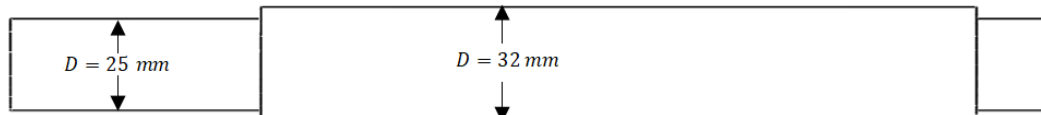


Figura 12-4: Eje principal disposición final

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

4.11.5. Velocidades críticas

Para las velocidades críticas tomamos en cuenta las deformaciones del eje en los puntos donde se aplica las cargas C_{p1} , C_{p2} , C_{p3} y C_{polea}

Estas deformaciones son:

$$\delta_1 = 7,5928 \times 10^{-8} \text{ m}$$

$$\delta_2 = 2,5419 \times 10^{-7} \text{ m}$$

$$\delta_3 = 7,5928 \times 10^{-8} \text{m}$$

$$\delta_4 = 7,5859 \times 10^{-7} \text{m}$$

Aplicando la ecuación 84:

$$\omega_c = \sqrt{g \frac{\sum W_n \delta_n}{\sum W_n \delta_n^2}} \quad (84)$$

$$\omega_c = \sqrt{(9,8) \left(\frac{(40,01)(\delta_1) + (83)(\delta_2) + (40,01)(\delta_3) + (464,32)(\delta_4)}{(40,01)(\delta_1)^2 + (83)(\delta_2)^2 + (40,01)(\delta_3)^2 + (464,32)(\delta_4)^2} \right)}$$

$$\omega_c = \sqrt{(9,8) \left(\frac{3,6195 \times 10^{-4}}{2,4719 \times 10^{-10}} \right)}$$

$$\omega_c = 3788,104 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Ya que esta velocidad crítica es muy superior a la velocidad utilizada que es de $179,59 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

. Entonces estamos en rango seguro de trabajo.

4.12. Diseño de la manzana

Este elemento se suelda a los 3 discos para mayor estabilidad, también para facilitar el montaje y desmontaje de los discos al eje principal. Se unirá al eje principal mediante 2 pernos. Esta manzana tiene de diámetro interior de 32 mm y de diámetro exterior de 50 mm

4.12.1. Cálculo del diámetro de los pernos

Estos pernos resisten el torque transmitido por el motor, que es de:

$$T_t = 21510,75 \text{ N. mm}$$

La fuerza sometida a los pernos es:

$$F_{pe} = \frac{T_t}{D_1/2} \quad (85)$$

$$F_{pe} = \frac{21510,75 \text{ N. mm}}{32/2 \text{ mm}}$$

$$F_{pe} = 1344,42 \text{ N}$$

Como son 2 pernos tenemos:

$$F_{pe} = \frac{1344,42 \text{ N}}{2}$$

$$F_{pe} = 672,21 \text{ N}$$

El perno se seleccionará de grado 4,6 como se observa en el ANEXO K, obteniendo las siguientes propiedades:

$$S_{y_{pe}} = 240 \text{ MPa}$$

$$Ss_{y_{pe}} = 0,5 \times 240 \text{ MPa}$$

$$Ss_{y_{pe}} = 120 \text{ MPa}$$

Para un factor de seguridad de 5 tenemos:

$$\frac{F_{pe}}{A_c} = \frac{Ss_{y_{pe}}}{n} \quad (86)$$

$$\frac{672,21 \text{ N}}{A_c} = \frac{120 \text{ MPa}}{5}$$

$$A_c = 2,8 \times 10^{-5} \text{ m}^2 = 28,01 \text{ mm}^2 = 0,04 \text{ in}^2$$

Entonces se coloca pernos de 5/16 in según ANEXO L

4.12.2. Diseño del cordón de soldadura

Este cordón de soldadura es el que resistirá el torque transmitido por el motor. El cordón de soldadura se realizará con electrodo de la serie E7018 según la tabla 10-4.

Tabla 10-4: Propiedades mínimas del material de aporte

Número de electrodo AWS	Resistencia a la tensión, Kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, Kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62(427)	50(345)	17-25
E70xx	70(482)	57(393)	22
E80xx	80(551)	67(462)	19
E90xx	90(620)	77(531)	14-17
E100xx	100(689)	87(600)	13-16
E120xx	120(827)	107(737)	14

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Shigley. (Budynas & Keith., 2008, p. 472)

$$S_{y_{elect}} = 393 \text{ MPa}$$

Segundo momento polar unitario del área:

$$J_u = 2\pi c_m^3 \quad (87)$$

$$J_u = 2\pi c_m^3$$

$$J_u = 2\pi(25\text{mm})^3$$

$$J_u = 98174,77 \text{ mm}^3$$

Carga de torsión transmitida al cordón:

$$\tau_s = \frac{T_t \times c_m}{0,707 h_s J_u} \quad (88)$$

$$\tau_s = \frac{21510,75 \text{ N} \cdot \text{mm} \times 25 \text{ mm}}{0,707 \times h_s \times 98174,77 \text{ mm}^3}$$

$$\tau_s = \frac{7,7477 \text{ N}}{h_s \text{ mm}}$$

Factor de seguridad que se desea en el cordón de soldadura es de 10.

$$\tau_s = \frac{0,5 \times S_{y_{elect}}}{n_s} \quad (89)$$

$$\frac{7,7477}{h_s} \frac{N}{mm} = \frac{0,5 \times 393 \text{ MPa}}{10}$$

$$h_s = 3,94 \times 10^{-7} \text{ mm}$$

Por razones de construcción es muy difícil lograr la dimensión calculada, por lo que se procederá con un cordón de soldadura de $h_s = 2 \text{ mm}$.

4.13. Diseño de la chaveta para la polea

La chaveta se ubicara en la polea y ésta transmitirá la potencia del motor al eje principal. Las dimensiones de la chaveta son las que se observan en la figura 13-4.

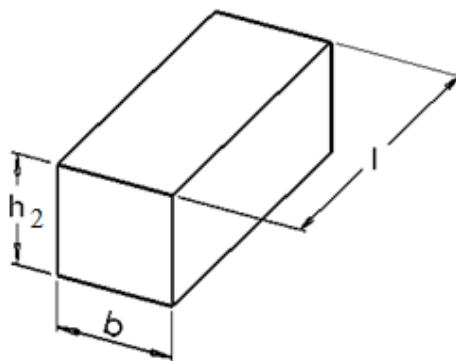


Figura 13-4: Chaveta

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Para la chaveta se toma en consideración dos criterios los cuales son el de corte y aplastamiento. Primero se calculará la fuerza que será transmitida por la chaveta.

$$F = \frac{T_t}{\frac{D_1}{2}} \quad (90)$$

$$F = \frac{21510,75 \text{ N. mm}}{\frac{25}{2} \text{ mm}}$$

$$F = 1720,86 \text{ N}$$

4.13.1. Diseño a corte

Se estableces las dimensiones “h” y “b” de la chaveta mediante la tabla 11-4, las dimensiones h y b se encuentran indicadas en la figura 13-4.

Mediante la tabla 11-4 se tiene que estas dimensiones deberán tener los valores:

$$b = 10 \text{ mm} \quad \text{y} \quad h_2 = 8 \text{ mm}$$

Tabla 11-4: Dimensiones de chavetas

Diámetro del eje (mm)	Chaveta – sección		Diámetro del eje (mm)	Chaveta – sección	
	Ancho (mm)	Altura (mm)		Ancho (mm)	Altura (mm)
6	2	2	85	25	14
8	3	3	95	28	16
10	4	4	110	32	18
12	5	5	130	36	20
17	6	6	150	40	22
22	8	7	170	45	25
30	10	8	200	50	28
38	12	8	230	56	32
44	14	9	260	63	32
50	16	10	290	70	36
58	18	11	330	80	40
65	20	12	380	90	45
75	22	14	440	100	50

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Sankar (Sankar, s.f., p. 126)

Procedemos al cálculo de dimisión restante “l” mediante la ecuación 91 con un factor de seguridad de $n = 5$

$$\frac{F}{bl} = \frac{0,5 \times S_y}{n} \quad (91)$$

$$l = \frac{F \times n}{0,5 \times S_y \times b}$$

$$l = \frac{1720,86 \text{ N} \times 5}{0,5 \times 250 \text{ MPa} \times 10 \text{ mm}}$$

$$l = 6,88 \text{ mm}$$

4.13.2. Diseño a aplastamiento

El aplastamiento ocurre en la mitad de la cara lateral de la chaveta, entonces tenemos la ecuación 80 para encontrar la dimensión "l". Ingresamos con un factor de seguridad de $n = 5$.

$$\begin{aligned} \frac{2 \times F}{hl} &= \frac{S_y}{n} & (92) \\ l &= \frac{2 \times F \times n}{S_y \times h} \\ l &= \frac{2 \times 1720,86 \times 5}{250\text{MPa} \times 8 \text{ mm}} \\ l &= 8,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

Por factores de construcción se dejará esta dimensión en $l = 50 \text{ mm}$.

4.14. Selección de rodamientos

Los rodamientos son los elementos que serán el apoyo del eje principal. Para su selección son necesarios algunos datos que se especifican a continuación.

Se necesita que los rodamientos tengan una vida útil de 10000 horas, con una carga radial en los apoyos de 488,48 N y de 0 N de carga axial según ANSYS, con una confiabilidad del 90% para su diseño.

Para la selección de rodamientos se ocupa la ecuación 93:

$$C = \frac{f_h}{f_n} \times P \quad (93)$$

Donde:

f_h = Factor de vida

f_n = Factor de velocidad

P = Carga radial dinámica equivalente

Según el ANEXO M que muestra el catálogo NTN se puede obtener los factores f_h y f_n . De donde se obtienen los siguientes valores.

$$f_n = 0,27$$

$$f_h = 2,7$$

De acuerdo al ANEXO N se selecciona el rodamiento NTN B6905 y se obtiene los siguientes valores:

$$f_o = 15,4$$

$$C_{or} = 4,55 \text{ KN}$$

$$C = 7,05 \text{ KN}$$

Se calcula la carga radial dinámica equivalente con ayuda de la ecuación 94 y la tabla 12-4:

$$P = xF_r + yF_a \quad (94)$$

Tabla 12-4: Carga radial dinámica equivalente

Carga radial dinámica equivalente
 $P_r = XF_r + YF_a$

$\frac{f_o \cdot F_a}{C_{or}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19				2.30
0.345	0.22				1.99
0.689	0.26				1.71
1.03	0.28				1.55
1.38	0.30	1	0	0.56	1.45
2.07	0.34				1.31
3.45	0.38				1.15
5.17	0.42				1.04
6.89	0.44				1.00

Fuente: NTN Corporation. (NTN, 2004, p. A17)

De la tabla se determina los factores “x” e “y”. Como no existe fuerza axial tenemos que $x = 1$ e $y = 0$. Entonces reemplazamos los valores en la ecuación 95:

$$P = 1 \times F_r + 0 \times F_a$$

$$P = 488,48 \text{ N}$$

Se calcula el factor C' mediante la ecuación 93:

$$C' = \frac{2,7}{0,27} \times 0,48848 \text{ KN}$$
$$C' = 4,8848 \text{ KN}$$

Como ($C' = 4,8848 \text{ KN}$) < ($C = 7,05 \text{ KN}$) el rodamiento resiste las cargas establecidas.

Se recalcula el factor f_h con la ecuación 96

$$f_h = \frac{f_n \times C}{P} \quad (95)$$
$$f_h = \frac{0,27 \times 7,05 \text{ KN}}{0,48848 \text{ KN}}$$
$$f_h = 3,897$$

Se calcula la vida útil del rodamiento seleccionado con la ecuación 97 dada.

$$L_{10} = 500 \times f_h^3 \quad (96)$$
$$L_{10} = 500 \times 3,897^3$$
$$L_{10} = 29591,1 \text{ horas}$$

Como el rodamiento seleccionado tiene mayor vida útil de la deseada, la selección es adecuada.

4.15. Dimensionamiento de la carcasa y tolva

Debido a que la carcasa debe soportar el peso del sistema de trituración y el impacto de los granos ya triturados, los que son de masa muy pequeña pero de altas velocidades se consideró construir la carcasa con acero ASTM A 36, con un espesor de 5 mm, además se deberá considerar la inclinación necesaria para que la arena triturada desaloje la máquina rápida y eficientemente. Estas dimensiones, forma e inclinación se detallan en los planos de construcción de la máquina adjuntados en el presente proyecto.

La tolva debe realizar la función de alimentar a la máquina, por lo que deberá tener el volumen suficiente y la inclinación adecuada, debido a que la tolva no soporta ningún tipo de esfuerzo severo, su construcción se realizará con acero ASTM A 36, con un espesor de 3 mm, sus dimensiones, forma y demás detalles se encuentran en los planos de construcción que se adjuntan al final del presente proyecto.

4.16. Diseño de la estructura para la máquina

Para el diseño de la estructura que forma parte de la trituradora en nuestro caso se utilizó el programa SAP 2000.

4.15.1. Descripción de la estructura

Para poder fabricar la estructura el técnico del taller recomendó un conjunto de perfiles cuadrados 40x3 mm de material ASTM A 36, como se muestra en el ANEXO O dicho conjunto de perfiles fueron unidos mediante soldadura de arco eléctrico con electrodos 7018, dando lugar a una estructura con un sistema de nodos rígidos como se muestra en la figura 14-4.

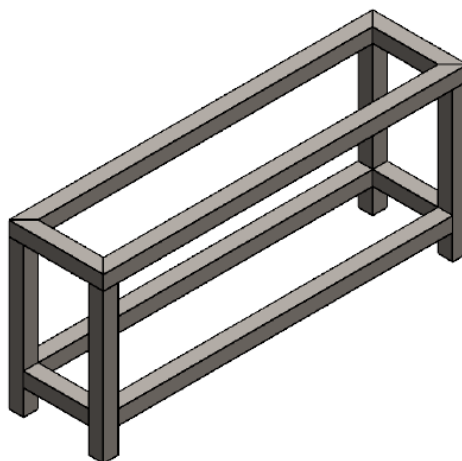


Figura 14-4: Estructura de la trituradora

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. SolidWorks.

4.15.2. Cálculo de cargas para la estructura

Como se mira en la tabla 13-4 donde se muestra los pesos actuales de los componentes de la trituradora incluyendo el eje principal, dando un total de 19,99 kg.

Tabla 13-4: Pesos de los componentes de la trituradora

Detalle	Peso unitario (kg)	Cantidad	Peso total (kg)
Martillos	0,22982	40	9,19
Discos	1,578	3	4,73
Separador	0,026	36	0,93
Manzana	1,8	1	1,8
Eje secundario	0,47	4	1,88
Eje principal	1,46	1	1,46
Total			19,99

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Para la masa parcial consideramos la calculada en la tabla 13-4 y la masa de la carcasa que suma un peso aproximado de 66 kg mismo que redondearemos a 70 kg, por las poleas, pernos y carcasa de la transmisión.

$$m_p = m_{\text{trituradora}} + m_{\text{carcasa}} \quad (97)$$

$$m_p = 20 \text{ kg} + 70 \text{ kg}$$

$$m_p = 90 \text{ kg}$$

La carga muerta total será distribuida en 2 cargas puntuales de 45 kg. También se toma en cuenta la masa del motor que se puede ver en el catálogo mostrado en el ANEXO A correspondiente a 41 kg, que de igual forma será distribuida en 2 cargas puntuales de 20,5 kg cada una. Todas estas cargas se muestran en la figura 15-4.

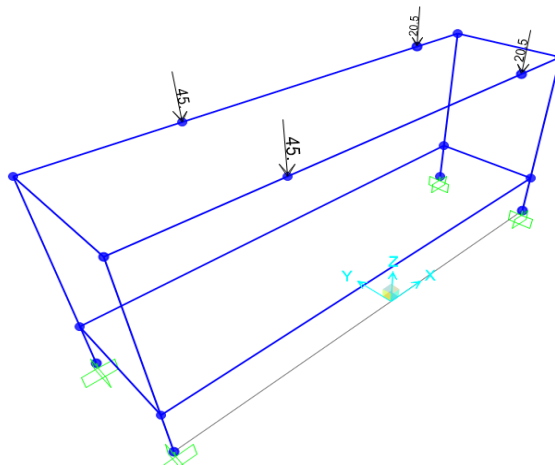


Figura 15-4: Estructura con cargas muertas

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. SAP 2000.

4.16.1. Cálculo de la carga viva

Para la carga viva se tomará en cuenta la arena que se cargará a la máquina para ello calcularemos primero el volumen de la carcasa.

- Volumen de la carcasa superior

$$V_{cs} = \frac{1}{2} \pi r^2 \quad (98)$$

$$V_{cs} = \frac{1}{2} \pi (0,17 \text{ m})^2 (0,32 \text{ m})$$

$$V_{cs} = 1,45 \times 10^{-2} \text{ m}^3$$

- Volumen de la tolva

$$V_{to} = \frac{1}{2} (b_1 + b_2) \cdot h_1 \cdot a + b_1 \cdot h_1 \cdot a \quad (99)$$

$$V_{to} = \frac{1}{2} (0,25 + 0,058)(0,079)(0,32) + (0,25)(0,02)(0,32)$$

$$V_{to} = 5,49 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

- Volumen carcasa inferior

$$V_{cs} = \frac{1}{2} (b_1 + b_2) \cdot h_1 \cdot a + \frac{1}{2} (b_2 + b_3) \cdot h_2 \cdot a \quad (100)$$

$$V_{cs} = \frac{1}{2} (0,36 + 0,243)(0,17 \text{sen}70^\circ)(0,32) + \frac{1}{2} (0,243 + 0,105)(0,09 \text{sen}40^\circ)(0,32)$$

$$V_{cs} = 1,86 \times 10^{-2} \text{ m}^3$$

- Volumen de la máquina

$$V_{mq} = \frac{m_{mq}}{\rho_a} \quad (101)$$

$$V_{mq} = \frac{18 \text{ kg}}{7850 \text{ kg/m}^3}$$

$$V_{mq} = 2,29 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

- Volumen total

$$V_{ta} = V_{cs} + V_{to} + V_{cs} - V_m \quad (102)$$

$$V_{ta} = (1,45 \times 10^{-2} + 5,49 \times 10^{-3} + 1,86 \times 10^{-2} - 2,29 \times 10^{-3}) \text{ m}^3$$

$$V_{ta} = 3,63 \times 10^{-2} \text{ m}^3$$

- Masa total de arena

$$m_{ta} = V_{ta} \cdot \rho_a \quad (103)$$

$$m_{ta} = (3,63 \times 10^{-2} \text{ m}^3)(1650 \text{ kg/m}^3)$$

$$m_{ta} = 59,91 \text{ kg} \approx 60 \text{ kg}$$

De igual manera la carga viva será distribuida en 2 cargas puntuales cada una de 30 kg como se muestra en la figura 16-4.

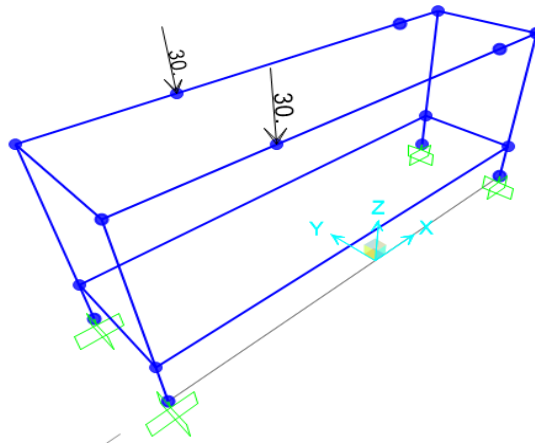


Figura 16-4: Estructura con cargas vivas

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. SAP 2000.

4.15.3. Cálculo de la capacidad de la estructura

Después de establecer las cargas en el SAP 2000 se procedió a correr el programa y verificar si la estructura soporta las cargas actuantes, en la figura 17-4 se observa que la resistencia de la estructura queda asegurada puesto que las razones de esfuerzos presentadas en el programa no superan el 0,079.

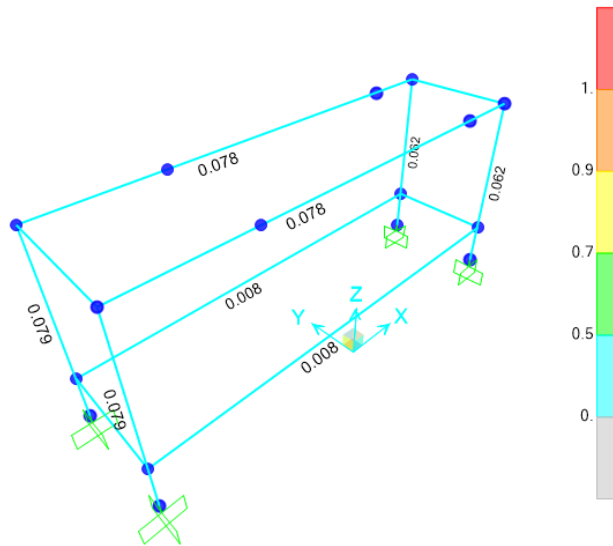


Figura 17-4: Estructura con factores demanda capacidad

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. SAP 2000.

4.15.3. Verificación de la capacidad de la estructura

Para poder realizar la verificación de la capacidad de la estructura, procedemos a utilizar las especificaciones presentes en la norma AISC 360, utilizando de esta manera las secciones E, F y H como se mostrará a continuación.

De la simulación hecha en el SAP 2000 y mostrada en la figura 17-4 se observa que el elemento crítico es el que tiene una relación demanda capacidad de 0,079; mismo que procederemos a verificar. De esta misma simulación se pudo obtener las cargas actuantes sobre esta columna siendo:

$$P_u = 0,179 \text{ kip} \qquad M_u = 0,91 \text{ kip.in}$$

En vista de que el elemento crítico está sometido tanto a una carga de flexión como de compresión se utilizará la sección H de la AISC teniendo las ecuaciones:

Para $\frac{P_u}{P_n} \geq 0,2$ utilizamos la ecuación 104:

$$\frac{P_u}{P_n} + \frac{8}{9} \left(\frac{M_{ux}}{M_{nx}} + \frac{M_{uy}}{M_{ny}} \right) \leq 1 \qquad (104)$$

Para $\frac{P_u}{P_n} < 0,2$ utilizamos la ecuación 105:

$$\frac{P_u}{2P_n} + \left(\frac{M_{ux}}{M_{nx}} + \frac{M_{uy}}{M_{ny}} \right) \leq 1 \quad (105)$$

- Comprobación a Flexión

Para la comprobación a flexión se utiliza la sección F de la norma, primero procedemos a determinar si los elementos del perfil cuadrado son compactos, no compactos o esbeltos, utilizando las ecuaciones mostradas a continuación:

- Para el patín se utilizamos las ecuaciones 106 y 107:

$$\lambda_p = 1,12 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (106)$$

$$\lambda_r = 1,40 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (107)$$

Para ello tenemos que para el acero estructural ASTM A 36 $F_y = 36 \text{ ksi}$ y $E = 29000 \text{ ksi}$.

$$\lambda_p = 1,12 \sqrt{\frac{36}{29000}}$$

$$\lambda_p = 31,67$$

$$\lambda_r = 1,40 \sqrt{\frac{36}{29000}}$$

$$\lambda_r = 39,6$$

$$\frac{b}{t} = \frac{40}{3}$$

$$\frac{b}{t} = 13,3$$

$$\frac{b}{t} < \lambda_p$$

Como b/t es menor que λ_p se establece que el patín es un elemento compacto.

- Para el alma se utilizamos las ecuaciones 108 y 109:

$$\lambda_p = 2,42 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (108)$$

$$\lambda_r = 5,70 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (109)$$

$$\lambda_p = 2,42 \sqrt{\frac{36}{29000}}$$

$$\lambda_p = 68,45$$

$$\lambda_r = 5,70 \sqrt{\frac{36}{29000}}$$

$$\lambda_r = 161$$

$$\frac{h}{t} = \frac{40}{3}$$

$$\frac{h}{t} = 13,3$$

Como h/t es menor que λ_p se establece que el alma es un elemento compacto.

Después de establecer que ambos elementos son compactos procedemos a utilizar solamente la sección F7 de la norma, la que nos proporciona la siguiente ecuación:

$$M_p = F_y Z \quad (110)$$

Para utilizar la ecuación 110, se necesita calcular el módulo plástico de la sección, que se muestra en la figura 18-4:

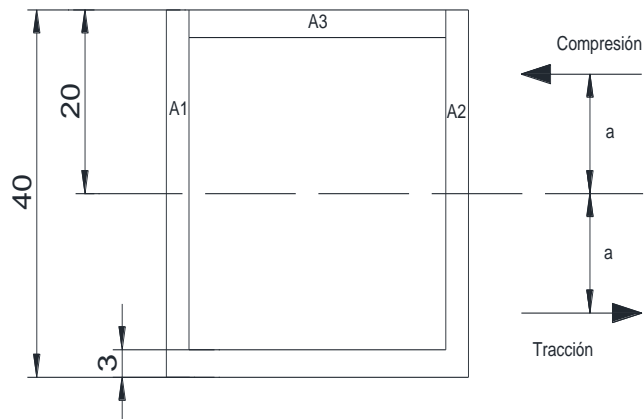


Figura 18-4: Configuración de la geometría del perfil

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. AutoCAD.

Donde el módulo plástico Z es igual es calculado por la ecuación 111:

$$Z = 2a * A_c \quad (111)$$

Donde:

Z = Módulo plástico de la sección [mm^3]

a = Distancia del eje neutro al centroide del área de compresión [mm]

A_c = Área de compresión [mm^2]

Para facilitar el cálculo se utilizó la tabla 14-4, misma que se muestra a continuación:

Tabla 14-4: Áreas y centroides del área de compresión.

Figura	Área [mm^2]	Centroide [mm]	Producto [mm^3]
A1	$20(3) = 60$	10	600
A2	$20(3) = 60$	10	600
A3	$34(3) = 102$	18,5	1887
Sumatoria	222		3087

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Para calcular el centroide dividimos la sumatoria del producto para la sumatoria del área:

$$a = \frac{3087}{222}$$

$$a = 13,91 \text{ mm}$$

Reemplazamos los valores en la ecuación 111, teniendo los siguientes valores:

$$Z = 2(13,91)(222)$$

$$Z = 3087 \text{ mm}^3$$

Reemplazando los valores en la ecuación 110 tenemos:

$$M_p = (36 \text{ ksi})(3087 \text{ mm}^3 * \frac{1 \text{ in}^3}{(25,4)^3})$$

$$M_p = 13,56 \text{ kip.in}$$

Para el método LRFD tenemos $\phi_c = 0,9$; ocupando la ecuación 112:

$$M_n = \phi_c M_p \tag{112}$$

$$M_n = 0,9(13,56 \text{ kip.in})$$

$$M_n = 12,204 \text{ kip.in}$$

Obteniendo así la capacidad a flexión del perfil, siendo este $M_n = 12,204 \text{ kip.in}$.

- Comprobación a compresión

Para la comprobación a compresión se utiliza la sección E de la norma, primero procedemos a determinar si los elementos del perfil cuadrado son esbeltos o no esbeltos, utilizando la ecuación mostradas a continuación:

- Para el patín se utilizamos las ecuaciones 113:

$$\lambda_r = 1,4 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \tag{113}$$

Para ello tenemos que para el acero estructural ASTM A 36 $F_y = 36 \text{ ksi}$ y $E = 29000 \text{ ksi}$.

$$\lambda_r = 1,4 \sqrt{\frac{36}{29000}}$$

$$\lambda_r = 39,6$$

$$\frac{b}{t} = \frac{40}{3}$$

$$\frac{b}{t} = 13,3$$

Como b/t es menor que λ_r se establece que el patín es un elemento no esbelto.

Después de establecer que es un elemento no esbelto se procede a ocupar sección E3 de la norma, la que nos proporciona las siguientes ecuaciones:

Para $\frac{k L}{r} \leq 4,71 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$ utilizamos la ecuación 104:

$$F_{cr} = \left[0.658 \frac{F_y}{F_e} \right] F_y \quad (114)$$

Para $\frac{k L}{r} \geq 4,71 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$ utilizamos la ecuación 105:

$$F_{cr} = 0,877 F_e \quad (115)$$

Tenemos como datos la inercia y área calculadas a partir de la figura 18-4, la longitud efectiva a partir de los planos de construcción, y el factor $K=1$ sacado de la norma AISC para la configuración de nuestra estructura:

$$L_x = L_y = 340mm$$

$$A = 444mm^2$$

$$I_x = I_y = 101972mm^2$$

Y los radios $r_x = r_y = \sqrt{\frac{I}{A}}$

$$r = \sqrt{\frac{101972}{444}}$$

$$r = 15,15$$

Reemplazando los datos obtenidos calculamos el valor $\frac{k L}{r}$

$$\frac{k L}{r} = \frac{1(340)}{15,15}$$

$$\frac{k L}{r} = 22,44$$

También calculamos el valor:

$$4,71 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$4,71 \sqrt{\frac{29000}{36}} = 133,68$$

Como $22,44 < 133,68$ utilizamos la ecuación 114 y reemplazamos los valores:

$$F_{cr} = \left[0.658^{\frac{F_y}{F_e}} \right] F_y$$

Donde:

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{k L}{r}\right)^2}$$

$$F_e = \frac{\pi^2 (29000)}{\left(\frac{1(340)}{15.15}\right)^2}$$

$$F_e = 536 \text{ ksi}$$

Reemplazamos los valores obtenidos en la ecuación 114:

$$F_{cr} = \left[0.658^{\frac{36}{536}} \right] 36$$

$$F_{cr} = 35 \text{ ksi}$$

Finalmente calculamos la capacidad a compresión del perfil, mediante el método LRFD utilizando la ecuación 116, donde $\phi_c = 0,9$:

$$P_n = \phi_c F_{cr} A_g \tag{116}$$

$$P_n = 0,9(35\text{ksi})(444 \text{ mm}^2 * \frac{\text{in}^2}{(25,4\text{mm})^2})$$

$$P_n = 21,98 \text{ kip}$$

Obteniendo así el valor de capacidad a compresión del perfil, siendo este valor $P_n = 21,98 \text{ kip}$

Como $\frac{P_u}{P_n} < 0,2$ utilizamos la ecuación 105, reemplazando los valores obtenidos:

$$\begin{aligned} \frac{P_u}{2P_n} + \frac{M_u}{M_n} &< 1 \\ \frac{0,179}{2(21,68)} + \frac{0,91}{12,2} &< 1 \\ 0,0787 &< 1 \end{aligned}$$

Como se puede ver queda comprobada la relación demanda-capacidad, siendo esta de 0,0787; misma que concuerda con el análisis de SAP 2000 que fue de 0,079. Observando que la estructura está trabajando al 7,9% de su capacidad

- Comprobación de la deformación

Analizando la deformación en la viga según la AISC 360 para una carga viva permite una deformación menor a $L/360$, el travesaño más largo de nuestra estructura es igual a 1000 mm por lo que con la ecuación 117 calcularemos la deformación permisible.

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{L}{360} && (117) \\ \delta &= \frac{1000 \text{ mm}}{360} = 2,77 \text{ mm} \end{aligned}$$

En la figura 19-4 se puede observar la deformación máxima que sufre la estructura siendo ésta de 0,13 mm en el punto de aplicación de la carga.

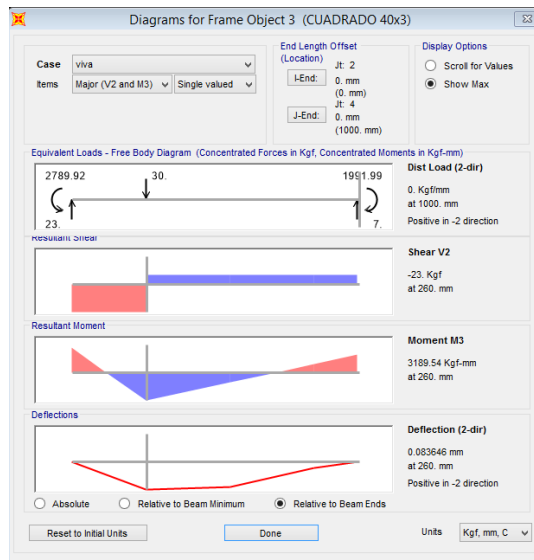


Figura 19-4: Deformación debido a las cargas vivas

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. SAP 2000.

Comprobando de esta manera que la estructura también cumple la limitación de la deflexión.

Se podría incluso utilizar perfiles de menor capacidad pero estéticamente daría mucho que desear.

4.16. Simulación de impacto de los martillos y arena

Para tener una idea más clara de lo que pasa al instante del impacto entre el martillo y los granos de arena, se decidió hacer la simulación de este suceso en el software ANSYS, específicamente en el módulo de Explicit Dynamics, para ello se hizo 1 simulación la cual se detalla a continuación:

4.16.1. Obtención de los modelos tridimensionales de los componentes

Para realizar la simulación se debe primeramente conocer las partes constitutivas de los elementos a simular, dichos elementos fueron diseñados y digitalizados en el software SolidWorks como se muestra en la figura 20-4, se diseñó el modelo para ver el comportamiento del sistema con ambos elementos.

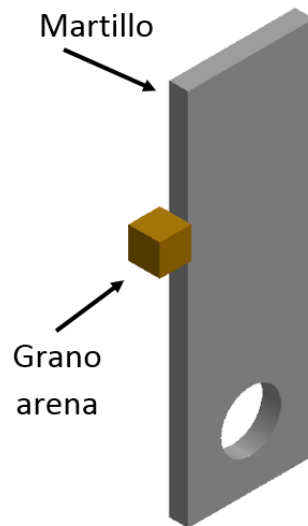


Figura 20-4: Deformación debido a las cargas vivas

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. SolidWorks.

4.16.2. Materiales utilizados para la simulación

Para la simulación se utilizaron 2 tipos de materiales que son la arena y acero inoxidable 304 las cuales serán asignadas posteriormente, ambos materiales se encuentran en la librería de materiales de ANSYS, específicamente en explicit materials, como se muestra a continuación:

Tabla 15-4: Pesos de los componentes de la trituradora

Outline of Schematic A2: Engineering Data				
	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data		Source	Description
2	Material			
3	SS 304			"Equation of State and Strength Properties of Selected Materials". Steinberg D.J. LLNL. Feb 1991
4	SAND			Laine L., Sandvik A., "Derivation of mechanical properties for sand", 4th SILOS, CI-Premier LTD, p361-367

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. ANSYS.

Fuente: Autores

Para el acero inoxidable (SS 304) se conservan todas las propiedades, en vista a que es un material estandarizado y sus propiedades no cambian, para la arena (sand) tenemos que calcular propiedades como el módulo de Young, módulo de Poisson, que se calculan a continuación:

- Módulo de Young

Para calcular el módulo de Young se utiliza la ecuación 118 (Berney & Smith, 2008, p. 29), que se muestra a continuación:

$$E = 1173,7 \sigma_m^{0,6736} [psi] \quad (118)$$

Donde:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_1 + 2\sigma_3}{3} \quad (119)$$

$$\sigma_1 = 0,77 \text{ kg/cm}^2 \text{ (ANEXO T)}$$

$$\sigma_3 = 0,34 \text{ kg/cm}^2 \text{ (ANEXO U)}$$

$$\sigma_m = \frac{0,77 + 2(0,34)}{3}$$

$$\sigma_m = 0,49 \frac{kg}{cm^2} \approx 6,97psi$$

Reemplazamos este valor obtenido en la ecuación 118:

$$E = 1173,7 (6,97)^{0,6736} psi$$

$$E = 48,05 psi \approx 29,68 MPa$$

También nos piden el módulo de Poisson que es $\nu = 0,25$ (Berney & Smith, 2008, p. 29).

4.16.3. Definición del Pre-proceso

Como se dijo anteriormente el proceso de simulación se realizó en el software ANSYS, específicamente en el módulo Explicit dynamics.

4.16.3.1. Generación de la geometría

En nuestro caso se generó la geometría en un programa externo especializado en CAD, llamado SolidWorks, se lo guardó en formato tipo step y se lo importó al programa ANSYS como dos sólidos separados, las dimensiones de los martillos están especificadas en los planos de construcción de la máquina y para el segundo elemento de análisis se utilizó un grano de arena en forma de cubo con 10 mm de arista y se los generó en model designer del ANSYS, como se muestra en la figura 21-4.

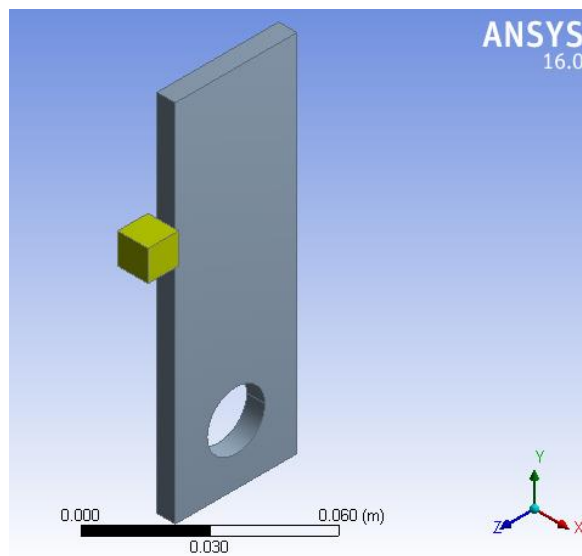


Figura 21-4: Geometría definida en ANSYS

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. ANSYS.

4.16.3.1. Condiciones para modelado

En este apartado se establecen todas las condiciones necesarias para que la simulación pueda realizarse lo más cercanamente posible a la realidad.

- Geometría

Se procede a asignar los materiales a utilizarse, cada cuerpo utiliza un material diferente, para el martillo utilizaremos acero inoxidable 304 (en el programa lo tenemos con el nombre SS 304) y para el cubo de arena se utilizará el material que modificamos de arena (en el programa lo tenemos como SAND).

- Coordinate system

En este caso necesitamos crear un sistema de coordenadas auxiliar, ya que la velocidad angular utilizada y posteriormente definida tendrá como centro de giro a este sistema de coordenadas auxiliar, el sistema deberá estar centrado a todas las caras del martillo y a 60 mm del centro del agujero como se muestra en la figura 22-4.

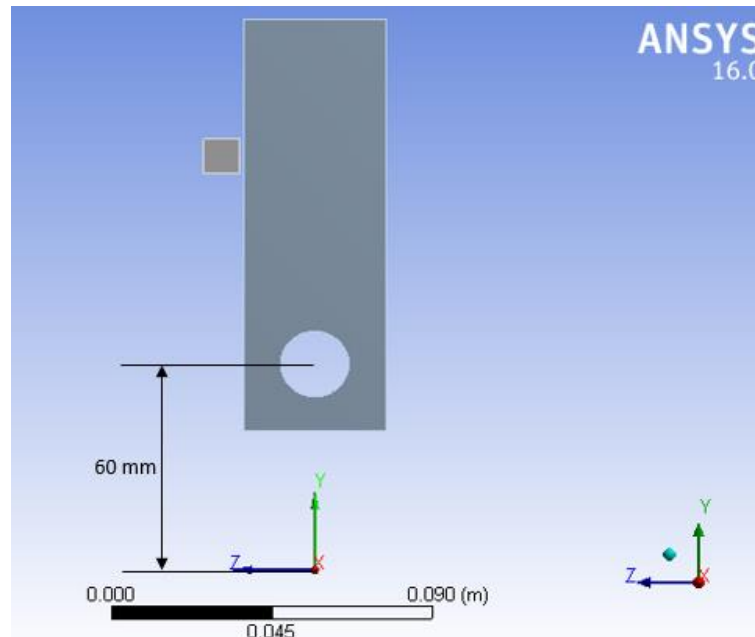


Figura 22-4: Creación del sistema de coordenadas auxiliar

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. ANSYS.

- Conexiones

En el apartado de conexiones se establecerá una de tipo friccional entre los dos elementos a impactarse, dicha conexión necesita de un coeficiente friccional mismo que será igual a 0,54 (Jara & Fort, 2009, p. 107), como se muestra en la figura 23-4.

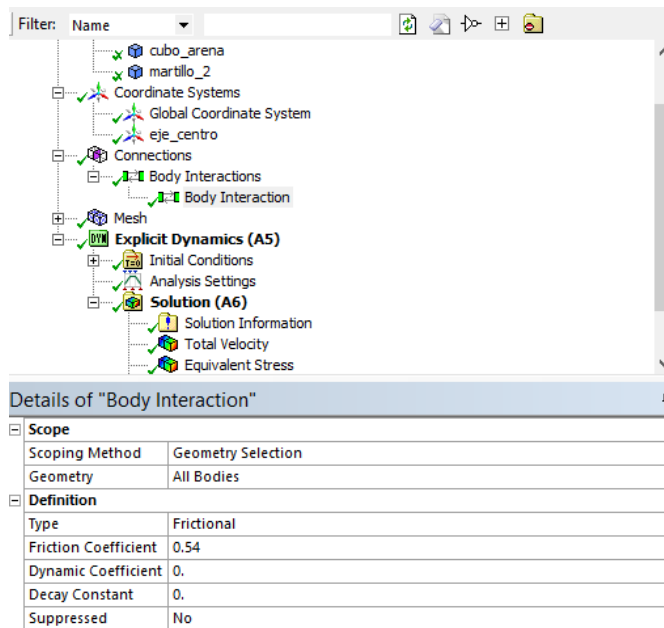


Figura 23-4: Creación de la interacción entre cuerpos

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. ANSYS.

- Generación de la malla

En vista de que en el análisis de impacto a realizarse, ambos cuerpos son sólidos se generó la malla mediante el método sizing, con comportamiento forzado, y un tamaño de elemento de 0,5 mm. Tras generar la malla se obtuvo una calidad promedio de elemento correspondiente a 0,9954 siendo un promedio excelente.

- Condiciones iniciales

Siguiendo con el pre-proceso se procedió a establecer las condiciones iniciales del problema, siendo éstas, la velocidad angular para el martillo correspondiente a 179,6 rad/s, con centro en el sistema auxiliar de coordenadas creado anteriormente y una velocidad de la partícula correspondiente a 1,4 m/s, calculada a partir de asumir que la partícula cae desde el reposo 10 cm hasta llegar al martillo, estos datos son utilizados para ambos análisis de impacto, los detalles de éstos se muestran a continuación en las figuras 24-4 y 25-4.

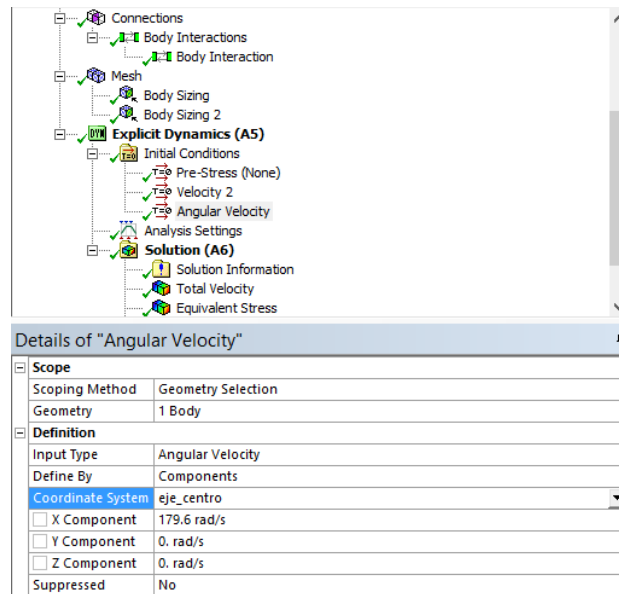


Figura 24-4: Condición inicial de velocidad angular

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. ANSYS.

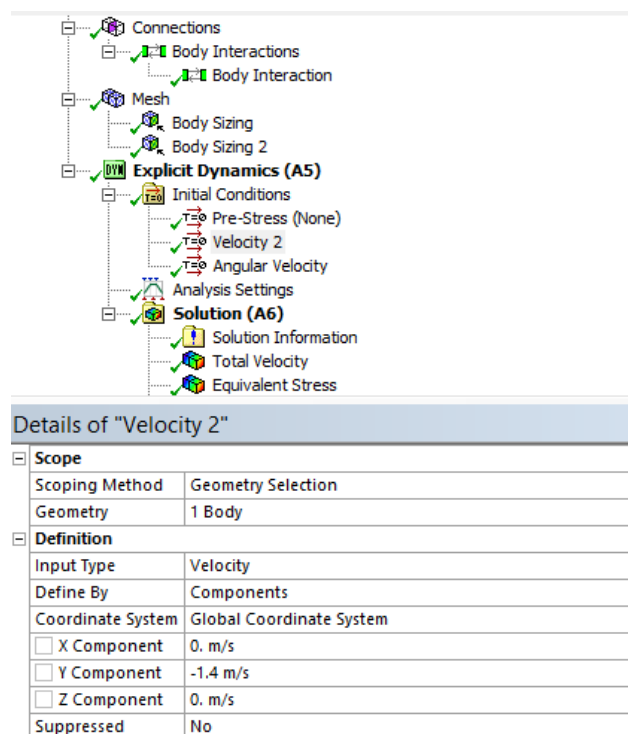


Figura 25-4: Creación inicial de velocidad para arena

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. ANSYS.

- Configuraciones del análisis

Para proceder con el post procesado de la simulación primero debemos establecer las configuraciones de análisis, en esta sección se procederá a establecer el tiempo de

simulación, en nuestro caso tras realizar algunos cálculos geométricos y físicos se estableció que el tiempo de simulación para el análisis será de 2 milisegundos.

- Proceso de simulación

Tras establecer todos los datos mencionados anteriormente, y asegurándose que todo esté en orden y correctamente planteado se procede con la simulación, debido a la complejidad del análisis esto puede tardar una cantidad considerable de tiempo, para nuestro caso el proceso de simulación duró un aproximado de 24 horas.

4.16.4. Análisis de resultados

Una vez terminada la simulación del análisis de impacto procedemos a analizar los resultados obtenidos, entre estos análisis estarán el análisis de las velocidades y esfuerzos a los que están sometidos los cuerpos.

En la figura 26-4 se puede observar el impacto del martillo con la arena, en este caso se puede observar cómo la arena se separa de forma muy uniforme, habiendo aparentemente solo un tamaño de grano, siendo elementos muy pequeños y que se muestran en la figura de color rojo.

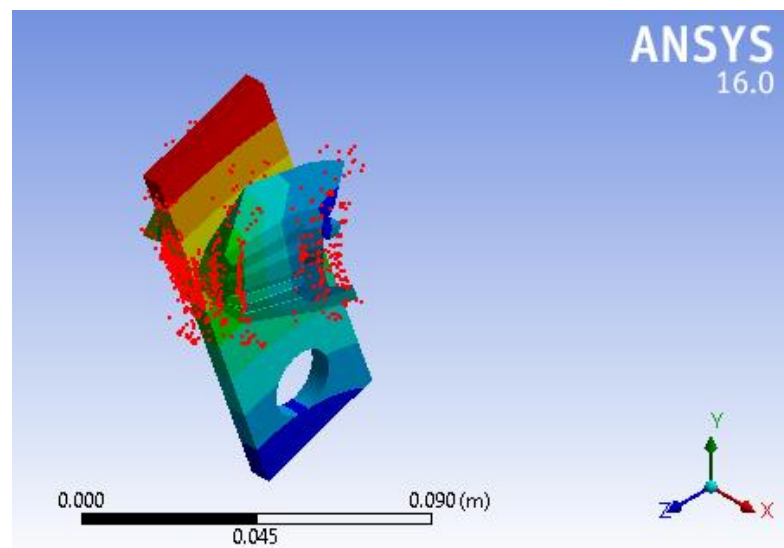


Figura 26-4: Análisis de impacto

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. ANSYS.

- Velocidad de las partículas de arena

En la figura 27-4 se puede observar cómo en el análisis de impacto el rango de velocidades de la arena después del impacto está entre 7,01 m/s siendo el valor mínimo y 31,92 m/s siendo el valor máximo.

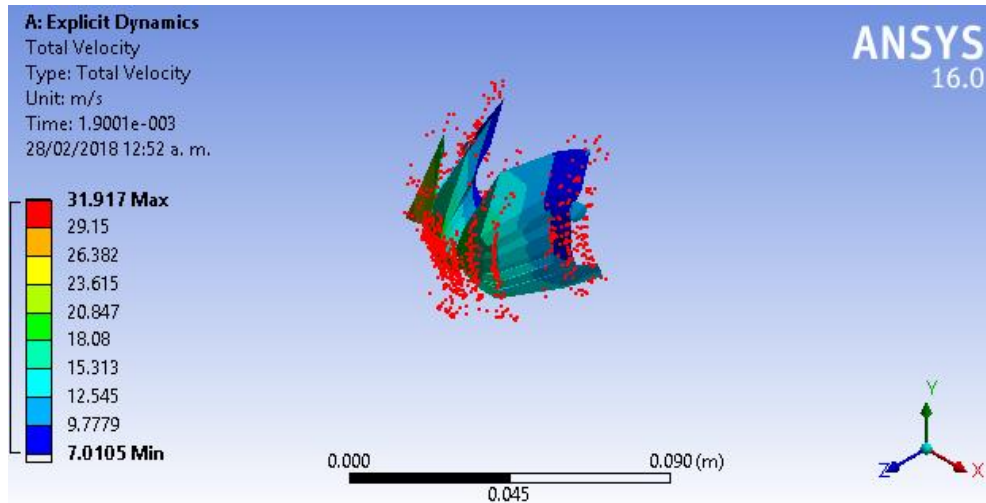


Figura 27-4: Velocidades de arena después del análisis de impacto

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. ANSYS.

- Esfuerzos a los que está sometida la arena

En la figura 28-4 correspondiente a los esfuerzos a los que está sometida la arena después del análisis de impacto, se puede observar que estos esfuerzos son muy bajos, siendo el máximo esfuerzo al que está sometido la arena de 2,38 MPa.

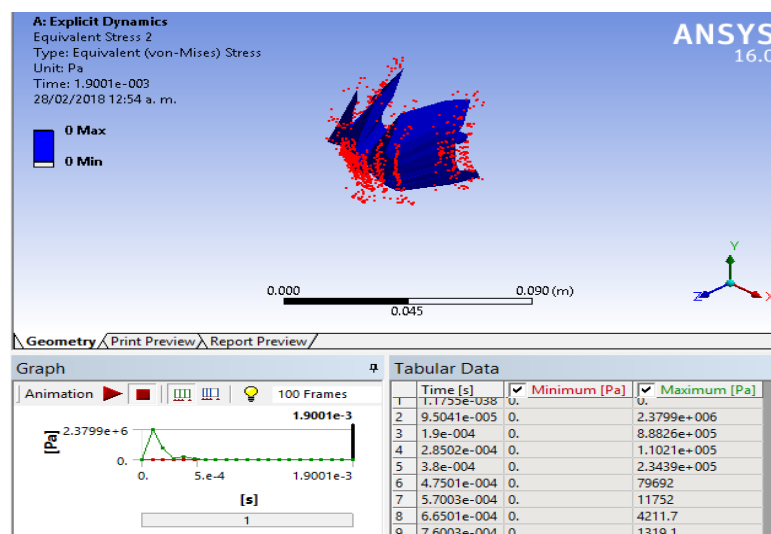


Figura 28-4: Esfuerzos en arena análisis de impacto

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. ANSYS.

- Esfuerzos a los que está sometido el martillo

En la figura 29-4 se muestra los esfuerzos que actúan en el martillo durante el análisis de impacto siendo el máximo 9,56 MPa mismo que no se encuentra en el punto de impacto, y siendo este esfuerzo muy pequeño en comparación con la resistencia del material del martillo.

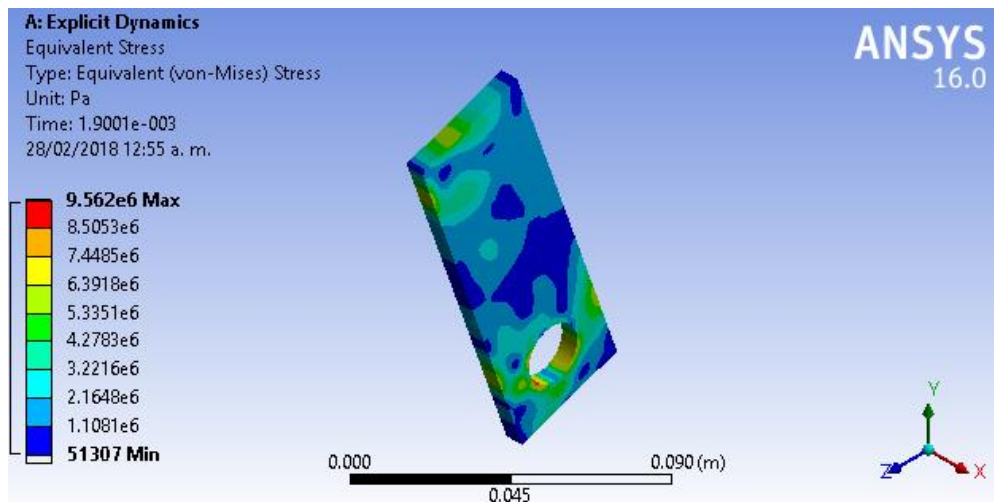


Figura 29-4: Esfuerzos en martillos análisis de impacto

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. ANSYS.

4.16.5. Comparación de los valores obtenidos

Para validar nuestros resultados se procede a comparar el valor de esfuerzo al que está sometido el martillo, con el valor de esfuerzo que generaría la fuerza de trituración, para ello se procede a hacer una simulación de dicha fuerza en el ANSYS específicamente en el módulo de Static estructural.

4.16.5.1. Generación de la geometría

Para este segundo análisis se utilizará solamente la geometría del martillo, previamente definido como se muestra a continuación en la figura 30-4:

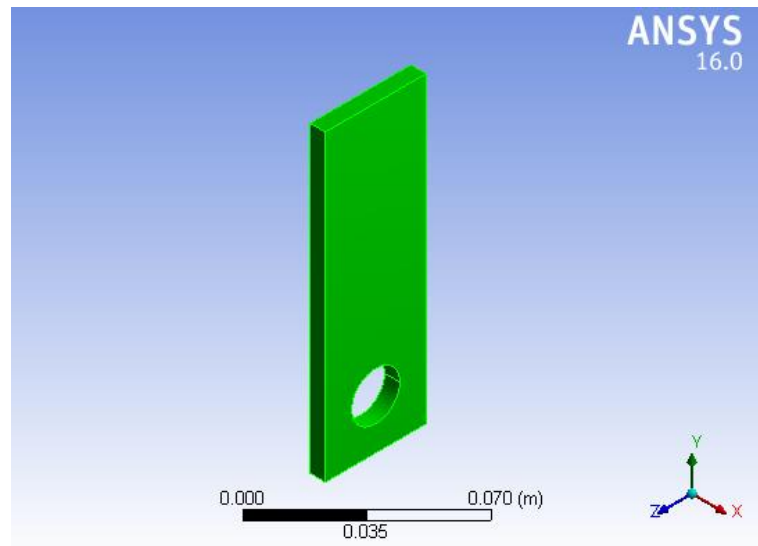


Figura 30-4: Geometría de martillo definida en ANSYS

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. ANSYS.

4.16.5.2. Condiciones para modelado

En este apartado se establecen todas las condiciones necesarias para que la simulación pueda realizarse lo más cercanamente posible a la realidad.

- Geometría

Se procede a asignar los materiales a utilizarse, para el martillo utilizaremos acero inoxidable 304 (en el programa para static estructural lo tenemos con el nombre Stainless steel).

- Generación de la malla

En vista de que en el análisis de impacto a realizarse, el cuerpo es sólido se generó la malla mediante el método sizing, con comportamiento forzado, obteniendo así un promedio de 0,985.

- Condiciones de análisis

Para poder proceder con el análisis debemos establecer 2 condiciones, la primera es el apoyo que mediante remote displacement, en donde se procede a restringir los

movimientos del martillo a excepción de la rotación en x que queda libre como se muestra en la figura 31-4.

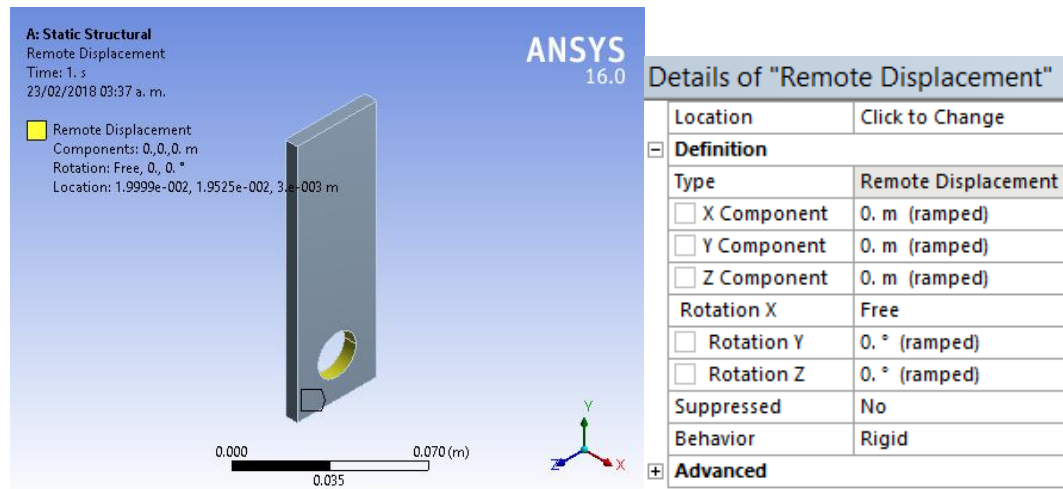


Figura 31-4: Condición de análisis para apoyo

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. ANSYS.

La segunda condición es aplicar la fuerza remota correspondiente a 22,18 N, como se muestra en la figura 32-4.

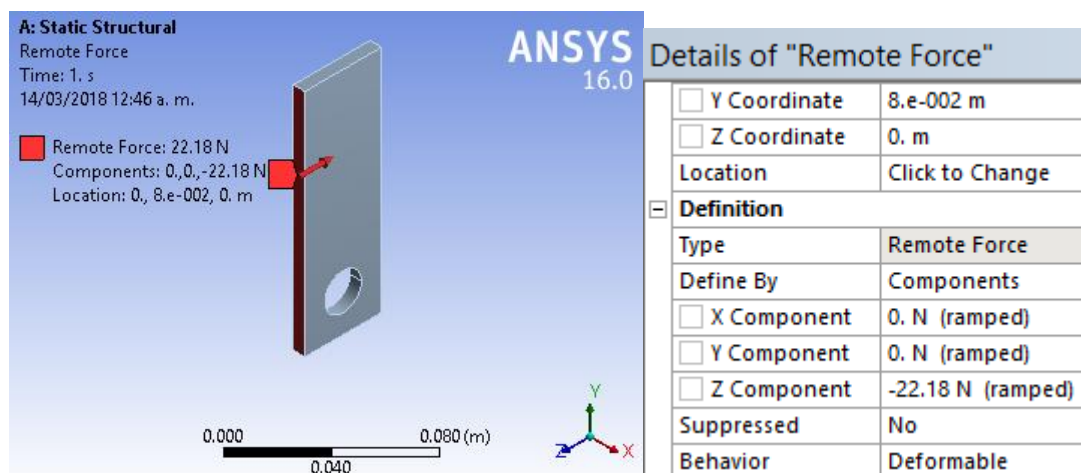


Figura 32-4: Ubicación fuerza remota

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. ANSYS.

- Proceso de simulación

Tras establecer todos los datos mencionados anteriormente, y asegurándose que todo esté en orden y correctamente planteado se procede con la simulación, este análisis es mucho

más simple que el anterior por lo que para darnos los resultados requeridos, toma aproximadamente un tiempo de 1 minuto.

- Análisis de resultados

Una vez acabada la simulación realizamos solamente el análisis de esfuerzos a los que está sometido el martillo, para ello se muestra la figura 33-4 donde se puede observar que el máximo valor de esfuerzo es de 9,19 MPa.

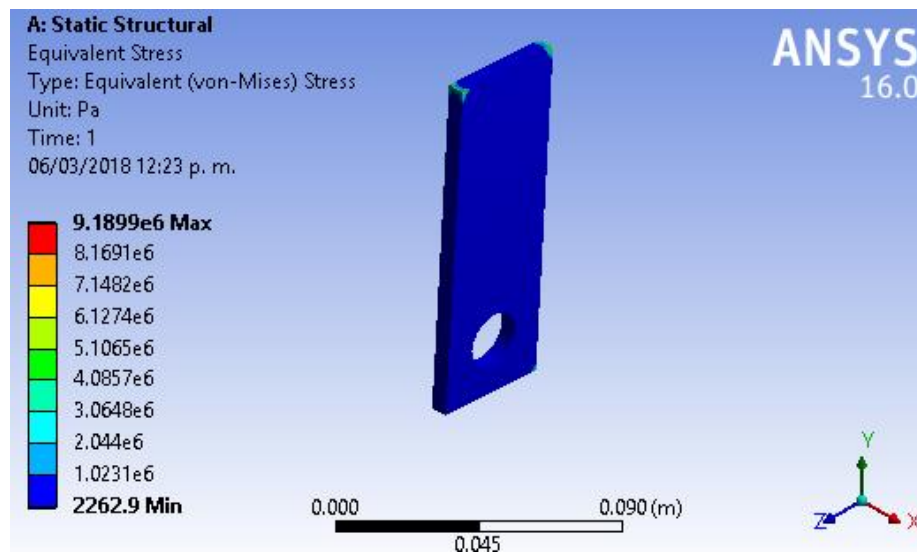


Figura 333-4: Esfuerzo producidos por la fuerza de trituración
Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017. ANSYS.

Para poder verificar los resultados se comparan los valores obtenidos en análisis de impacto y en el análisis estático como se muestra a continuación, tomando como valor exacto el obtenido en el análisis de impacto y como valor aproximado el del análisis estático.

$$\% \text{ error} = \frac{|valor \text{ exacto} - valor \text{ aproximado}|}{valor \text{ exacto}} * 100\%$$

$$\% \text{ error} = \frac{|9,56 - 9,19|}{9,56} * 100\%$$

$$\% \text{ error} = 3,87\%$$

Como se puede observar el porcentaje de error obtenido es de 3,87% quedando de esta manera los valores obtenidos verificados.

CAPÍTULO V

5. CONSTRUCCIÓN, ENSAMBLAJE Y PRUEBAS DE LA TRITURADORA

La construcción de la máquina trituradora de martillos se llevará a cabo en un taller mecánico ubicado en la ciudad de Riobamba, este taller cuenta con las máquinas herramientas necesarias, herramientas adecuadas y personal técnico calificado y con la experiencia necesarias para operar estas máquinas y herramientas, además de eso se debe de tomar en cuenta que la experiencia adquirida por la gente del taller puede ser de gran utilidad al momento de construir la trituradora.

Además de construir los componentes en el taller mecánico se debe tener en consideración que ciertos componentes y piezas de la trituradora de martillos están estandarizados, como es el caso de pernos, chumaceras, etc. por lo tanto estos componentes deben ser comprados.

5.1. Componentes de la máquina trituradora

Tabla 1-5: Máquina trituradora dividida en sistemas y componentes

Denominación	Componentes principales	Cantidad
Estructura soporte de la trituradora de martillos	Perfil cuadrado	2
	Pintura de protección	1
	Carcasa	1
	Placas soporte	2
Sistema de Alimentación	Planchas de acero	5
	Varilla circular lisa	1
	Bocines de apoyo	2
Sistema de tamizado	Plancha de acero	1
	Varilla cuadrada	4

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores.

Tabla 1-5. (Continua): Máquina trituradora dividida en sistemas y componentes

Sistema de trituración	Eje principal	1
	Ejes secundarios	4
	Discos porta ejes	3
	Manzana	1
	Pernos	2
	Martillos	40
	Separadores	32
	Chaveta	1
	Prisioneros ejes secundarios	4
Sistema de transmisión	Poleas de aluminio	2
	Bandas trapezoidales tipo A	2
	Chavetas	2
	Tornillos prisioneros	2
	Chumaceras	2
	Pernos	4
	Tuercas	4
	Arandelas	4
	Carcasa para polea y bandas	1
Componentes eléctricos	Motor	1
	Pulsador	1
	Cables eléctricos	1
	Enchufe	1

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

5.2. Máquinas herramientas, herramientas e instrumentos utilizados para la construcción.

Para la construcción de la trituradora de martillos específicamente de los sistemas y componentes enlistados en la tabla 1-5, se utilizaron diversas máquinas herramientas, de igual manera herramientas manuales y distintos instrumentos, los cuales se presentan en la tabla 2-5.

Tabla 2-5: Máquina trituradora dividida en sistemas y componentes

Tipo	Descripción
Máquinas Herramientas	Torno
	Fresadora
	Amoladora
	Tronzadora
	Esmeril
	Prensa
	Roladora
	Compresor
	Taladro
	Equipo de suelda
Herramientas	Sierra de arco
	Machuelos
	Juego de llaves hexagonales
	Juego de llaves
	Entenalla
	Tijera corta chapa
	Martillo
Instrumentos	Calibrador
	Flexómetro
	Regla
	Señalador
	Escuadra
	Tiza

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

5.3. Procedimiento para fabricar la máquina

En este apartado se procedió a designar tiempos aproximados para cada uno de los distintos procesos realizados con las máquinas, herramientas y equipos utilizados en la construcción, procediendo así a generar un código único para cada proceso.

La fabricación de la máquina trituradora se dividió en los sistemas citados en la tabla 1-5 que son los que se mencionan a continuación:

- Estructura soporte de la trituradora de martillos
- Sistema de alimentación
- Sistema de transmisión
- Sistema de trituración
- Sistema de tamizado
- Componentes eléctricos

Para una mayor comprensión y descripción de lo antes mencionado se elaboró la tabla 3-5 donde se detalla los procesos a utilizarse, una asignación de códigos adecuada para éstas y además el lapso aproximado para llevar a cabo la fabricación.

Tabla 3-5: Procesos y tiempos de construcción

Denominación	Componentes	Operaciones	Nº	Tiempo (h)
Estructura soporte de la máquina trituradora	Estructura soporte	Toma y medida de trazos	1	0,50
		Corte	2	3,50
		Nivelado y escuadrado	3	1,00
		Pre-soldado	4	0,50
		Corrección del nivelado	5	0,50
		Soldado	6	1,50
		Ensamble	7	0,50
		Pulido de la estructura	8	0,25
	Bisagra	Toma y medida de trazos para bisagra	9	1,00
		Corte	10	0,75
		Torneado de partes	11	3,50
		Lubricación y ensamble de bisagra	12	0,25

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Tabla 3-5 (Continua): Procesos y tiempos de construcción.

	Seguro	Toma y medida de trazos para seguro	13	2,00
		Corte	14	0,50
		Ensamble de seguro	15	3,00
	Carcasa	Diseño de carcasa	16	0,50
		Cortar las planchas	17	1,00
		Preparación de las planchas	18	1,50
		Nivelado y escuadrado	19	0,50
		Pre-soldado	20	1,00
		Corrección del nivelado	21	0,50
		Soldado	22	2,00
		Ensamble total de la carcasa	23	0,50
		Pulido de carcasa	24	0,25
Sistema de Alimentación	Tolva	Toma y medida de trazos	25	0,50
		Corte	26	3,50
		Nivelado y escuadrado	27	1,00
		Pre-soldado	28	1,00
		Corrección del nivelado	29	0,50
		Soldado	30	2,00
		Ensamble	31	1,00
		Pulido de tolva	32	0,25
	Rejilla Articulada	Toma y medida de trazos	33	0,25
		Corte	34	0,25
		Pulido de la placa	35	0,10
		Torneado de los bocines	36	0,50
		Corte varilla circular 3/8	37	0,25
		Ensamble	38	0,50

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Tabla 3-5 (Continua): Procesos y tiempos de construcción.

Sistema de trituración	Eje principal	Toma y medida de trazos	39	0,25
		Corte	40	0,25
		Esmerilado de eje principal	41	0,10
		Torneado del eje	42	2,00
	Ejes secundarios	Toma y medida de trazos	43	0,25
		Corte	44	0,25
		Esmerilado	45	0,10
		Torneado de los ejes	46	2,00
		Taladrado para pasadores	47	0,50
		Limado de agujeros	48	0,10
	Discos porta ejes	Diseño de discos	49	0,25
		Corte de discos	50	2,00
		Esmerilado de discos	51	0,10
		Torneado de discos	52	2,00
		Taladrado de discos	53	1,00
		Limado de agujeros	54	0,10
	Manzana	Toma y medida de trazos	55	0,25
		Corte	56	0,25
		Torneado de la manzana	57	1,00
		Nivelado y escuadrado de discos	58	0,50
		Pre-soldado	59	0,50
		Soldado	60	1,50
	Martillos	Toma y medida de trazos	61	1,50
		Corte	62	3,75
		Esmerilado de martillos	63	1,00
		Taladrado inicial agujeros $\frac{1}{4}$ pulg.	64	4,00
Taladrado final agujeros $\frac{3}{4}$ pulg.		65	4,00	
Esmerilado de agujeros		66	1,00	

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Tabla 3-5 (Continua): Procesos y tiempos de construcción.

	Separadores	Toma y medida de trazos	67	1,00
		Corte	68	3,00
		Esmerilado y limado de separadores	69	1,00
		Torneado de separadores	70	3,00
	Chaveta	Toma de medidas	71	0,25
		Corte	72	0,25
		Fresado	73	0,50
Sistema de tamizado	Canales guías	Toma y medida de trazos	74	0,25
		Corte	75	0,25
		Rolado de canales	76	0,75
		Nivelado y escuadrado de canales	77	0,15
		Pre-soldado	78	0,50
		Corrección del nivelado	79	0,50
		Soldado	80	1,00
	Tamiz	Toma y medida de trazos	81	0,25
		Corte de la plancha	82	1,00
		Taladrado de agujeros	83	6,00
		Pulido de plancha	84	0,25
		Rolado de la plancha	85	0,50
		Ensamble	86	0,25
Sistema de transmisión	Chavetas	Toma de medidas	87	0,50
		Corte	88	0,50
		Fresado	89	1,00
	Chumaceras	Ensamble en estructura	90	0,25
	Poleas de aluminio	Creación del canal para chaveta	91	0,50
		Ensamble de poleas	92	0,50

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Tabla 3-5 (Continua): Procesos y tiempos de construcción.

	Motor	Medida y trazos para rieles	93	0,75
		Cortar los perfiles	94	0,50
		Preparación de las perfiles	95	0,10
		Nivelado y escuadrado	96	0,10
		Soldado de rieles en estructura	97	1,00
		Ensamble del motor en rieles	98	0,50
	Bandas	Ensamble en las poleas	99	0,10
		Templado de las poleas	100	0,10
	Protección para bandas	Medida y trazos	101	0,25
		Cortar las planchas	102	0,75
		Preparación de las planchas	103	0,10
		Nivelado y escuadrado	104	0,25
		Pre-soldado	105	0,50
		Corrección del nivelado	106	0,25
Soldado		107	1,00	
Ensamble		108	0,50	
Sistema eléctrico	Pulsador	Ensamble en la estructura	109	0,50
	Cables	Medición y corte	110	0,50
		Cableado de circuitos	111	0,50
Tiempo total (horas)				100,75

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

5.4. Flujograma para la construcción

Para proceder con el desarrollo de la construcción de la máquina de martillos, se elaboró diversos flujogramas de construcción con los códigos asignados de la tabla 3-5 a las diferentes tareas, esto con la finalidad de construir la trituradora adecuada y eficientemente.

Se elaboraron seis flujogramas de construcción uno para cada sistema propuesto y son los que muestran en las siguientes figuras:

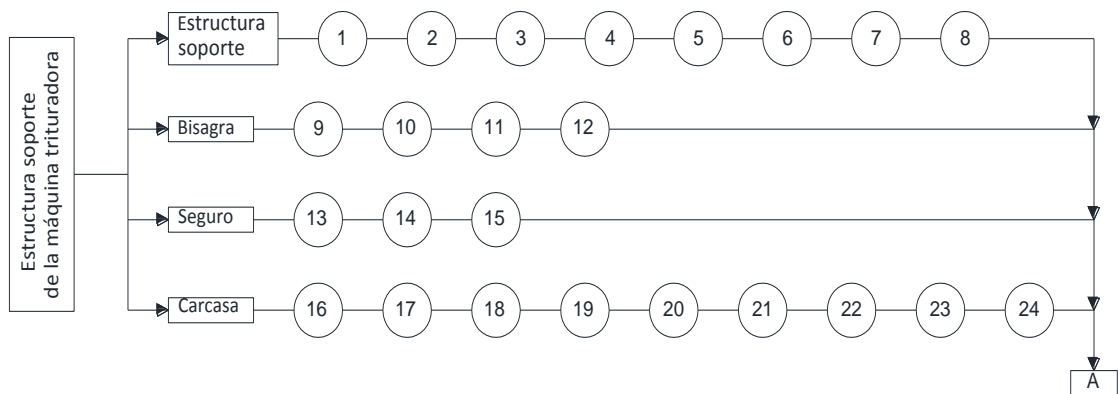


Figura 1-5: Flujograma de construcción de la estructura

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

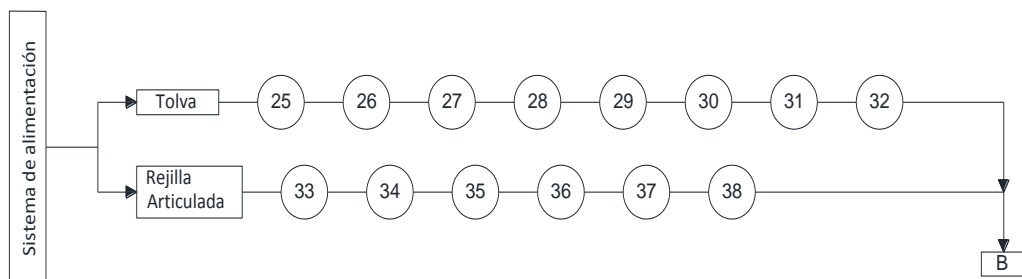


Figura 2-5: Flujograma de construcción sistema de alimentación

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

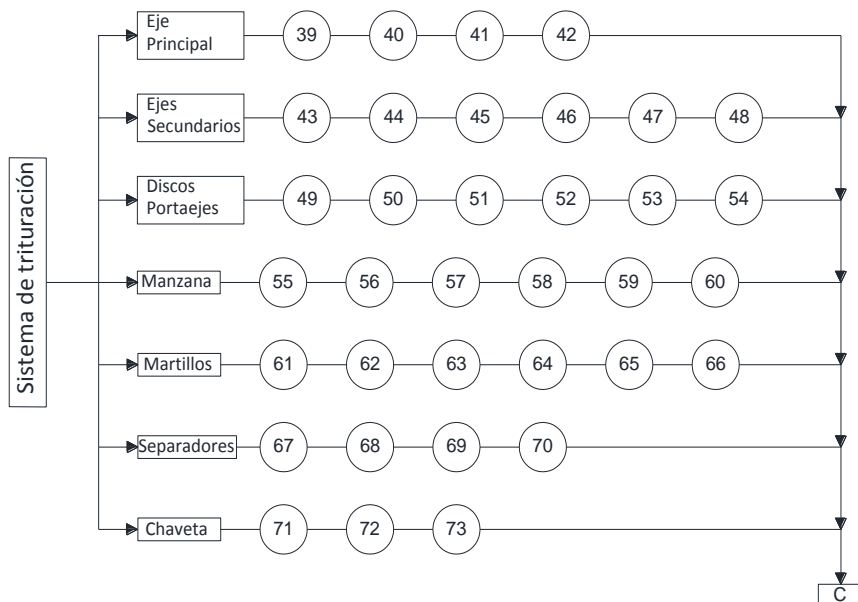


Figura 3-5: Flujograma de construcción sistema de trituración

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

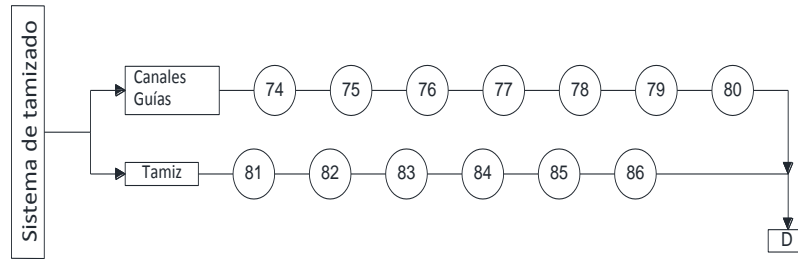


Figura 4-5: Flujograma de construcción sistema de tamizado

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

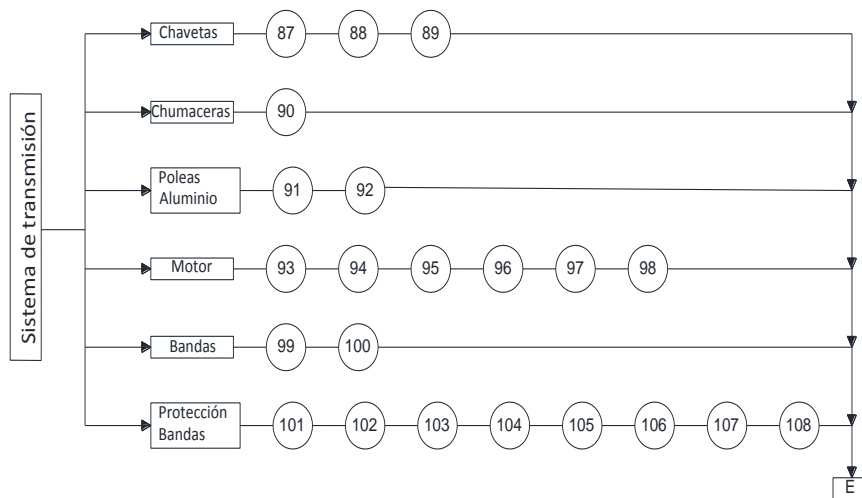


Figura 5- 5: Flujograma de construcción sistema de transmisión

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

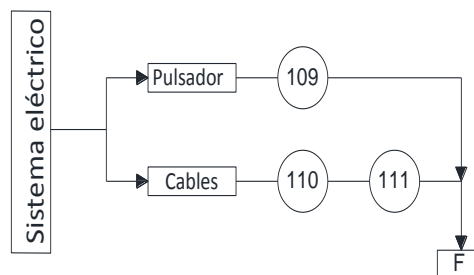


Figura 6-5: Flujograma de construcción sistema eléctrico

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

5.5. Ensamble de la trituradora de martillos

En este apartado procederemos a estipular los lapsos necesarios para el ensamble de la máquina mismos que se muestran a continuación:

Tabla 4-5: Tiempos para ensamblaje de la estructura

Denominación	Código	Tiempo (h)
Traslado de los elementos al lugar de trabajo	E1	0,25
Ensamble de estructura	E2	2,00
Ensamble placas base	E3	0,50
Ensamble parte inferior carcasa y seguro	E4	1,00
Ensamble parte superior carcasa y bisagra	E5	1,00
Subtotal		4,75

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Tabla 5- 5: Tiempos para ensamblaje de sistema de alimentación

Denominación	Código	Tiempo (h)
Ensamble de tolva a la carcasa superior	E6	1,00
Ensamble de la rejilla a la tolva	E7	0,50
Subtotal		1,50

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Tabla 6-5: Tiempos para ensamblaje de sistema de trituración

Denominación	Código	Tiempo (h)
Ensamble de los discos a la manzana	E8	1,00
Ensamble de la manzana al eje principal	E9	1,00
Ensamble de los ejes secundarios a los discos	E10	0,50
Ensamble de separadores y martillos a los ejes secundarios	E11	1,00
Subtotal		3,50

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Tabla 7-5: Tiempos para ensamblaje de sistema de tamizado

Denominación	Código	Tiempo (h)
Ensamble de los canales a la carcasa inferior	E12	1,00
Ensamble del tamiz a los canales	E13	0,25
Subtotal		1,25

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Tabla 8-5: Tiempos para ensamblaje de sistema de transmisión

Denominación	Código	Tiempo (h)
Ensamble de los rieles a la estructura	E14	1,00
Ensamble del motor a las rieles	E15	0,50
Ensamble de la polea al motor con chaveta y prisionero	E16	0,25
Fijación de chumaceras a la estructura	E17	0,25
Acoplamiento del eje principal a las chumaceras	E18	0,25
Ensamble de polea al eje principal con chaveta y prisionero	E19	0,25
Ensamble de bandas y templado	E20	0,25
Ensamble de la carcasa para protección	E21	0,50
Subtotal		4,25

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Tabla 9-5: Tiempos para ensamblaje de sistema eléctrico

Denominación	Código	Tiempo (h)
Ensamble del pulsador a la carcasa	E22	0,50
Cableado de motor pulsado y enchufe	E23	0,50
Subtotal		1,00

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Tabla 10-5: Tiempos para estética de la máquina

Denominación	Código	Tiempo (h)
Macillado de la máquina	E24	1,50
Lijado de la máquina	E25	1,50
Pintado de la máquina y secado	E26	3,00
Subtotal		6,00

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Tabla 11-5: Tiempo total de ensamblaje

Denominación	Tiempo (h)
Subtotal de estructura	4,75
Subtotal sistema alimentación	1,50
Subtotal sistema de trituración	3,50
Subtotal sistema de tamizado	1,25
Subtotal sistema de transmisión	4,25
Subtotal sistema eléctrico	1,00
Subtotal estética de la máquina	6,00
Total	22,25

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

5.6. Flujograma del ensamblaje

En los apartados anteriores del presente proyecto se mostró los tiempos tanto de construcción como de ensamblaje, cabe destacar que no se mencionó ni tomó en cuenta el tiempo que se pierde entre las diferentes tareas o proceso, ni tampoco la búsqueda y compra de los materiales que retrasan considerablemente construir la trituradora.

El total para la construcción se estimó de aproximadamente 100,75 horas al que se le añadirá el tiempo total de ensamblaje que se estimó en 22,25 horas para darnos un total de 123 horas las cuales serán distribuidas para una jornada diaria de 6 horas dándonos un total de 20,5 días. El flujograma de ensamblaje se presenta a continuación:

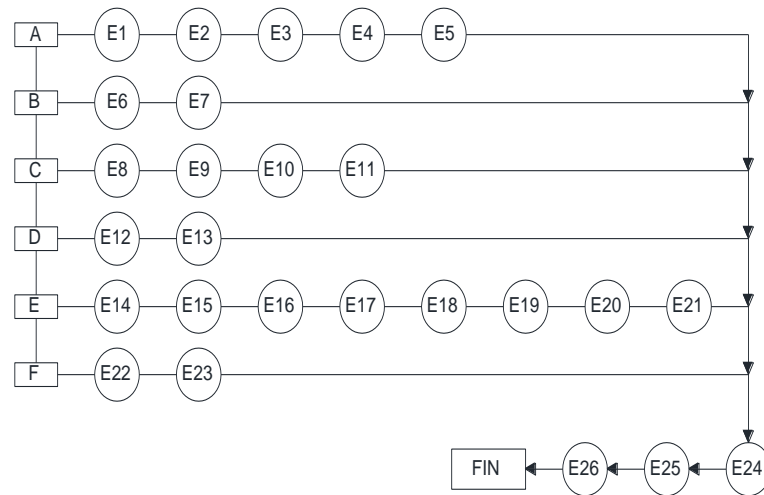


Figura 7-5: Flujograma de ensamblaje de la trituradora

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

5.7. Pruebas de campo

Estas pruebas se llevaron a cabo con el objetivo de comprobar el funcionamiento de nuestra máquina, para nuestra trituradora de martillos se realizaron 2 pruebas la primera para comprobar la capacidad de trabajo y la segunda para establecer la granulometría del producto final.

5.7.1. Prueba de capacidad de trabajo

Esta prueba se realizó para comprobar la capacidad de trabajo, es decir, el tiempo que demora en procesar cierta cantidad de masa.

Para realizar esta prueba se midió diferentes cantidades de masa de arena y el tiempo que tardó la máquina en procesarlas, los resultados están mostrados en la siguiente tabla:

Tabla 12-5: Resultados de la prueba de capacidad de procesamiento

N° Ensayo	Cantidad Alimentada (kg)	Cantidad procesada (kg)	Porcentaje perdido	Tiempo de procesado (s)	Capacidad (kg/min)
1	20	19	5%	47	24,26
2	30	28,5	5%	67	25,52
3	40	39	3%	95	24,63
4	50	48,5	3%	115	25,3
5	50	49	2%	112	26,25
Promedio					25,19

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Según lo mostrado en la tabla de arriba se puede cotejar la capacidad de cálculo que fue de 20 kg/min con la capacidad de las pruebas resultando ser de 25,19 kg/min en promedio, como se observó la capacidad de las pruebas es mejor, cumpliendo de esta manera con las necesidades de MINABRADEC.

5.7.2. Prueba de granulometría

Se hicieron 3 ensayos para especificar la granulometría de la arena triturada, para esto se utilizó 3 muestras de 100g, recogidas al azar de diferentes lotes de arena triturada. Para realizar los ensayos se aplicó el método AFS en conjunto con una serie de tamices especificados por la Norma DIN 1171.

Con estos ensayos se pretende determinar el índice de finura que nos ayudará a especificar el tamaño medio de un grano para la muestra de arena.

Tabla 13-5: Resultados obtenidos del primer ensayo para granulometría

Tamiz DIN 1171	Luz de malla (mm)	Peso retenido (g _i)	% Peso retenido	Peso Tamizado (g)	% Peso Tamizado	Índice de finura	
						Factor Mult. (α _i)	Producto (g _i * α _i)
4	1,5	5,5	5,53	94	94,47	6	33
6	1	4,5	4,52	89,5	89,95	9	40,5
10	0,6	7	7,04	82,5	82,91	17	119
16	0,4	11,5	11,56	71	71,36	31	356,5
20	0,3	16,5	16,58	54,5	54,77	41	676,5
30	0,25	21,5	21,61	33	33,17	52	1118
40	0,15	16,5	16,58	16,5	16,58	71	1171,5
60	0,1	10,5	10,55	6	6,03	103	1081,5
80	0,08	3	3,02	3	3,02	146	438
100	0,06	1,5	1,51	1,5	1,51	186	279
base	---	1,5	1,51	0	0	281	421,5
Total		99,5	100				5735

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

A continuación procedemos a calcular el índice de finura para el ensayo 1:

$$IF_1 = \frac{\sum g_i * \alpha_i}{\sum g_i} \quad (120)$$

$$IF_1 = \frac{5735}{99,5}$$

$$IF_1 = 57,64$$

Tabla 14-5: Resultados obtenidos del segundo ensayo para granulometría

Tamiz DIN 1171	Luz de malla (mm)	Peso retenido (g _i)	% Peso retenido	Peso Tamizado (g)	% Peso Tamizado	Índice de finura	
						Factor Mult. (α _i)	Producto (g _i * α _i)
4	1,5	4,5	4,52	95	95,48	6	27
6	1	5,5	5,53	89,5	89,95	9	49,5
10	0,6	8,5	8,54	81	81,41	17	144,5
16	0,4	12,5	12,56	68,5	68,84	31	387,5
20	0,3	16	16,08	52,5	52,76	41	656
30	0,25	20,5	20,6	32	32,16	52	1066
40	0,15	14,5	14,57	17,5	17,59	71	1029,5
60	0,1	11	11,06	6,5	6,53	103	1133
80	0,08	3,5	3,52	3	3,02	146	511
100	0,06	1,5	1,51	1,5	1,51	186	279
base	---	1,5	1,51	0	0	281	421,5
Total		99,5	100				5704,5

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

A continuación procedemos a calcular el índice de finura para el ensayo 2:

$$IF_2 = \frac{\sum g_i * \alpha_i}{\sum g_i} \quad (121)$$

$$IF_2 = \frac{5704,5}{99,5}$$

$$IF_2 = 57,33$$

Tabla 15-5: Resultados obtenidos del tercer ensayo para granulometría

Tamiz DIN 1171	Luz de malla (mm)	Peso retenido (g _i)	% Peso retenido	Peso Tamizado (g)	% Peso Tamizado	Índice de finura	
						Factor Mult. (α _i)	Producto (g _i * α _i)
4	1,5	4	4,04	95	95,96	6	24
6	1	6	6,06	89	89,9	9	54
10	0,6	9	9,09	80	80,81	17	153
16	0,4	11,5	11,62	68,5	69,19	31	356,5
20	0,3	15	15,15	53,5	54,04	41	615
30	0,25	21	21,21	32,5	32,83	52	1092
40	0,15	14,5	14,65	18	18,18	71	1029,5
60	0,1	11	11,11	7	7,07	103	1133
80	0,08	3,5	3,54	3,5	3,54	146	511
100	0,06	2,5	2,53	1	1,01	186	465
base	---	1	1,01	0	0	281	281
Total		99	100				5714

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

A continuación procedemos a calcular el índice de finura para el ensayo 3:

$$IF_3 = \frac{\sum g_i * \alpha_i}{\sum g_i} \quad (122)$$

$$IF_3 = \frac{5714}{99}$$

$$IF_3 = 57,71$$

Se procedió a comparar cada uno de los 3 índices de finura con los índices y tamaños designados por la AFS que se muestran en la tabla 16-5:

Al cotejar nuestros índices de finura con los mostrados en la tabla se puede observar que los 3 índices caen dentro del rango de arena media, con un tamaño de grano entre 300 y 230 μm lo que es mejor de lo esperado, ya que se asumió un tamaño final de 600 μm.

Tabla 16-5: Índices de Finura y tamaño de grano AFS

Granulometría	Índice de Finura	Tamaño de grano
Muy fina	110 – 140	140 – 110 μm
Fina	70 – 110	230 – 140 μm
Media	55 – 70	300 – 230 μm
Gruesa	45 – 55	370 – 300 μm
Muy gruesa	25 – 45	700 – 370 μm

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: FUNDIPress (Expósito, 2013, p. 41)

5.8. Manual de usuario

Este manual tiene como objetivo el dar a conocer las características y la forma de funcionamiento de la trituradora de martillo.

5.8.1. *Requerimientos técnicos para la trituradora de martillo*

- Toma corriente de 220V
- Superficie plana para la localización de la trituradora
- Sistema de trituración limpio

5.8.2. *Funcionamiento de la trituradora de martillo*

Encendido de la maquina mediante el accionamiento de la botonera de la misma



Figura 8-5: Botonera normalmente abierta

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Carga de la arena a triturar en la tolva



Figura 9-5: Carga de arena

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Paso del material por el sistema de trituración



Figura 10-5: Sistema de trituración

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Descarga del material por la tolva de salida



Figura 11-5: Descarga de la arena triturada

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

5.9. Manual de mantenimiento

Es necesario asignar las tareas de mantenimiento necesarias para prologar la vida útil, evitar accidentes o averías por deterioro de los elementos de la trituradora de martillo.

Se realizara las siguientes actividades como mantenimiento preventivo Anexo VI

1. Limpieza integral
2. Inspección del equipo
3. Lubricación y engrase
4. Reemplazo de partes intercambiables

5.9.1. Limpieza integral de la trituradora

Es necesario realizar la limpieza de la maquina después de ser utilizada para prologar la vida útil de la misma eliminado cualquier rastro de suciedad, arena y resto de material fundido. Mediante los métodos adecuados que corresponda, como limpieza con aire comprimido y guaípe.

5.9.2. Inspección del equipo

Se debe realizar la inspección de todos los elementos de la trituradora como son sistema de trituración, carcasa, tolvas, estructura, componentes eléctricos, etc. Observando si existe corrosión, roturas, partes faltantes o cualquier cosa que obligue al mantenimiento del equipo.

5.9.3. Lubricación y engrase

La lubricación y engrase de los diferentes elementos que lo necesiten de la maquina como son rodamientos, bisagras, motores, etc. Se lo realizara al momento de la inspección, y se deben utilizar los lubricantes adecuados para cada elemento.

5.9.4. Reemplazo de partes intercambiables

La trituradora de martillo tiene partes que se gastan durante el funcionamiento y deben ser intercambiadas cada cierto tiempo como son rodamientos y martillos en este caso.

5.9.5. Plan de mantenimiento anual trituradora de martillo

Las actividades a realizar durante un año de funcionamiento de la maquina son las mostradas en la tabla 17-5.

Tabla 17-5: Plan de mantenimiento anual trituradora de martillo

PLAN DE MANTENIMIENTO ANUAL TRITURADORA DE MARTILLO												
ACTIVIDAD	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
Limpieza del equipo en general.	■		■		■		■		■		■	
Engrase de las partes móviles.		■				■				■		
Afilado de la cuchilla de corte.	■						■					
Revisión del Sistema eléctrico.				■								
Revisión del soporte del equipo.								■				
Mantenimiento de rodamientos												■
Mantenimiento del motor eléctrico.			■						■			

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Estas actividades realizadas se las realizara en las fechas y duración expresadas en la tabla 18-5.

Tabla 18-5: Fechas y duración plan de mantenimiento

ACTIVIDAD	DURACIÓN(MIN)	FECHA
Limpieza del equipo en general	20	04/01/2018-08/03/2018-07/05/2018-04/07/2018-05/09/2018-07/11/2018
Engrase de las partes móviles	15	05/02/2018-08/06/2018-10/10/2018
Afilado de la cuchilla de corte	15	09/01/2018-11/07/2018
Revisión del sistema eléctrico	25	7/4/2018
Revisión del soporte del equipo	10	9/8/2018
Mantenimiento de elementos como rodamientos, cables eléctricos, etc.	40	8/12/2018
Mantenimiento del motor eléctrico	30	11/03/2018-13/09/2018

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

5.10. Costos de Construcción

El estudio económico que se presenta se lo hace para explicar de forma general la inversión realizada para construir la trituradora de martillos, más adelante se mostrará tanto los costos directos como los indirectos.

5.10.1. Costos directos

Los costos directos son aquellos generados por la compra de los materiales, pago por la utilización de las máquinas herramientas y a las personas que las utilizaron, transportes utilizados para llevar materiales al taller, etc. Que se detallan a continuación:

5.10.1.1. Costos por materiales

En la tabla 19-5 se hace una lista detallada con los materiales empleados para construir la máquina trituradora de arena.

Tabla 19-5: Lista de costos para materiales utilizados

Denominación	Material/De talle	Cantida d	Valor Unitari o	Valor total
Perfil cuadrado 40x3 mm	ASTM A36	2	21,00	42,00
Planchas de acero 1,2 mm	ASTM A653	1	28,00	31,00
Planchas de acero 5 mm	ASTM A36	56 kg	1,07	60,15
Planchas de acero 8 mm	ASTM A36	12 kg	1,09	13,63
Rodelas de acero 10 mm	ASTM A36	9 kg	1,04	9,36
Plancha de acero 520x240x3 mm	ASTM A36	4 kg	1,45	5,80
Varilla cuadrada de 3/8 pulgada	ASTM A36	3 m	3,82	3,82
Ángulo 1 1/2 x 1/8 pulgadas	ASTM A36	6 m	13,20	13,20
Platina de acero	Inox. 304	6m	68,05	68,05
Acero de transmisión 3/4 pulgada	SAE 1018	2,2 kg	2,05	4,51
Acero de transmisión 1 pulgada	SAE 1018	1,23	2,05	2,52
Acero de transmisión 1 1/4 pulgada	SAE 1018	2,89 kg	2,05	5,92
Barra perforada M 50x30 mm	Spirafort	2,97 kg	4,50	13,37
Barra perforada M 30x20 mm	Spirafort	3,12 kg	4,50	14,04
Poleas trapezoidales tipo A 4 pulgadas	Aluminio	2	10,35	20,70
Chumaceras NTN 1 pulgada	Hierro fund.	2	6,00	12,00
Bandas trapezoidales tipo A	Caucho	2	4,20	8,40
Perno 7/16 x 1 pulgada	ASTM A325	4	0,40	1,60
Perno 7/16 x 3 pulgadas	ASTM A325	4	0,50	2,00
Arandela plana 7/16	ASTM A325	8	0,10	0,80

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Tabla 1920-5 (Continua): Lista de costos para materiales utilizados

Pernos cabeza hexagonal $\frac{1}{8}$ x 1 pulgada	ASTM A325	2	0,35	0,70
Perno $\frac{3}{8}$ x 1 pulgada	ASTM A325	3	0,40	1,20
Arandela plana $\frac{3}{8}$ pulgada	ASTM A325	3	0,10	0,30
Botonera on/off trifásico 30 A	30 A trifásica	1	5,75	5,75
Cable CU concéntrico #3x10	INCABLE	4 m	2,65	10,60
Motor trifásico 5HP	SIEMENS	1	330,00	330,00
Pintura TAN 21-14	Azul	2 litros	6	12
Thiñer		2 litros	1,75	3,50
Totales				696,92

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

5.10.1.2. Costos por mano de obra y máquinas herramientas

Para los costos de mano de obra se construyó la tabla 20-5 en donde se detallan estos costos, en cuanto a los costos generados por la utilización de máquinas herramientas y equipo del taller se detallan en la tabla 21-5.

Tabla 21-5: Lista de costos generados por mano de obra

Trabajador	Salario/hora	Hora hombre (h)	Valor Total (\$)
Técnico mecánico	1,00	25	25,00
Ayudante mecánico	0,75	50	37,50
Total			62,50

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

Tabla 22-5: Lista de costos generados por utilización de máquinas herramientas

Máquina herramienta	Hora de trabajo (h)	Valor hora (\$/h)	Valor Total (\$)
Tronzadora	3,50	5,00	17,50
Disco de corte	9,25	2,00	18,50
Amoladora	1,10	5,00	5,50
Soldadora	13,00	8,00	104,00
Esmeril	1,50	1,50	2,25
Torno	14,00	10,00	140,00
Fresadora	1,50	10,00	15,00
Oxicorte	7,50	2,00	15,00
Taladro	15,50	3,00	46,50
Roladora	1,25	2,00	2,50
Herramientas manuales	9,85	2,00	19,70
Total			386,75

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

5.10.1.3. Costo por transporte

Al momento de construir la trituradora de martillos en ciertos casos se debió pagar por el transporte de materiales e incluso por el transporte de la misma máquina que se muestran en la tabla 22-5.

Tabla 23-5: Costos generados por transporte

Transporte	Costo (\$)	Cantidad	Valor total (\$)
Materiales	5,00	2	10,00
Máquina	10,00	1	10,00
Total			20,00

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

5.10.1.4. Costos directos totales

Para obtener los costos totales se sumarán los datos obtenidos en los apartados anteriores, estos resultados obtenidos se muestran en la tabla 21-5.

Tabla 24-5: Valor total de gastos directos

Costos por	Valor (\$)
Materiales	696,92
Mano de obra	62,50
Máquinas herramientas	386,75
Transporte	20,00
Total	1166,17

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

5.10.2. Costos indirectos

Los costos indirectos fueron generados por varios aspectos entre ellos los insumos de fábrica que fueron tomados como un 5% de los materiales comprados, la mano de obra indirecta generada por operaciones fuera del taller considerado como un 5% de la mano de obra y máquinas herramientas, y otros costos generado por diversos factores como servicios básicos del taller, arriendo, costos ingenieriles, imprevistos, etc.

Tabla 25-5: Costos indirectos generados por la construcción

Detalle	Cantidad	Valor (\$)
Insumos de fábrica	5% de costo por materiales	34,85
Mano de obra indirecta	5% de mano de obra y maquinas herramientas	22,46
Otros	10% de costos directos	116,51
Total		173,82

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores

5.10.3. Costos Totales de construcción

Para calcular el costo total tras la construcción de la trituradora se lo obtuvo al sumar el valor de los costos directos y el valor de los costos indirectos cuyo valor asciende a la suma de \$ 1339,99 (Mil trescientos treinta y nueve dólares con noventa y nueve centavos americanos) como se muestra en la tabla 23-5.

Tabla 26-5: Costos totales de construcción

Detalle	Valor (\$)
Costos directos	1166,17
Costos indirectos	173,82
Costos totales	1339,99

Realizado por: Barahona Eduardo, Jurado David. 2017.

Fuente: Autores.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

La trituradora de martillos es la mejor opción para el desmenuzamiento de la arena de sílice por su alto grado de desmenuzamiento, fácil mantenimiento y también por su gran versatilidad de elementos que puede triturar.

La capacidad de procesamiento de la máquina después de realizar las pruebas en la empresa, es de 25,19 kg/min en promedio, obteniendo un 25,95% más de la capacidad de diseño cumpliendo así con uno de los requerimientos pedidos por la empresa MINABRADEC.

Tras realizar la segunda prueba de campo correspondiente a la granulometría del producto final, se pudo determinar que los granos se están entregando en un tamaño promedio de 230 a 300 micras, siendo éste 50% menor al requerido por la empresa que es de 600 micras.

Con respecto a las dimensiones y peso de la máquina se observó que nuestra trituradora tiene unas dimensiones de 0,4 x 1,3x 1,4 m y un peso de 144 kg cumpliendo así con los requerimientos del cliente.

La máquina tuvo un costo total de fabricación de \$ 1339,99; siendo menor al precio impuesto por la empresa de \$1500, además al compararlo con la competencia como la máquina fabricada por Maquinaria Ordoñez que tiene un costo de \$ 1850 y la fabricada por SIRCA con un valor de \$ 3650 se puede determinar que se tendría un ahorro de 27,57% y 63,29% respectivamente, cumpliendo así con otro requerimiento impuesto por la empresa.

Tras haber realizado la simulación se determinó que los esfuerzos que soporta el martillo debido al impacto son bajos, soportándolos eficazmente, además se pudo comprobar que la fuerza de trituración calculada experimentalmente, está muy cerca de la real, esto tras haber obtenido un error del 3,87%.

Recomendaciones

Se recomienda que el cálculo de la fuerza de trituración deba ser realizado en un laboratorio, con las máquinas especializadas y diseñadas con ese propósito, para un mejor dimensionamiento de sus elementos.

Se recomienda que la arena que ingrese a la máquina no tenga restos de material fundido para no desgastar prematuramente los martillos de la trituradora. Y también para no taponar o bloquear los elementos de la máquina.

Se recomienda que la máquina permanezca fija al momento de su funcionamiento de ser posible, para evitar que vibre por el golpeteo que de los martillos con el material triturado. Para prologar la vida útil de los elementos de la máquina como ejes, rodamientos y bandas.

Realizar la limpieza del tamiz semanalmente para evitar taponamientos y que el material fluya constantemente.

BIBLIOGRAFÍA

ANSI/AISC 360-10. *Specification for structural Steel buildings*, Chicago-USA: Illinois S.A., 2010, pp. 439-442.

Avner, S.H. “*Introducción a la metalurgia física*”. 2ª ed. México: McGraw-Hill, 1979, pp. 384-543.

Beer P. Ferdinand & Johnston E. Russell, “*Mecánica de Materiales*”. 6ª ed. México: McGraw-Hill, 2013, pp. 42-91.

Berney, E. & Smith, D. *Mechanical and Physical properties of sand.* , Washington-USA, 2008, pp. 14-29.

Budynas, R. & Keith, N., *Shigley’s Mechanical Engineering Desing.* 9ª ed. México: Mc Graw Hill., 2008, pp. 131-248.

Callister, W. D. JR., “*Materials Science and Engineering an Introduction*”. 7ª ed. United States: John Wiley & Sons, Inc., 2007, pp. 401-433.

Capello, E., *Tecnología de la fundición.* Bogotá-Colombia: Gustavo Gili., 1989, pp. 25-71.

Dipac. *Ejes de transmisión.* [En línea]. Ecuador. 2017. [Consultado el: 2017-09-16]. Disponible en: <http://www.dipacmanta.com/ejes/ejes-aisi-1018/aisi-1018-transmision>.

Dipac. *Platinas de acero inoxidable.* [En línea]. Ecuador. 2017. [Consultado el: 2017-09-15]. Disponible en: <http://www.dipacmanta.com/platinas-acero-inoxidable>.

Duda, W. H. *Manual tecnológico del cemento.* Bogotá-Colombia: Reverte, 2009, pp. 5-23.

Estrella, J. & Fonseca, B. *Repotenciación, construcción, montaje y pruebas de una planta de balanceado de la comunidad valle del Anzú* [En línea] (Trabajo de titulación).

Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Mecánica, Riobamba-Ecuador.2009.
[Consultado el: 2017-10-02]. Disponible en:
<http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/256>.

Expósito, J., "Arenas de sílice: Materia prima básica en la industria de la fundición (Parte 6)". *FUNDIPress*, vol. 45, n° 36 (2013), (España) pp. 38-46.

Flórez, E.; et al. *Diseño de un molino de martillos para la producción de un pegamento cerámico*. España: Ingenio UFPSO, 2014, pp. 57-120

Groover, M. *Fundamentos de la manufactura moderna*. 3ª ed. México: Mc Graw-Hill. , 2007, pp. 214-242.

Hamrock J. Bernard; et al. "Diseño de elementos de máquinas". México: McGraw-Hill, 2000, pp.3-15

Jara, G. & Fort, L. "Evaluación de la fricción superficial entre suelos y materiales compuestos", *Revista de la construcción*, vol. 8, n° 1 (2009), (España) pp. 103-113.

Kalpajian, S. & Schmid, S. *Manufactura, ingeniería y tecnología*. 5ª ed. México: Pearson., 2008, pp. 275-337.

Kent, W., *Mechanical Engineers Handbook of Kent*. 12ª ed. United States: Design and Production, 2010, pp. 7-40.

Naranjo, L. "Libre comercio". *Infoacero Acero en revista.*, vol. 1, n° 1 (2014), (Bogotá-Colombia) pp. 22-24

Norton L. Robert, "Diseño de maquinaria". 4ª ed. México: McGraw. Hill, 2009, pp. 4-18.

Riba, C. *Diseño concurrente*. Ecuador: Edicions UPC, 2002, pp. 25-90

Sankar, P. *Mechanical engineering drawing*. United States:Vikas Publishing House, 2005, pp. 68-96

Smith, William. *“Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales”*. 4ª ed. México: McGraw-Hill, 2004, pp. 357-480.

Simmons H., & Maguirre D., *“Manual de dibujo en ingeniería”*. 2ª ed. España: elsevier, 2004, pp. 70-132.

SKF. *Power Transmission Belts*. 2011, pp. 14-71

Vanegas L. Useche, *“Conceptos básicos sobre el diseño de máquinas”*, 2009, pp. 145-256.

Verdesoto, M. *Diseño de un molino artesanal para maíz para una capacidad de 250 Kg/h para granjas avícolas.* [En línea] (Trabajo de titulación). UTEQ, Mecánica, Quevedo-Ecuador. 2015. [Consultado el: 2017-04-20]. Disponible en: <http://repositorio.uteq.edu.ec/handle/43000/1415>. 2015