



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO ESPECIAL DE GRADO



**REDISEÑO DEL SISTEMA DE TRITURACION EN UNA PLANTA DE
PRODUCCION DE SULFATO DE ALUMINIO**

TUTOR:

ARISTIDES BOADA

ELABORADO POR:

GALARRAGA D. YOHAN J
GONZALEZ C. HENRY J

VALENCIA, NOVIEMBRE 2008



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO ESPECIAL DE GRADO



**REDISEÑO DEL SISTEMA DE TRITURACION EN UNA PLANTA DE
PRODUCCION DE SULFATO DE ALUMINIO**

Trabajo especial de grado presentado ante la ilustre

UNIVERSIDAD DE CARABOBO

Para optar al título de

INGENIERO MECÁNICO

TUTOR:

ARISTIDES BOADA

ELABORADO POR:

GALARRAGA D. YOHAN J

GONZALEZ C. HENRY J

VALENCIA, NOVIEMBRE 2008



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO ESPECIAL DE GRADO



CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes, miembros del jurado asignado para estudiar al trabajo de grado titulado: “**Rediseño del sistema de trituración en una planta de producción de sulfato de aluminio**”. Realizado por los bachilleres: Galarraga Yohan CI: 14.962.695 y González Henry CI: 15.225.369 hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho trabajo.

Ing. Arístides Boada
Tutor

Ing. Giovanni Pizzella

Jurado

Ing. Oswaldo Urbano

Jurado

VALENCIA, OCTUBRE 2008

AGRADECIMIENTOS

A Dios Todopoderoso, por ser guía en nuestras vidas y ayudarnos a alcanzar ésta importante meta.

A nuestras familias, por el ser el sustento e inspiración de nuestras vidas y ofrecernos siempre el apoyo que necesitamos.

A la ilustre Universidad de Carabobo, por ser nuestra Alma Mater y permitirnos desarrollarnos como profesionales.

Al Profesor Arístides Boada, por la orientación ofrecida durante la realización de este trabajo especial de grado.

Al Ing. Armin Isis, tutor industrial, por tanta paciencia y confianza en nosotros durante el desarrollo de este proyecto.

Al Ing. Oswaldo Martínez, por su valiosísima colaboración durante los ensayos realizados.

A los profesores Oswaldo Urbano y Giovanni Pizzella, a los compañeros de clase Eduardo Concepción, Luís Carrillo, Marigret Ramos, Víctor Flores, Nohiter Chirinos, a los compañeros de trabajo Farley González, Barbra Mata, Maria Teresa González, Miguel Sánchez y a la señora Cira por su valiosa colaboración en la realización de este trabajo.

Y a todas aquellas personas que de alguna u otra forma aportaron su granito de arena para la culminación de esta investigación.

DEDICATORIA

Ante todo, muchas gracias a Dios por brindarme la oportunidad de estudiar y poder desarrollar una carrera profesional. Al espíritu santo por iluminarme en todo momento en el transcurso de mis estudios.

A mi madre Elena, que con sus atenciones, e incondicional colaboración; siempre estuvo allí para ayudarme a enfrentar cada uno de los retos que encontré durante mis estudios universitarios.

A mi papá Henry, que me ha enseñado la dedicación al trabajo y sacrificarse para brindarme las necesidades para seguir adelante y culminar con satisfacción mis estudios.

A mi hermano Joher, por su apoyo incondicional.

A la Sra Cira por su confianza, comprensión y paciencia.

A mis amigos y compañeros de estudios; Rebeca, Luis, Rainer, Víctor, Nohiter, Winnie, Nano, Yohan, Ramses, Gomi, Osdeli, Enrique, Lissette, Wilmer, Luicec, Josefina, Katherine, Federico, Eva, Serge, Ivannia, Marcos, Adolfo, Elián, Carlos, Oscar y Mary, por brindarme una amistad desinteresada y el apoyo en todo momento.

Henry González

DEDICATORIA

En primer lugar quiero agradecer a Dios, nuestro Señor, por ser la guía en cada paso de mi vida y permitirme alcanzar esta meta.

A mi madre Ana, la mujer que más amo, que con su amor incondicional, siempre estuvo allí apoyándome en las buenas y en las malas durante mi carrera universitaria.

A mi hermano Juan, quien ha sido un segundo padre para mí, por su confianza y apoyo en todo momento, por el sacrificio de llevar esta familia adelante y guiarla por el camino del bien.

A mis hermanos Jean Carlos y Yoana, quienes siempre me han apoyado y han confiado en mí.

A Karina Avendaño, por su confianza, comprensión, paciencia y por darme una palabra de aliento en el momento que más lo necesitaba; gracias por existir en mi vida.

Yohan Galarraga

RESUMEN

FERRALCA C.A, se dedica principalmente a procesar el mineral conocido como bauxita, y a través de una reacción química con ácido sulfúrico se logra obtener el sulfato de aluminio, el cual es un coagulante de impurezas en todo tipo de aguas, ya sea para la industria o el consumo humano. Entre sus productos destacan el sulfato de aluminio grado 1 (SALH) Tipo AWWA (sólido blanco) y el sulfato de aluminio SATA-CV (sólido marrón claro). Durante el desarrollo de dichos productos se presentan problemas en cuanto a su producción, ya que la máquina que tritura el sulfato de aluminio para su comercialización, no reduce la loza a las dimensiones requeridas, trayendo como consecuencia paradas en el proceso, lo que ocasiona pérdidas económicas para la empresa. En base a esta problemática surge la necesidad de “Rediseñar el sistema de trituración de producción de sulfato de aluminio” para lograr solventar este problema.

Para la elaboración de este proyecto de investigación se diseñó una nueva máquina trituradora con la que se logra obtener trozos de tamaño deseado, proponiendo para ello varias alternativas de solución y luego seleccionando la más adecuada. Este dispositivo consta de dos rodillos horizontales cubiertos de superficies dentadas, los cuales giran en direcciones opuestas y a baja velocidad atrapando el material hasta triturarlo en trozos inferiores a 7 cm de lado. En el diseño se determina la potencia necesaria por ensayos mecánicos a compresión a fin de determinar el valor de fuerza máximo al cual fallaba el sulfato de aluminio. También se hacen cálculos y selección de la cadena, piñón, y corona. Se diseña el eje a fatiga, así como los rodamientos que soportan las cargas del eje. Se define la estructura que ha de proteger y soportar la máquina trituradora y se seleccionan los materiales adecuados para su construcción. Se realizó los análisis de factibilidad económica con la finalidad de evaluar la posibilidad de su futura construcción.

LISTADO DE VARIABLES

Variable	Descripción	Unidades
A	Área transversal del eje.	m^2
Ab	Área transversal total del perno.	m^2
At	Área de esfuerzo a tensión del perno.	m^2
C	Distancia entre centros, pasos.	pasos
Cd	Capacidad de carga dinámica.	kN
CF_t	Capital fijo tangible.	BsF/año
CF_i	Capital fijo intangible.	BsF/año
C_t	Capital de trabajo.	BsF/año
COP	Costos operacionales.	BsF/año
C_p	Factor de rigidez de la unión.	-
D_i	Tamaño inicial de la partícula.	m
D_f	Tamaño final de la partícula.	m
D1	Diámetro de la catalina conductora.	m
D2	Diámetro de la catalina conducida.	m
E_R	Energía específica conminución. Ley Rittinger.	kwh/ton
\hat{E}_B	Energía específica de conminución.	kwh/ton
F_{alt}	Fuerza alternante sufrida por el perno.	N
Fa	Carga axial que se aplica sobre el rodamiento.	N
F_{80}	Tamaño 80% acumulado pasante en la alimentación.	μm .
Fc	Fuerza de compresión.	N
Fr	Fuerza radial.	N
Ft	Fuerza tangencial.	N
Fr1	Carga radial que se aplica sobre el rodamiento.	N
$F_{t_{Ch}}$	Fuerza tangencial en el chavetero.	N
F_i	Precarga aplicada en los tornillos.	N
Fb	Carga aplicada en el perno.	N
Fm	Carga resultante aplicada en el material.	N
F_{medio}	Fuerza media sufrida por el perno.	N
F_p	Fuera aplicada sobre cada tornillo.	N
F_B	Fuerza resultante aplicada sobre cada tornillo.	N
$F_{mt_{2008}}$	Flujo monetario.	BsF/año
i	Tasa mínima de rendimiento.	%
IB	Ingresos brutos.	BsF/año
I.I	Inversión inicial.	BsF/año
J_{ir}	Momento másico de inercia.	$kg.m^2$
ka	Factor de modificación de la condición superficial.	-
kb	Factor de tamaño.	-
kc	Factor de modificación de la carga.	-
kd	Factor de modificación de la temperatura.	-
kbp	Factor de rigidez del perno.	N/m
kmp	Factor de rigidez del perno.	N/m
kt	Factor de concentración de esfuerzos.	-

Variable	Descripción	Unidades
K_K	Constante de Kick.	-
K_R	Constante de Rittinger.	-
L	Longitud de cadena.	m
l	Longitud de la chaveta.	m
l_t	Longitud de la rosca.	m
L_s	Longitud del vástago.	m
L_{10}	Vida estimada en millones de revoluciones.	millones rpm
L_{10h}	Vida estimada en horas de funcionamiento.	hrs de servicio.
l_{10}	Vida nominal para diferentes clases de máquina.	-
m	Masa total del rodillo triturador.	kg
$\overset{\circ}{m}$	Capacidad del molino.	ton/h
Mt	Momento torsor .	N.m
$m_{ir} = m_{rod}$	Masa total del cuerpo.	kg
Ma	Momento alternante.	N.m
Mc	Momento resultante.	N.m
Mt_{Ch}	Momento torsor en el chavetero.	N.m
N_1	Numero de dientes rueda catalina pequeña.	-
N_2	Numero de dientes rueda catalina grande.	-
n	Velocidad del eje.	rpm
N_{ch}	Factor de seguridad de la chaveta.	-
N_f	Factor de seguridad.	-
N_{f1}	Factor de seguridad a partir de la línea de Goodman	-
N_{sep}	Factor de seguridad contra separación de la unión.	-
N_y	Factor de seguridad contra la fluencia.	-
P	Carga equivalente sobre el rodamiento.	N
p	Factor para los rodamientos de rodillos.	-
P_b	Porciones de carga aplicada en el perno.	N
P_f	Fuerza aplicada en los tornillos.	N
P_{ir}	Potencia para vencer la inercia de rotación.	Kw
P_m	Porciones de carga aplicada en el material.	N
P_{rod}	Potencia del motor	Kw
P_{irit}	Potencia neta demandada por el molino	Kw
Pot_t	Potencia total.	Kw
P_{motor}	Potencia del motor por leyes de trituración.	Kw
Pot_d	Potencia de diseño.	Kw
P_m	Porciones de carga aplicada en el material.	N
P_o	Carga requerida para separar la unión.	N
$P / S_{i,n}$	Factor de actualización.	-
P_{80}	Tamaño del 80% acumulado pasante en el producto.	μm .
R_t	Relación de transmisión.	-
r	Radio del cilindro.	m

Variable	Descripción	Unidades
S_y	Limite elástico a la tensión.	MPa
S_{sy}	Limite elástico a la tensión de la chaveta.	MPa
S_e	Limite de resistencia teórica a la fatiga.	MPa
T	Torque alternante	N.m
T_c	Torque de la cadena.	N.m
T_l	Tensión de la cadena	N
T_{ir}	Torque para vencer la inercia de rotación.	N.m
T_r	Torque necesario para mover los rodillos.	N.m
t	Espesor de la chaveta.	m
V	Factor de rotación.	-
v	Velocidad periférica.	m/s
VA	Valor actual.	BsF/año
V_D	Cortante resultante.	N
Vol_T	Volumen total del rodillo triturador.	m^3
VRn	Valor residual.	BsF/año
W_1	Índice de trabajo.	kwh/ton
ω	Velocidad angular.	s^{-1}
ω_1	Velocidad angular de la catalina conductora.	s^{-1}
ω_2	Velocidad angular de la catalina conducida.	s^{-1}
X	Factor de carga radial.	-
Y	Factor de carga de empuje.	-
α_i	Aceleración angular.	s^{-2}
ρ	Densidad	kg/m^3
θ	Ángulo formado por las tangentes a la superficie de los rodillos.	rad
σ_{alt}	Esfuerzo alternante en el perno.	MPa
σ_b	Esfuerzo estático máximo a tensión en el perno.	MPa
σ_i	Esfuerzo de la precarga inicial.	MPa
σ_m	Esfuerzo medio en el perno.	MPa
τ	Esfuerzo cortante.	MPa
τ_{tor}	Esfuerzo cortante directo sobre cada tornillo.	MPa

INDICE

INTRODUCCION	1
--------------------	---

CAPITULO I, EL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del problema	3
1.2 Objetivos	6
1.2.1 Objetivo General.....	6
1.2.2 Objetivos Específicos.....	6
1.3 Justificación.....	6
1.4 Limitaciones	7
1.5 Delimitaciones.....	7

CAPITULO II, MARCO TEORICO

2.1 Antecedentes de la investigación	9
2.2 Bases Teóricas.....	12
2.2.1 La trituración.....	12
2.2.2 Principios de la trituración	13
2.2.3 Mecanismos de trituración	15
2.2.4 Etapas de la trituración.....	17
2.2.5 Tipos de trituradoras	18
2.2.6 Características de las rocas	24
2.2.7 Leyes de la trituración.....	25

CAPITULO III, MARCO METODOLOGICO

3.1	Nivel de la investigación.....	31
3.2	Diseño de la investigación	31
3.3	Técnicas e instrumentos de recolección de datos	32
3.4	Aspectos administrativos	33

CAPITULO IV, SELECCIÓN Y DISEÑO MECANICO DEL EQUIPO DE TRITURACION

4.1	Selección del dispositivo a diseñar	35
4.1.1	Búsqueda de soluciones	35
4.1.1.1	Alternativa de solución N° 1	35
4.1.1.2	Alternativa de solución N° 2	37
4.1.1.3	Alternativa de solución N° 3	38
4.1.2	Especificaciones de diseño	40
4.2	Descripción del equipo para triturar sulfato de aluminio	46
4.3	Elementos que conforman el equipo de trituración.....	49
4.3.1	Rotor:	49
4.3.2	Bastidor	50
4.3.3	Tolva	51
4.4	Calculo de los componentes de la máquina	52
4.4.1	Cálculo y selección del motor por medio de las leyes de trituración	54
4.4.2	Fuerzas que actúan sobre los rodillos de trituración.....	60
4.4.3	Cálculo de la potencia del motor	73
4.4.4	Selección del motorreductor	76
4.4.5	Selección de la cadena	77
4.4.6	Cálculo del diámetro del eje	82

4.4.7	Selección de materiales de los diferentes elementos que conforman la trituradora	93
4.4.8	Cálculo y selección de cojinetes	94
4.4.9	Selección del buje	97
4.4.10	Cálculo del chavetero	98
4.4.11	Cálculo de tornillos	99
4.4.12	Selección de la viga para la base de la trituradora.....	108
4.5	Características de la máquina trituradora.....	109
4.6	Estudio de la factibilidad económica.....	109

CAPITULO V, CONCLUSIONES RECOMENDACIONES Y REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

CONCLUSIONES	117
RECOMENDACIONES	119
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	121

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Mezcla de sulfato de aluminio	3
Figura 1.2. Sulfato de aluminio triturado	4
Figura 1.3. Sulfato de aluminio atascado	5
Figura 2.1. Propagación de la grieta en una partícula	14
Figura. 2.2 Trituración por impacto	15
Figura 2.3. Trituración por atrición	16
Figura 2.4. Trituración por corte	16
Figura 2.5. Trituración por compresión	17
Figura 2.6 Sección transversal de un triturador de mandíbulas	19
Figura. 2.7 Representación esquemática de trituradoras	20
Figura. 2.8 Sección de una trituradora Symons	20
Figura. 2.9 Sección transversal de un triturador cónico Symons	21
Figura. 2.10 Tritrador cónico estándar	22
Figura. 2.11 Tritradora de Rodillos	23
Figura. 2.12 Tritradora de martillos	23
Figura 4.1. Alternativa de solución N° 1	36
Figura 4.2. Alternativa de solución N° 2	38
Figura 4.3. Alternativa de solución N° 3	39
Figura 4.4. Despiece rodillo de trituración	49
Figura 4.5. Bastidor	51
Figura 4.6. Tolva de alimentación	52
Figura 4.7 Fuerzas que actúan sobre el rodillo	60
Figura 4.8. Fuerzas sobre una partícula en trituradores de rodillos	61
Figura. 4.9 Moldes con sulfato de aluminio	62
Figura. 4.10 Muestras de sulfato de aluminio	63
Fig. 4.11 Diente utilizado en el ensayo a compresión	63

Figura. 4.12. Máquina de compresión Forney	64
Figura 4.13 Ensayo de compresión 1	65
Figura 4.14 Ensayo de compresión 2	65
Figura 4.15. Ensayo de compresión 3	66
Figura 4.16. Rocas ensayadas	66
Figura 4.17 Formación de Argub. $\theta/2$	67
Figura 4.18. Calculo de ángulo de mordedura.....	68
Figura 4.19. Triangulo de fuerzas generadas.....	69
Figura 4.20 Distribución de dientes sección longitudinal.....	70
Figura 4.21. Distribución de dientes sección transversal.....	71
Figura 4.22. Volumen del rodillo de trituración.....	73
Figura 4.23. Longitud de eje	82
Figura 4.24. Diagrama de cuerpo libre del eje.....	82
Figura 4.25. Diagrama de corte y momento del eje plano X-Y.....	84
Figura 4.26. Diagrama de corte y momento del eje plano X-Z.....	85
Figura 4.27. Diagrama momento torsor.....	86
Figura 4.28. Diámetros del eje propuesto.....	86
Figura 4.29. Buje de acople entre eje y rotor.....	97
Figura 4.30 Esfuerzo cortante en el chavetero	98
Figura 4.31 Dimensiones de la chaveta.....	99
Figura N° 4.32. Escala de tiempo de los flujos monetarios.....	113

INDICE DE TABLAS

Tabla 4.1. Listado de posibles soluciones.....	41
Tabla 4.2. Listado de restricciones.....	41
Tabla 4.3. Aplicación de restricciones a posibles soluciones.....	42
Tabla 4.4. Listado de soluciones aprobadas.....	42
Tabla 4.5. Listado de criterios.....	42
Tabla 4.6. Ponderación de criterios.....	43
Tabla 4.7. Criterio N° 1 “Menor espacio físico”.....	43
Tabla 4.8. Criterio N° 2 “Menor consumo de energía posible”.....	43
Tabla 4.9. Criterio N° 3 “Proceso más sencillo”.....	44
Tabla 4.10. Criterio N° 4 “Menor cantidad de elementos”.....	44
Tabla 4.11. Criterio N° 5 “Mayor factibilidad de mantenimiento”.....	44
Tabla 4.12. Criterio N° 6 “Menor costo”.....	44
Tabla 4.13. Ponderación final de soluciones.....	45
Tabla 4.14 diferentes índices de trabajo W_i	56
Tabla 4.15 Resultados obtenidos de ensayos a compresión.....	66
Tabla 4.16. Acabado superficial.....	89
Tabla 4.17. Selección de factor de tamaño.....	89
Tabla 4.18 Selección de factor de temperatura.....	90
Tabla 4.19 Tabla de diámetros estandarizado.....	93
Tabla 4.20. Datos técnicos de la máquina trituradora.....	109
Tabla 4.21. Lista de precios de activos fijos tangibles (IVA incluido).....	110
Tabla 4.22. Activos fijos intangibles.....	111

INTRODUCCION

La empresa Ferralca esta ubicada en Carretera Nacional Morón - Coro, área de empresas mixtas, municipio Morón del estado Carabobo y sus actividades están dirigidas a la fabricación y comercialización de sulfato de aluminio para el tratamiento de aguas en procesos industriales como: Industrias Papeleras, Azucareras, Efluentes Sanitarios, Pinturas, Siderúrgicas, Areneras y de consumo humano como Hidrológicas. Para ello cuenta con instalaciones físicas de 40.000 M², con personal altamente calificado y con tecnología adaptada a la disponibilidad y características de las materias primas locales e importadas.

El sulfato de aluminio ha sido utilizado históricamente para clarificar todo tipo de aguas, su función principal es actuar como coagulantes de impurezas suministrando iones capaces de neutralizar efectivamente las cargas eléctricas de la mayor parte del material coloidal existente en el agua y así causar su precipitación.

La realización del presente trabajo especial de grado tiene como finalidad el mejoramiento del proceso de producción del sulfato de aluminio, a través del rediseño de una maquina trituradora mas eficiente, para así obtener un aumento en la producción y la calidad del producto final.

El estudio se dirige hacia una investigación dentro de la modalidad de proyecto factible y se apoya en la investigación de campo y documental.

El presente estudio esta estructurado en cinco (5) capítulos distribuidos de la siguiente manera:

El capítulo I está conformado por el planteamiento del problema, en donde se define la situación actual; se presentan los objetivos, el general como los específicos y también la justificación de la investigación, el alcance y las limitaciones del mismo.

El capítulo II corresponde al marco teórico, el cual ofrece las bases teóricas en las que se sustenta la investigación, así como los antecedentes consultados.

Seguidamente, el Capítulo III define el marco metodológico señalándose el tipo de investigación que sustenta el proyecto.

Posteriormente se encuentra el capítulo IV, donde se realizan los cálculos pertinentes a la solución propuesta, los resultados obtenidos durante el estudio, así como su factibilidad económica.

Finalmente en el capítulo V, se presentan las conclusiones de la investigación, las recomendaciones y las referencias bibliográficas.

CAPITULO I

EL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del problema

Actualmente Ferralca C.A es la empresa que se dedica a producir sulfato de aluminio utilizado para el tratamiento de agua y papel, tanto en forma sólida como en solución al 50%, productos que abastecen el mercado venezolano, parte de Centroamérica, la Comunidad Andina y del Caribe.

En la producción del sulfato de aluminio se obtiene una mezcla líquida de composición muy pastosa (ver figura 1.1), al reaccionar un mineral alumínico (caolín, bauxita o hidrato de aluminio) con ácido sulfúrico a temperaturas elevadas; la cual es vaciada en una banda transportadora (llamada cinta de cristalización) que avanza a una velocidad de 1,08 m/min con el objeto de producir la solidificación del sulfato de aluminio, hasta convertirlo en una loza de piedra de gran dureza.



Figura 1.1. Mezcla de sulfato de aluminio (Fuente: Propia).

Esta mezcla ya endurecida, al llegar al final de la banda transportadora es fragmentada por una prensa trituradora (figura 1.2), dispuesta de dientes de tal forma que penetran la loza hasta convertirla en rocas de sulfato de aluminio de dimensiones irregulares.



Rejilla metálica

Figura 1.2. Sulfato de aluminio triturado (Fuente: Propia)

Actualmente el proceso de trituración se está llevando a cabo de forma muy deficiente, debido a que el dispositivo encargado de triturar la loza no reduce las rocas a la dimensión requerida, provocando así la obstrucción en una rejilla metálica de dimensiones 10 x 15 cm; requiriendo la intervención de un operador que se encarga de golpear con un objeto sólido aquellas rocas atascadas en la misma, con el fin de que puedan pasar la rejilla.

Esta problemática está provocando pérdidas económicas para la empresa debido a los atrasos que ocasionan las paradas en el proceso (figura 1.3), las cuales pueden llegar hasta 30 min por día, lo que se traduce en un total de 10 horas al mes, por lo cual es necesario que se tomen las medidas correctivas que permitan mejorar el funcionamiento de la máquina trituradora, la cual debe triturar la loza con la dimensión adecuada, de tal forma que las rocas no obstruyan la rejilla metálica.



Figura 1.3. Sulfato de aluminio atascado (Fuente: Propia)

De este modo, se requiere realizar un estudio de las causas que afectan la productividad en la línea de trituración evaluando los métodos de trabajos de las operaciones presentes, a fin de hacer las correcciones necesarias y poder solventar la problemática aquí descrita.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Rediseñar el sistema de trituración en un proceso de producción de sulfato de aluminio para aumentar la productividad en la línea de trituración.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Evaluar la situación actual de la línea de trituración de la planta productora de sulfato de aluminio para identificar las variables y las condiciones de operación.
- Generar posibles soluciones a los problemas detectados en el proceso de trituración para así seleccionar la mejor alternativa.
- Diseñar la mejor solución.
- Realizar el estudio de factibilidad económica del proyecto de investigación.

1.3 Justificación

Actualmente las condiciones de trabajo en las que opera la máquina trituradora en la empresa FERRALCA C.A no son las más adecuadas para exigir una mayor eficiencia, razón por la cual se requiere elaborar este proyecto de investigación para brindar una solución a la problemática existente en la empresa a través del rediseño del sistema de trituración, con la finalidad de garantizar que:

- Las rocas de sulfato de aluminio sean reducidas a la dimensión requerida, para evitar la acumulación en la rejilla metálica y así lograr la continuidad en el proceso y por ende la reducción de costos.
- La intervención de los operarios encargados de inspeccionar alguna obstrucción en la rejilla metálica sea mínima, logrando así reducir el esfuerzo físico y la posibilidad de accidentes.

1.4 Limitaciones

La poca información de este dispositivo, obliga al estudio de otros mecanismos que cumplan con la misma función.

El sistema de trituración está conformado por la bandeja recolectora y la máquina trituradora y para la mejora del proceso debe diseñarse un dispositivo en un espacio físico no mayor al original.

La tesis se desarrollará durante 2 semestres, en los cuales se espera lograr los objetivos expuestos.

1.5 Delimitaciones

En el presente trabajo especial de grado se establece una investigación basada en el área de Diseño y Automatización de Procesos Industriales y sólo contempla el diseño del sistema de trituración, la fabricación total o parcial del sistema queda de parte de la empresa a realizarla.

CAPITULO II

MARCO TEORICO

2.1 Antecedentes de la investigación

“Diseño de una planta y selección de equipos para trituración de material natural para obtener agregados para la construcción civil y otros usos industriales”

Autores: Alvarez L, Jorge R

Universidad Central de Venezuela, 2003

En el presente trabajo para la obtención de roca triturada se plantea el diagrama de distribución de la planta por terrazas, describiendo cada etapa de trituración. Primero se establece el cálculo de capacidad de producción de la planta ya una vez seleccionado los equipos de trituración, seguidamente se realiza el cálculo tipo de una cinta transportadora para la interconexión de los equipos, las cuales son un total de nueve cintas en toda la instalación. En el diseño de la cinta se recomienda el ancho de la cinta, velocidad máxima, el tipo de rodillo e incluso el espacio entre los mismos (tanto de carga como de retorno), además se determina la potencia del motor y las tensiones resultantes en el tambor motriz. Después, se define la estructura del transportador de la cinta tipo, elaborándose una propuesta recomendada que sirva de soporte al transportador. Luego se hace el diseño de la estructura del pulmón donde se selecciona el material a utilizar, el espesor de lámina a usar y se define los tipos de perfiles de viga HEA, para así obtener el estudio de análisis de momentos flectores y deflexiones generadas en la estructura.

Este proyecto nos ofrece mucha información acerca de diversos equipos de trituración de rocas, así como la forma de seleccionar el equipo apropiado de acuerdo a la capacidad de producción de la planta y el material a triturar.

“Diseño de una maquina trituradora de envases de vidrio para la industria del reciclaje”

Autores: De Caires J, De Caires Q

Universidad Central de Venezuela, 2004

En este proyecto de investigación se realizó el diseño de la máquina trituradora teniendo en cuenta la demanda presente en las principales plantas productoras de envases y de reciclaje, proponiendo para ello varias alternativas de solución y luego seleccionando la más adecuada para nuestra realidad nacional. El diseño de la maquina cubre todo lo referente a los cálculos de esfuerzos permisibles y selección de materiales adecuados para su construcción, además de hacer una revisión de los equipos que existen en el mercado. Se realizó el análisis de factibilidad y rentabilidad económica con la finalidad de evaluar la posibilidad de su futura construcción.

Este trabajo especial de grado sirve como gran referencia ya que en el mismo se plantean muchas alternativas de solución, en las cuales se pueden observar diferentes mecanismos de trituración y también se establece como determinar la rentabilidad económica de un proyecto de estudio.

“Diseño y fabricación de un dispositivo triturador de huesos”

Autores: Chirinos E, Corvo A, Gubaira E

Universidad de Carabobo, 2004

Este trabajo consistió en diseñar un dispositivo capaz de producir hueso triturado, garantizando que la longitud característica del 60% de las partículas se encuentre entre 200 y 400 micras. Para ello se realizó un estudio exhaustivo de las propiedades mecánicas del hueso a fin de poder garantizar su correcta fragmentación durante el proceso de triturado. Para la selección de la herramienta de corte se hicieron varias pruebas con hueso de costilla de bovino y en base a éstas se seleccionó la que produjo partículas con la forma y tamaño adecuados. Para seleccionar el material con el que se construyó el dispositivo se tomó en cuenta su resistencia a solicitudes mecánicas, a fluidos corrosivos, a la abrasión y a la temperatura. Basado en esto se seleccionó un acero quirúrgico, ya que los plásticos, a pesar de poseer propiedades mecánicas y térmicas aptas, no son recomendados para dispositivos quirúrgicos debido a que el constante proceso de esterilización produce agrietamientos y fisuras. El dispositivo construido presentó un funcionamiento adecuado y el producto generado (polvo de hueso) será de gran utilidad en el estudio de la influencia del tamaño de las partículas en la regeneración ósea.

La importancia de este trabajo reside en la información teórica utilizada en la descripción de los diferentes tipos de trituradores que nos servirá como referencia para establecer los principios de funcionamiento.

2.2 Bases Teóricas

Para el tratamiento industrial de rocas y minerales, es necesario practicar una preparación de los mismos y dentro de esa preparación normalmente se requiere efectuar una reducción de tamaño.

Las operaciones mediante las que se efectúan dichas reducciones de tamaño por medios físicos se denominan trituración y molienda. Estas operaciones son de aplicación habitual en los procesos industriales y se realizan con el objeto de facilitar el transporte de los materiales, aunque algunas consideraciones especiales deben tomarse cuando se procesan ciertos materiales.

2.2.1 La trituración

Muchas materias primas requieren la reducción del tamaño de sus trozos, agregados, granos, minerales, partículas, etc..., antes que estos puedan utilizarse en la fabricación. Esto se logra a través de la trituración, que es un proceso de fragmentación de materiales mediante fuerza mecánica. La trituración es conocida con el término genérico “conminución”, el cual también se utiliza para designar las etapas en las cuales se desea realizar la reducción de trozos grandes a un tamaño conveniente

Si bien no existe una diferencia clara entre la trituración y la molienda, en general se habla de trituración cuando se fragmentan partículas de tamaños superiores a una pulgada (1”) y de molienda cuando se tratan partículas de tamaños inferiores. La trituración es también denominada desintegración y las máquinas que la producen trituradoras, desintegradoras, quebrantadoras o machacadoras según los diversos autores.

2.2.2 Principios de la trituración

La mayor parte de los minerales son materiales cristalinos que se unen por enlaces químicos o fuerzas físicas y que poseen gran cantidad de defectos en su estructura. Ante la aplicación de fuerzas de compresión o de tracción, el material debería distribuir de manera uniforme estas fuerzas y fallar una vez se halla aplicado una fuerza igual o superior a la resistencia de los enlaces que unen a los átomos que constituyen al mineral, sin embargo, este generalmente se fractura a fuerzas mucho menores debido a:

- Los defectos que éste posee.
- Durante el proceso de formación, minado y manejo previo en el mineral se pueden formar grietas.
- El mineral está constituido por especies diseminadas de diferente comportamiento mecánico.

Todas estas heterogeneidades en el mineral, actúan como concentradores de esfuerzo, que conllevan a que éste se comporte como un material completamente frágil, cuya resistencia mecánica es función de las características de las heterogeneidades.

La energía requerida para fracturar una partícula disminuye ante la presencia de agua u otro líquido, ya que este puede ser absorbido por las partículas hasta llenar las grietas u otros macrodefectos. La fuerza aplicada sobre el líquido aumenta considerablemente su presión y esta se concentra en los defectos y puntas de grieta.

Entre mayor sea el tamaño de una partícula mayor será la probabilidad de ocurrencia de defectos, por lo tanto la energía necesaria para la fractura será menor. Por el contrario, a medida que disminuye el tamaño de partícula, la probabilidad de

ocurrencia de defectos disminuye y por lo tanto se requerirá de mayor energía para producir su fractura.

Independiente del tipo de carga aplicada, la fractura de las partículas se da por las fuerzas de tracción directa o indirecta que tienden a separar los átomos que la constituyen.

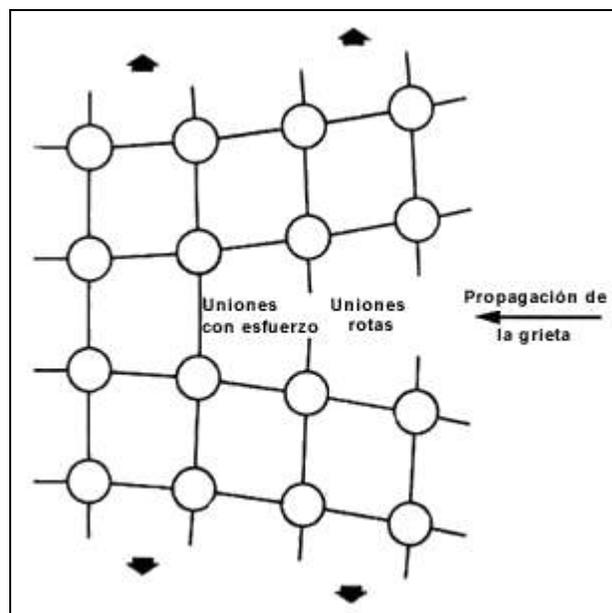


Figura 2.1. Propagación de la grieta en una partícula (Fuente: Waganoff).

La grieta no necesita de una fuerza sino de producir una tensión en ella de tal forma que produzca la suficiente energía para propagar la grieta. El esfuerzo al que se inicia la fractura es el equivalente para igualar la energía superficial de las dos nuevas superficies generadas por la fractura.

2.2.3 Mecanismos de trituración

La Trituración es un proceso de desintegración de materiales, el cual se logra mediante la aplicación de fuerzas mecánicas. Dependiendo de la forma de aplicación de la carga y de la mecánica de la fractura de las partículas estas fuerzas utilizadas en la reducción de tamaño son: la compresión, el cizallamiento, la percusión o impacto y la atricción o abrasión. Estos principios pueden ir combinados y se describen a continuación:

- a) **Trituración por impacto:** Ocurre cuando la energía aplicada está sobre-excedida de aquella necesaria para fracturar la partícula. El resultado es un gran número de partículas con un amplio rango de tamaños. La fragmentación se produce debido a un golpe instantáneo y seco de un material sólido duro sobre la partícula de roca o mineral, o por golpe de la partícula contra el sólido duro, o finalmente por golpes o choques entre partículas.

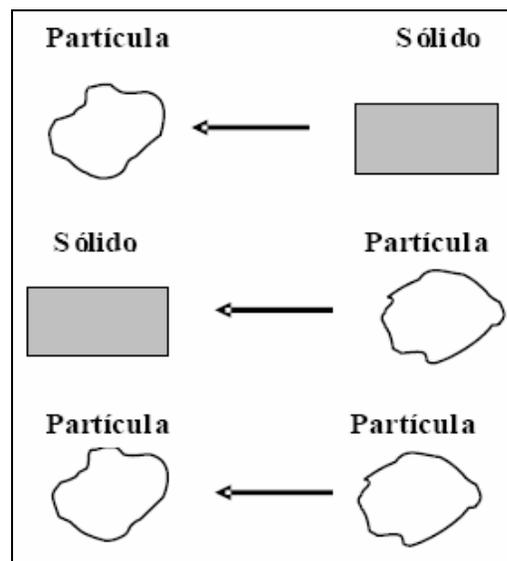


Figura. 2.2 Trituración por impacto (Fuente: Alcalá E y otros).

- b) **Trituración por atrición:** Ocurre cuando la energía aplicada es insuficiente para causar fractura significativa en la partícula. En este caso, ocurren tensiones localizadas resultando fracturas en áreas superficiales pequeñas, dando como resultado una distribución de partículas de tamaño casi igual al original y partículas muy finas. Las partículas se desmenuzan debido a fuerzas de fricción que se generan entre dos superficies duras o entre partículas.

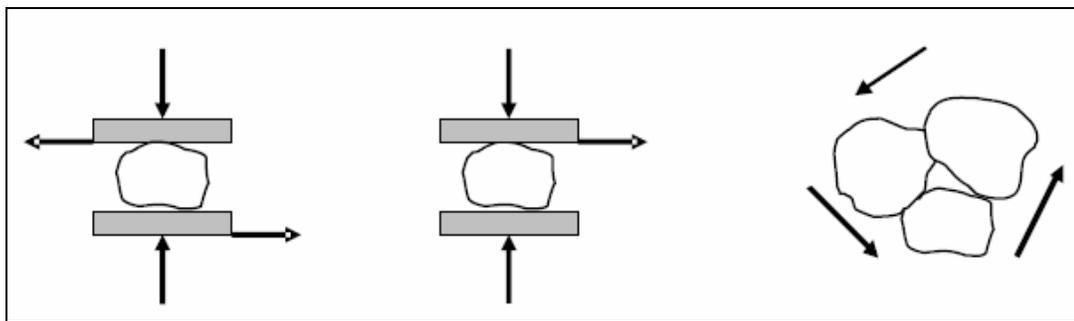


Figura 2.3. Trituración por atrición (Fuente: Alcalá E y otros).

- c) **Trituración por corte:** Esfuerzo entre dos o más superficies de sólidos debido a efectos de cizallamiento o a una fuerza cortante. La fragmentación se produce por medio de dos superficies que se mueven en dirección opuesta o de una superficie móvil y otra fija. Es posible un efecto adicional de impacto y percusión.

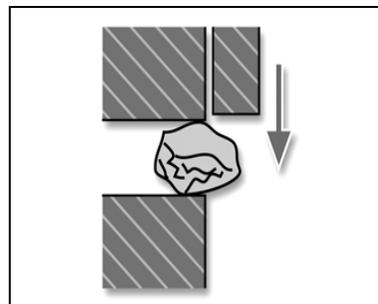


Figura 2.4. Trituración por corte (Fuente: Alcalá E y otros)

- d) **Trituración por compresión:** Ocurre cuando la energía aplicada es suficiente de forma que pocas regiones se fracturan, produciéndose pocas partículas cuyos tamaños son relativamente iguales al original. La fragmentación se produce por acción de una fuerza de compresión generada entre dos superficies duras.

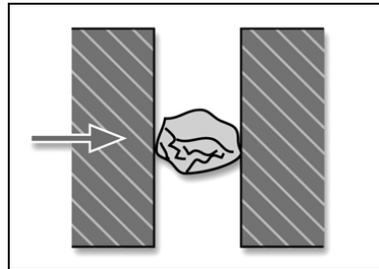


Figura 2.5. Trituración por compresión (Fuente: Alcalá E y otros).

2.2.4 Etapas de la trituración

Industrialmente se utilizan diferentes tipos de máquinas de trituración y suelen clasificarse de acuerdo a la etapa en que se utilizan y el tamaño de material tratado.

Generalmente se utiliza para reducir rocas cuyo tamaño puede ser de de 40" o más hasta obtener partículas hasta de 1", lo que se puede realizar en múltiples etapas a las que se les denomina:

- Trituración primaria.
- Trituración secundaria.
- Trituración terciaria.

Cuando se realiza de un tamaño de entrada de 40" a 6" se denomina trituración primaria, y trituración secundaria de 6" a 1".

- a) **Trituradoras Primarias:** Fragmentan trozos grandes hasta un producto de 40" a 6".
- b) **Trituradoras Secundarias:** Fragmentan el producto de la trituración primaria hasta tamaños de 6" a 1"
- c) **Trituradoras Terciarias:** Fragmentan el producto de la trituración secundaria hasta tamaños de 1/2" o 3/8". Entre estas maquinas se tiene:

2.2.5 Tipos de trituradoras

a) Triturador de Mandíbulas (chancadoras)

Esencialmente constan de dos placas de hierro instaladas de tal manera que una de ellas se mantiene fija y la otra tiene un movimiento de vaivén de acercamiento y alejamiento a la placa fija, durante el cual se logra fragmentar el material que entra al espacio comprendido entre las dos placas (cámara de trituración). El nombre de estas trituradoras viene del hecho de que la ubicación y el movimiento de las placas se asemejan a las mandíbulas de un animal, por eso, la placa fija suele llamarse mandíbula fija y la otra placa, mandíbula móvil.

Las trituradoras de mandíbulas se subdividen en tres tipos, en función de la ubicación del punto de balanceo de la mandíbula móvil, que son: Trituradoras de mandíbulas tipo Blake, Dodge y Universal.

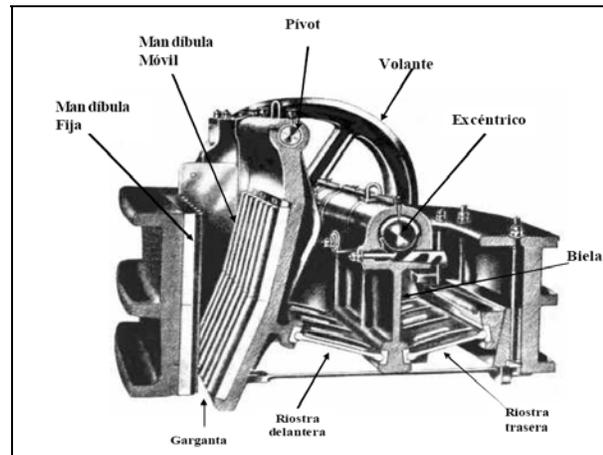


Figura 2.6 Sección transversal de un triturador de mandíbulas (Fuente: Alcalá E y otros)

b) Trituradoras Giratorias

Básicamente consisten en un eje vertical largo articulado por la parte superior a un punto (spider) y por la parte inferior a un excéntrico. Este eje lleva consigo un cono triturador. Todo este conjunto se halla ubicado dentro del cóncavo o cono fijo exterior. El conjunto, eje y cono triturador se halla suspendido del spider y puede girar libremente (85 – 150 rpm), de manera que en su movimiento rotatorio va aprisionando a las partículas que entran a la cámara de trituración (espacio comprendido entre el cono triturador y el cóncavo) fragmentándolas continuamente por compresión.

La acción de esta trituradora puede compararse con la acción de varias trituradoras de mandíbulas colocadas en círculo. La figura. 2.7 muestra esquemáticamente los tipos de trituradoras giratorias, y un corte de una de éstas máquinas se muestra en la figura. 2.8. El tamaño de estas máquinas se designa por las dimensiones de la abertura de alimentación (gape) y el diámetro de la cabeza (Head diameter), tal como puede verse en la figura 2.9.

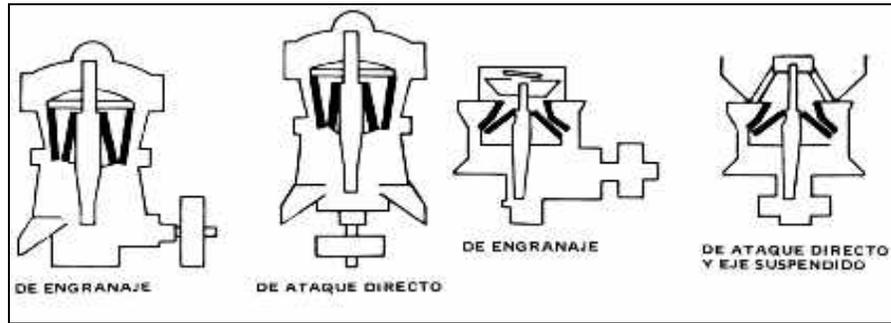


Figura. 2.7 Representación esquemática de trituradoras (Fuente: Alcalá E y otros).

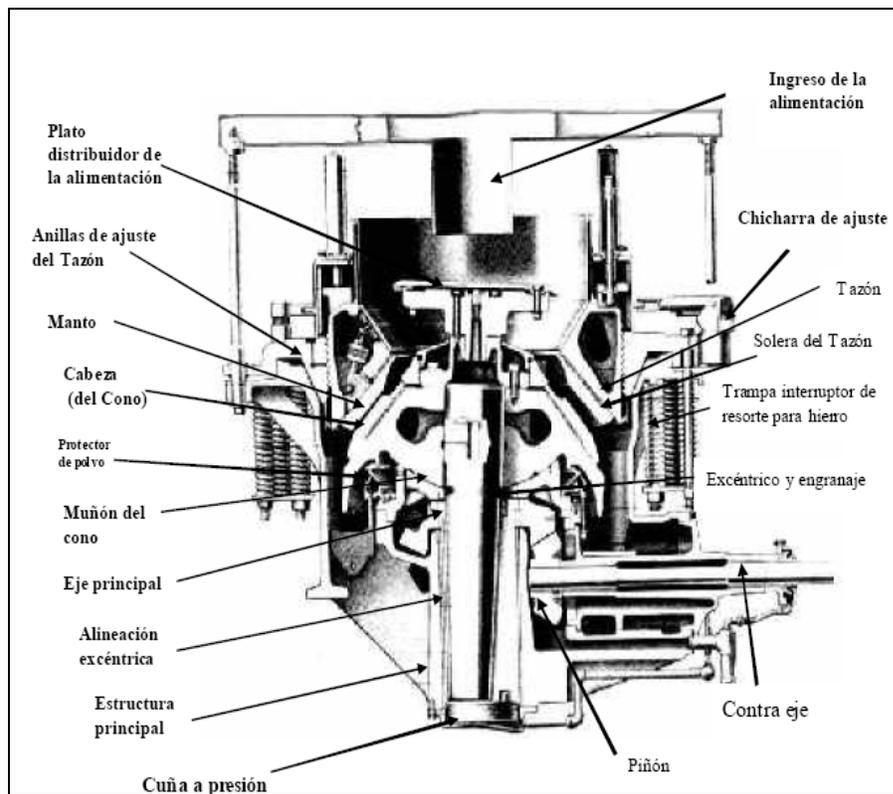


Figura. 2.8 Sección de una trituradora Symons (Fuente: Alcalá E y otros).

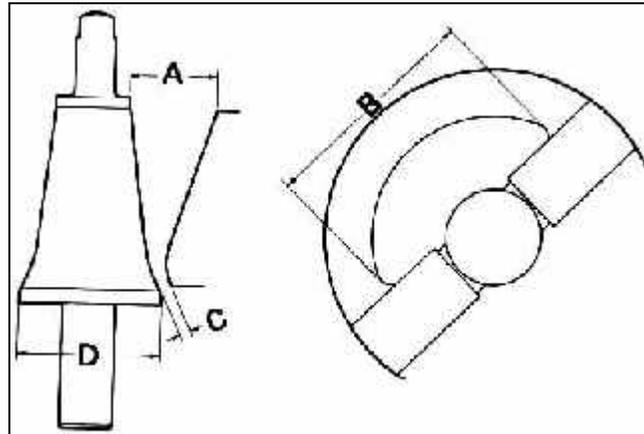


Figura. 2.9 Sección transversal de un triturador cónico Symons (Fuente: Alcalá E y otros).

- A = Ancho de alimentación
- B = Largo superficie de alimentación
- C = Ancho de salida
- D = Diámetro de cabeza

c) Trituradoras cónicas

El tipo de trituradora cónica mas utilizada es la Symons, la cual se fabrica en dos formas:

- Trituradora cónica Symons Standard, normalmente utilizada en la trituración secundaria.
- Trituradora cónica Symons de cabeza corta, utilizada en la trituración fina o terciaria.

La trituradora cónica, es una trituradora giratoria modificada. La diferencia principal es que el eje y cono triturador no está suspendido del spider sino que esta soportado por un descanso universal ubicado por debajo, tal como puede observarse en la Fig. 2.9. Además, como ya no es necesario una gran abertura de alimentación el cono exterior ya no es abierto en la parte superior. El ángulo entre las superficies de

trituration es el mismo para ambas trituradoras, esto proporciona a las trituradoras cónicas una mayor capacidad.



Figura. 2.10 Triturador cónico estándar (Fuente: Alcalá E y otros).

d) Trituradora de rodillos

Estas trituradoras siguen siendo utilizadas en algunas plantas, aunque en otras han sido reemplazadas por las cónicas. El modo de operación es muy simple. Consiste en dos rodillos horizontales los cuales giran en direcciones opuestas. El eje de una de ellas está sujeto a un sistema de resortes que permite la ampliación de la apertura de descarga en caso de ingreso de partículas duras. La superficie de ambos rodillos está cubierta por forros cilíndricos de acero al manganeso, para evitar el excesivo desgaste localizado. La superficie puede ser lisa para trituración fina y corrugada o dentada para trituración gruesa.

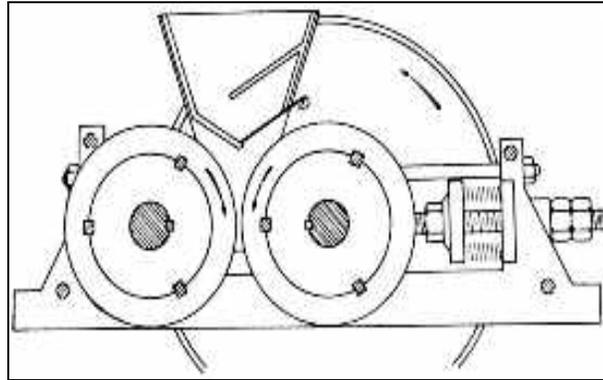


Figura. 2.11 Trituradora de Rodillos (Fuente: Alcalá E y otros).

e) Trituradora de martillos

Los trituradores de martillos se usan para reducir partículas de tamaño intermedio a dimensiones pequeñas o a polvos. Con frecuencia la alimentación entra por la parte superior de la coraza y las partículas se rompen a medida que entran por el cilindro. El material se rompe por el impacto de los martillos y se pulveriza al pasar por la pequeña abertura de la coraza, y para ciertos casos el material pasa por un tamiz o malla en el extremo de descarga.

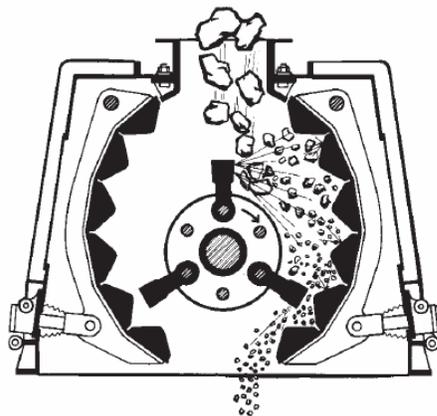


Figura. 2.12 Trituradora de martillos (Fuente: Pennsylvania crusher).

2.2.6 Características de las rocas

Las características de las rocas nos dan una idea general acerca del comportamiento esperado en las operaciones de trituración y molienda. Las características más relevantes son: dureza, resistencia a los distintos esfuerzos, peso específico, grado de humedad, forma y tamaño del grano, etc.

La Dureza es una propiedad que ayuda a reconocer rápidamente a los minerales, y se define por la resistencia que ofrece a la abrasión. La dureza en un mineral depende de su composición química y de la disposición de sus átomos. A mayor fuerza de enlace, mayor dureza.

La dureza, por ejemplo, determina el procedimiento de desintegración a seguir. Los materiales se clasifican en:

- Muy duros (diamante)
- Duros (granito, cuarzo)
- Medios (caliza, dolomita)
- Blandos (yeso, talco)

Los muy duros y duros conviene que sean desintegrados por trituradoras que trabajen al aplastamiento y choque. Los medios y blandos también pueden ser tratados por máquinas que trabajen al frotamiento y al aplastamiento.

Un mineral de mayor dureza rayará a uno de dureza menor, dos minerales de la misma dureza no se rayarán entre sí, o si lo hacen será ligeramente.

La dureza de un mineral se mide en una escala de Mohs la cual se basa en que un cuerpo es rayado por otro más duro. Una uña humana tiene una dureza de 3 Mohs,

una moneda de cobre 4 Mohs, la hoja de una navaja es de unos 6 Mohs de dureza. Los joyeros ocupan estos métodos para determinar si un mineral es verdadero o es una imitación.

Para determinar la dureza de un mineral, debe tratarse de hacer un surco con otro objeto de igual dureza. Por ejemplo, si con las uñas no se puede hacer un surco a un mineral misterio, entonces sabemos que la dureza es mayor al 2,5. Si el mineral misterioso no puede rayar un cristal, entonces sabremos que tiene una dureza menor a 5,5.

El grado de humedad es otra característica importante dado que permite decidir, en molienda, por ejemplo, el tipo a utilizar, seca o húmeda, e incluso el molino más conveniente.

El peso específico de una roca varía con el tamaño de partícula (dado que el utilizado es el denominado peso específico aparente), por lo que permite calcular las capacidades reales de producción de trituradoras y molinos en función de los volúmenes a tratar y el grado de desintegración requerido.

2.2.7 Leyes de la trituración

Desde hace más de un siglo, la desintegración ha sido objeto de investigaciones teóricas, fundamentalmente, con el fin de determinar el trabajo necesario para desintegrar las partículas.

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

En la actualidad se puede decir que todavía no existe una teoría general satisfactoria. No obstante, como algunas leyes dan una aproximación, al menos parcial, de los fenómenos reales, a continuación se darán las principales existentes.

Las leyes de la desintegración se pueden clasificar de la siguiente forma:

- Leyes de distribución granulométrica.
- Leyes energéticas.

a) Leyes de distribución granulométrica

Se ha comprobado que resulta imposible obtener, por medio de la trituración, partículas que, en su totalidad, sean de volumen (tamaño) igual y uniforme.

El material producido es de distintas dimensiones, repartiéndose de acuerdo a curvas bien definidas denominadas curvas **Granulométricas**. En la figura 2.13 se pueden observar diversas curvas granulométricas.

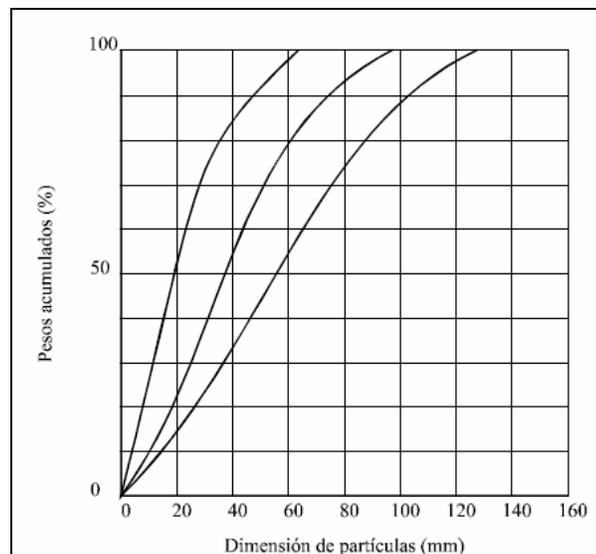


Fig. 2.13 Curvas granulométricas (Fuente: Universidad de Buenos Aires)

Estudiando el comportamiento de los materiales en la desintegración se puede decir lo siguiente:

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

b) Leyes Energéticas

Las leyes energéticas que veremos seguidamente son las siguientes: Ley de Rittinger, enunciada en el año 1867 y que se basa en la hipótesis de las superficies de las partículas; la de Kick, expresada en el año 1885 y que se basa en una hipótesis volumétrica y la teoría de Bond, del año 1951 la cual hasta ahora es la más aceptada.

- **Postulado de RITTINGER (1867) (Primera Ley de la Conminución)**

“La energía específica consumida en la reducción de tamaño de un sólido, es directamente proporcional a la nueva superficie específica creada.”

Este postulado considera solamente la energía necesaria para producir la ruptura de cuerpos sólidos ideales (homogéneos, isotrópicos y sin fallas), una vez que el material ha alcanzado su deformación crítica o límite de ruptura.

$$\hat{E}_R = K_R \left[\left(\frac{1}{P_{80}} \right) - \left(\frac{1}{F_{80}} \right) \right] \quad \text{EC. 2.1}$$

Donde:

\hat{E}_R = Energía específica de conminución (kwh/ton).

K_R = Constante de Rittinger.

P_{80} = Tamaño del 80% acumulado pasante en el producto.

F_{80} = Tamaño del 80% acumulado pasante en la alimentación.

Aún cuando el postulado de Rittinger carece de suficiente respaldo experimental, se ha demostrado en la práctica que dicha teoría funciona mejor para la trituración de partículas gruesas, es decir, en la etapa de trituración del material.

- **Postulado de KICK (1885) (Segunda Ley de la Conminución)**

“La energía requerida para producir cambios análogos en el tamaño de cuerpos geoméricamente similares, es proporcional al volumen de estos cuerpos”.

Esto significa que iguales cantidades de energía producirán iguales cambios geométricos en el tamaño de un sólido. Kick consideró que la energía utilizada en la fractura de un cuerpo sólido ideal (homogéneo, isotrópico y sin fallas), era sólo aquella necesaria para deformar el sólido hasta su límite de ruptura; despreciando la energía adicional para producir la ruptura del mismo.

$$\hat{E}_K = K_K \cdot \text{Log} \left(\frac{F_{80}}{P_{80}} \right) \quad \text{EC. 2.2}$$

Donde:

\hat{E}_K = Energía específica de conminución (kWh/ton).

K_K = Constante de Kick.

P_{80} = Tamaño del 80% acumulado pasante en el producto.

F_{80} = Tamaño del 80% acumulado pasante en la alimentación.

Aún cuando el postulado de Kick carece de suficiente respaldo experimental; se ha demostrado en la práctica, que su aplicación funciona mejor para el caso de la molienda de partículas finas.

- **Postulado de BOND (1952) (Tercera Ley de la Conminución)**

Esta teoría se ajusta con bastante aproximación a la desintegración de minerales por vía húmeda; se expresa de la siguiente forma:

“El trabajo de romper una roca es el necesario para sobrepasar su deformación crítica y que aparezcan grietas de fractura; luego la fractura se reduce sin aportes apreciables de energía”.

$$E_B = 10.W_I \left[\frac{1}{\sqrt{P_{80}}} - \frac{1}{\sqrt{F_{80}}} \right] \quad \text{EC. 2.3}$$

Donde:

\hat{E}_B = Energía específica de conminución (kWh/ton).

W_I = Índice de trabajo (kWh/ton. corta).

P_{80} = Tamaño del 80% acumulado pasante en el producto.

F_{80} = Tamaño del 80% acumulado pasante en la alimentación.

El parámetro W_I depende tanto del material (resistencia a la conminución) como del equipo de conminución utilizado, debiendo ser determinado experimentalmente para cada aplicación requerida. También representa la dureza del material y la eficiencia mecánica del equipo.

Durante el desarrollo de su tercera teoría de la conminución, Fred Bond consideró que no existían rocas ideales ni iguales en forma y que la energía consumida era proporcional a la longitud de las nuevas grietas creadas.

El test de Bond tiene 3 grandes ventajas:

- Existe una gran cantidad de datos disponibles.
- Funciona bien para cálculos iniciales.
- Alternativa simple para medir la eficiencia mecánica de equipos de conminución.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1 Nivel de la investigación

Debido al alcance de este proyecto de grado, la investigación será del tipo explicativo y evaluativo, ya que se realizarán diferentes estudios y análisis de parámetros o factores que involucran el funcionamiento del sistema de trituración de sulfato de aluminio, definiendo con esto el origen del problema para la búsqueda de soluciones acorde con lo establecido dentro de los objetivos.

3.2 Diseño de la investigación

El diseño de la investigación consta de las siguientes fases:

a) Fase 1: Formulación del problema

Rediseñar un dispositivo neumático para triturar una loza de sulfato de aluminio, cuyas rocas fragmentadas deben tener un tamaño inferior de 7 cm.

b) Fase 2: Búsqueda de información

Esta etapa considera todo lo referente a la recopilación de información sobre procesos y mecanismos de trituración, equipos similares existentes, propiedades mecánicas de la loza de sulfato de aluminio y todo lo referente a la investigación.

c) Fase 3: Generación de alternativas de solución

En esta etapa se generan diversas alternativas de solución, que permitieron resolver el problema planteado.

d) Fase 4: Especificaciones del sistema a diseñar

Se definen los criterios, restricciones y funciones principales del sistema a rediseñar. Los criterios y limitaciones le fijan atributos al sistema, mientras que las funciones principales son indicativas del comportamiento del mismo.

e) Fase 5: Selección de la mejor solución

Una vez obtenida las especificaciones del sistema a rediseñar se procedió a la selección de la mejor alternativa de solución, utilizando el método de ponderación de criterios y soluciones, propuesta por el Prof. Nelson Vilchez.

f) Fase 6: Diseño y cálculo

En esta etapa se procedió al diseño y cálculo de la alternativa de solución seleccionada.

3.3 Técnicas e instrumentos de recolección de datos

Para analizar los datos obtenidos se emplearon las siguientes técnicas:

a) La entrevista estructurada

Se realizará un formato de preguntas sistematizadas, el cual facilitó la entrevista que se les realizó a especialistas relacionados con la investigación; de esta forma el entrevistado se limitó solo al tema que competía.

b) Técnicas de recopilación análisis bibliográficos

Se realizará una búsqueda exhaustiva en libros, revistas, internet y artículos de prensa relacionados con el tema de investigación; con lo cual se obtendrá información sobre los siguientes aspectos:

- Mecanismos de trituración.
- Equipos de trituradores similares.
- Condiciones de operación de una línea.
- Propiedades mecánicas de sulfato de aluminio.
- Investigación sobre factibilidad económica.

3.4 Aspectos administrativos

En cuanto a lo administrativo, en primer lugar se tiene que se realizar una serie de procedimientos pertinentes a la empresa, para el total acceso y permanencia del equipo investigador durante el periodo de realización de este proyecto.

La empresa, dentro de sus estatutos de trabajo deberá acordar con el equipo de trabajo días asignados para dedicarlos a la colaboración en dotación de información documental y técnica de todos y cada uno de los procesos de producción de la planta.

En una segunda etapa, ya terminado el proceso de recolección y evaluación de datos, se llevara a cabo una serie de discusiones para buscar alternativas de solución al problema planteado por dicha evaluación. Esto involucra un procedimiento de formulación de soluciones por parte del equipo investigador conjuntamente con el grupo de personas vinculadas a la gerencia de proyecto y mantenimiento de la empresa, para su supervisión en materia de alcance de la empresa.

CAPITULO IV

SELECCIÓN Y DISEÑO MECÁNICO DEL EQUIPO DE TRITURACIÓN

En este capítulo se plantearán las alternativas de solución más adecuadas y de ellas se seleccionará aquella que logre cumplir con los objetivos propuestos para la resolución del problema planteado y en consecuencia se realizará el diseño mecánico de la alternativa seleccionada.

4.1 Selección del dispositivo a diseñar

En la elección del tipo y tamaño del equipo de trituración deben tomarse en cuenta los siguientes aspectos:

- Dureza de la materia prima.
- Tamaño de los trozos tal como se reciben.
- Humedad del material.
- Tamaño deseado del producto final.
- Cantidad de producto que se requiere.
- Impurezas que deben existir y si estas deben rechazarse.

4.1.1 Búsqueda de soluciones

4.1.1.1 Alternativa de solución N° 1.

Este dispositivo posee un eje rotatorio (1), el cual lleva un rotor (2) con varios martillos (3) en su periferia. Al girar el eje, las cabezas de los martillos se mueven siguiendo una trayectoria circular dentro de una armadura (4), que contiene un plato

de ruptura endurecido (5), de casi las mismas dimensiones que la trayectoria de los martillos. El material ingresa por una tolva de entrada (6) y por gravedad cae al interior de la cámara de desintegración, donde es golpeado por los martillos que se mueven a gran velocidad siguiendo una trayectoria circular, choca contra el plato de ruptura, nuevamente es golpeado por los martillos y así sucesivamente hasta quedar fragmentado en partículas mas pequeñas y muy finas.

- **Ventajas**

- Facilidad de manejo, limpieza e instalación.
- Martillos totalmente intercambiables, lo cual hace un diseño más económico.
- Puede manejar grandes reducciones de tamaño (de 1m a 75 mm).
- Puede triturar más de 2500 toneladas de material por hora.

- **Desventajas**

- Durante de trituración genera mucho polvo.
- No puede manejar materiales de metal.
- Minerales con más de 8% de Sílice provocan mas desgaste en los martillos.
- El consumo de energía es mayor a medida que se trituran más partículas finas.

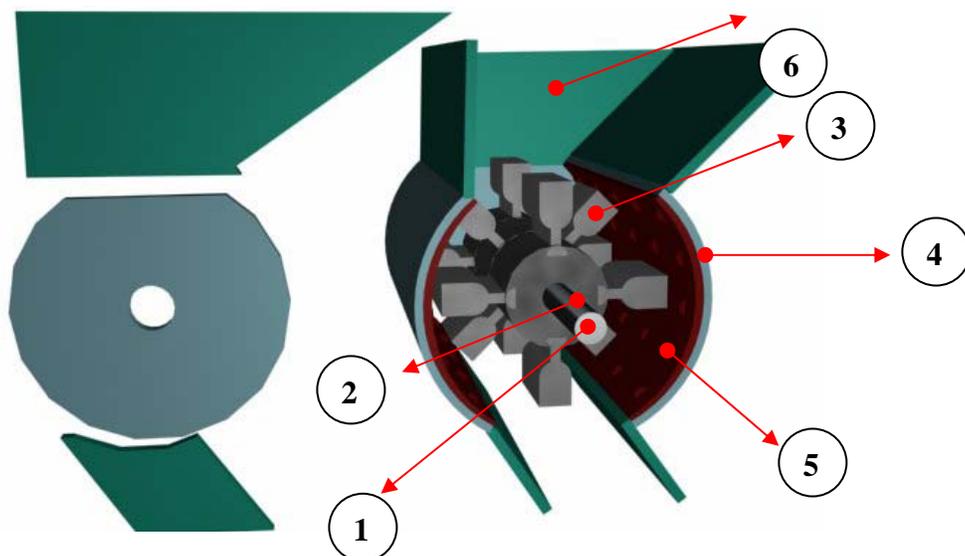


Figura 4.1. Alternativa de solución N° 1.

4.1.1.2 Alternativa de solución N° 2.

En este dispositivo el material a triturar también es introducido en la parte superior de la trituradora a través de una tolva de alimentación (1), que se encarga de llevar el material hacia dos rodillos trituradores (2) que se encuentran dentro de un bastidor (3) y que provistos de dientes en su superficie, los cuales giran en sentido contrario y en ejes horizontales paralelos, que atrapan el material fragmentándolo en trozos más pequeños debido al esfuerzo de compresión que ejercen sobre el mismo. Estas rocas caen hacia la parte inferior a través de una tolva de descarga (4). Los rodillos giran a la misma velocidad accionados cada uno por un motor eléctrico con su caja reductora mediante un acople directo al eje, lo cual hace independiente el movimiento de cada rodillo.

- **Ventajas**

- Las partículas finas generadas en la trituración son muy pocas, lo cual produce muy poco polvo en comparación con otro tipo de trituradores.
- Es ideal para materiales húmedos y pegajosos.
- La baja velocidad de los rodillos permite triturar grandes toneladas de material.
- Su tamaño compacto reduce los costos de instalación
- El consumo de energía es muy bajo para determinados productos.
- Dientes intercambiables

- **Desventajas**

- Bajo coeficiente de reducción.
- Se requiere un buen suministro de energía eléctrica.
- Potencia máxima de carga puede ser mucho más alta que la potencia instalada.
- No resulta económico para producciones de bajo tonelaje a menos que el material sea difícil de manejar.

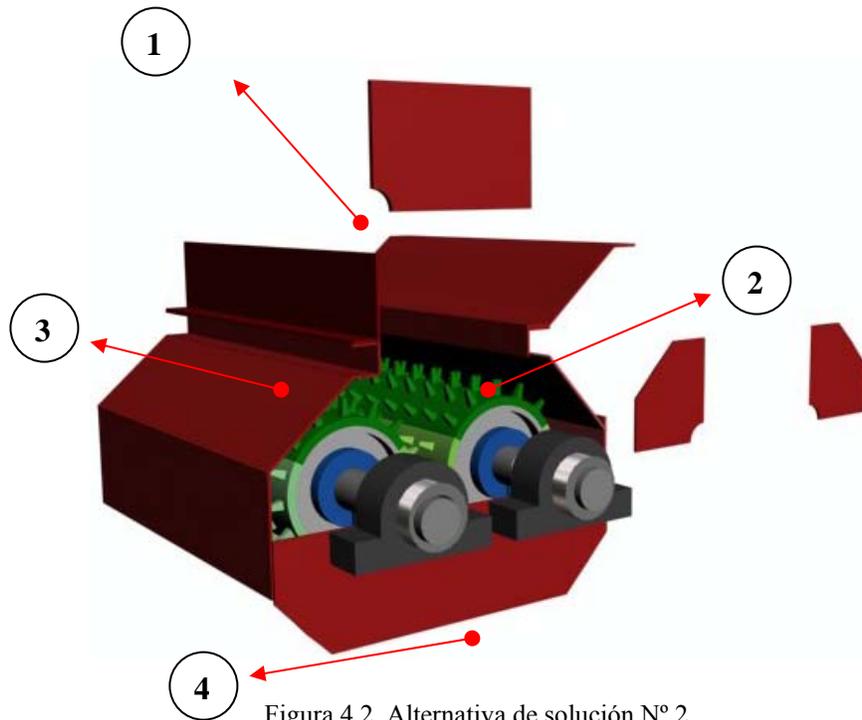


Figura 4.2. Alternativa de solución N° 2.

4.1.1.3 Alternativa de solución N° 3.

Este tipo de máquina posee una cinta de alimentación (1) la cual se encarga de llevar el material hacia un eje que gira a una velocidad moderada, el cual posee un rodillo triturador (2) en su superficie con dientes robustos y curvados, que trituran la loza que pasa por la cinta de alimentación ejerciendo fuerzas de compresión y fricción sobre ella, dando como resultado una distribución de partículas medianas y finas. El dispositivo triturador se encuentra dentro de un armazón (3).

- **Ventajas**

- Maneja materiales húmedos con facilidad.
- El tamaño de su altura es muy bajo.
- Puede triturar más de 2000 toneladas de material por hora.
- Son recomendables en materiales frágiles.

- **Desventajas**

- Muy bajo coeficiente de reducción.
- Alto consumo de energía
- No es de más fácil instalación respecto a otros dispositivos.

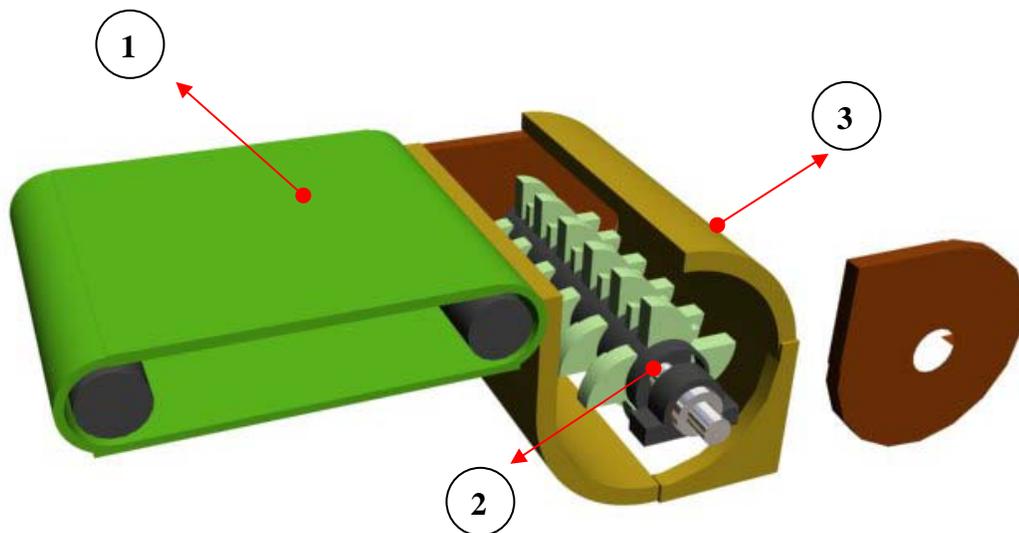


Figura 4.3. Alternativa de solución N° 3.

4.1.2 Especificaciones de diseño

A través de las especificaciones de diseño se identificarán las características con las cuales se desea que funcione e interactúe el dispositivo:

Las especificaciones de diseño se presentan a continuación:

- **Funciones principales:**

- Triturar el sulfato de aluminio de forma automática.
- Recibir el sulfato de aluminio de la cinta transportadora y llevarlo a los rodillos trituradores
- Reducir la loza de sulfato de aluminio a la dimensión requerida.
- Llevar las rocas de sulfato de aluminio a la segunda cinta transportadora.

- **Restricciones:**

- El proceso de trituración debe ser automático.
- El equipo de trituración no debe superar el espacio físico actual.
- No deben escapar desechos del proceso al ambiente.
- El producto triturado debe tener una dimensión inferior a 5cm de diámetro.
- No debe ser hidráulico.
- El funcionamiento del equipo no debe requerir más de un operario.

- **Criterios:**

- No debe ser hidráulico.
- Menor espacio físico.
- Menor consumo de energía posible.
- Proceso más sencillo.
- Menor cantidad de elementos.
- Mayor factibilidad de mantenimiento.

- Menor costo.

- **Selección de la mejor solución**

Una vez planteadas las especificaciones de diseño se aplicará la metodología correspondiente al “METODO DE PONDERACION Y CRITERIOS Y SOLUCIONES” del libro del profesor Nelson Vilchez para enumerar e identificar cada una de ellas y por consiguiente decidir cual es la solución que concuerda con las exigencias establecidas para el dispositivo a diseñar.

Tabla 4.1. Listado de posibles soluciones.

<i>PSX</i>	<i>POSIBLE SOLUCION</i>
PS1	Alternativa de solución N° 1 (Trituradora de martillos)
PS2	Alternativa de solución N° 2 (Trituradora de rodillo doble)
PS3	Alternativa de solución N° 3 (Trituradora de rodillo)

Tabla 4.2. Listado de restricciones.

<i>RX</i>	<i>RESTRICCION</i>
RI	El proceso de trituración debe ser automático
R2	El equipo de trituración no debe superar el espacio físico actual
R3	No deben escapar desechos del proceso al ambiente
R4	El producto triturado debe tener una dimensión inferior a 5cm de diámetro
R5	No debe ser hidráulico
R6	El funcionamiento del equipo no debe requerir más de un operario

Tabla 4.3. Aplicación de restricciones a posibles soluciones.

<i>RX</i>	R1	R2	R3	R4	R5	R6	<i>APROBADO</i>
PS1	SI						
PS2	SI						
PS3	SI	NO					NO

Tabla 4.4. Listado de soluciones aprobadas.

<i>PSX</i>	<i>SX</i>	<i>SOLUCIONES</i>
PS1	S1	Trituradora de martillos
PS2	S2	Trituradora de rodillo doble

Tabla 4.5. Listado de criterios.

<i>CX</i>	<i>CRITERIO</i>
C1	Menor espacio físico
C2	Menor consumo de energía posible
C3	Proceso más sencillo
C4	Menor cantidad de elementos
C5	Mayor factibilidad de mantenimiento
C6	Menor costo

Tabla 4.6. Ponderación de criterios.

<i>PCX</i>	C1	C2	C3	C4	C5	C6	<i>Nº VECES</i>	<i>PONDERACION</i>
C1							1	2
C2	C2						4	5
C3	C3	C3					4	6
C4	C4	C2	C3				2	3
C5	C1	C2	C3	C4			1	1
C6	C6	C2	C3	C6	C5		2	4

- **Ponderación de las soluciones respecto a cada uno de los criterios**

Tabla 4.7. Criterio N° 1 “Menor espacio físico”.

<i>SX</i>	S1	S2	<i>Nº VECES</i>	<i>PONDERACION</i>
S1			0	1
S2	S2		1	2

Tabla 4.8. Criterio N° 2 “Menor consumo de energía posible”.

<i>SX</i>	S1	S2	<i>Nº VECES</i>	<i>PONDERACION</i>
S1			0	1
S2	S2		1	2

Tabla 4.9. Criterio N° 3 “Proceso más sencillo”.

<i>SX</i>	S1	S2	<i>N° VECES</i>	<i>PONDERACION</i>
S1			1	2
S2	S1		0	1

Tabla 4.10. Criterio N° 4 “Menor cantidad de elementos”

<i>SX</i>	S1	S2	<i>N° VECES</i>	<i>PONDERACION</i>
S1			0	1
S2	S2		1	2

Tabla 4.11. Criterio N° 5 “Mayor factibilidad de mantenimiento”.

<i>SX</i>	S1	S2	<i>N° VECES</i>	<i>PONDERACION</i>
S1			0	1
S2	S2		1	2

Tabla 4.12. Criterio N° 6 “Menor costo”.

<i>SX</i>	S1	S2	<i>N° VECES</i>	<i>PONDERACION</i>
S1			0	1
S2	S2		1	2

Tabla 4.13. Ponderación final de soluciones.

PCX		PS1X		PCX. PS1X	PS2X		PCX. PS2X
PC1	2	PS11	1	2	PS21	2	4
PC2	5	PS12	1	5	PS22	2	10
PC3	6	PS13	2	12	PS23	1	6
PC4	3	PS14	1	3	PS24	2	6
PC5	1	PS15	1	1	PS25	2	2
PC4	4	PS16	1	4	PS26	2	8
				$\Sigma = 27$			$\Sigma = 36$

Luego de plantear las posibles soluciones y aplicarle los criterios y las restricciones se obtuvieron únicamente dos soluciones que cumplen todos los requerimientos; sin embargo al compararlos existe un dispositivo que se adapta mejor a la solución del problema, el cual es la trituradora de rodillo doble (Alternativa de solución N° 2).

Este dispositivo es uno de los que posee menor cantidad de elementos y estos están dispuestos de forma más sencilla tanto para el mantenimiento como para su utilización, por tanto es el que menos consume energía, con lo cual se pueden abaratar los costos. Por todas estas características positivas se escogió este dispositivo como la mejor solución.

4.2 Descripción del equipo para triturar sulfato de aluminio

Cualquier máquina se compone de un número determinado de elementos (piezas) componentes, unos fijos y otros móviles, agrupados de una determinada forma para ejecutar tareas diferenciadas dentro de una misma máquina (formando mecanismos diversos).

Así, se encuentran máquinas muy simples, constituidas por muy pocas piezas, hasta máquinas más complejas, constituida por miles y decenas de piezas.

A pesar de esa enorme complejidad, la realidad que el número de componentes de las máquinas, conceptualmente diferentes, es bastante limitado (aun cuando en cada máquina puede presentar formas y tamaños diversos).

Una agrupación típica de tales componentes es:

- Elementos de unión:
 1. Tornillos y tuercas
 2. Remaches

- Elementos para la transmisión de rotaciones:
 1. Correas y poleas
 2. Cadenas y ruedas
 3. Cables y poleas

- Elementos de soportes
 1. Bastidores
 2. Cojinetes de fricción

3. Cojinetes de rodamientos
 4. Ejes
- Elementos de los sistemas de control:
 1. Sensores
 - Igual que el número de componentes diferentes de la máquinas esta limitado, también están los diferentes materiales con los que pueden ser construido:
 1. Hierro y sus aleaciones
 2. Aluminio, magnesio, cobre, etc., y sus aleaciones
 3. Goma, madera, cuero, etc.
 4. Plástico y fibras sintéticas, cerámicas, etc.

Es evidente que todos y cada uno de los elementos de las máquinas han de ser calculados para resistir, sin fallas, todas las acciones que sobre ellos actúan.

Pues bien, el número de tales acciones esta también bastante limitado, siendo las más importantes:

1. Fuerzas y pares, permanentes y transitorios.
2. Impactos, choques y vibraciones.
3. Acciones térmicas
4. Acciones corrosivas.

En la apreciación de una máquina para triturar, instalada en una fábrica, tienen fundamental importancia: su rendimiento, la seguridad de su funcionamiento, el grado de reducción del material, el consumo de energía y los desgastes de las piezas.

Todos estos datos deben obtenerse de la práctica de su explotación, por que en ella desempeña un papel, la clase y la forma del material que se fragmenta.

Los índices técnicos y económicos fundamentales de los aparatos trituradores son: el grado de reducción del material y los gastos de explotación por toneladas de producción que varían en función del tipo de máquina instalada.

Los requisitos de diseño de las máquinas para reducción cambian notablemente al cambiar el tamaño de las partículas. En todas las máquinas, las fuerzas para lograr la fractura se aplican ya sean por compresión o por impacto. En cada caso los productos son similares y las diferencias de las máquinas esta asociada principalmente con los aspectos mecánicos de aplicación de la fuerza a los diversos tamaños de partículas. Cuando la partícula es grande la cantidad de energía necesaria para fracturar cada partícula es grande también, aun cuando la energía por unidad de masa sea baja. Al disminuir el tamaño de la partícula, disminuye la energía necesaria para fracturar cada partícula, pero se eleva más rápidamente la energía por unidad de masa. Consecuentemente, las trituradoras tienen que ser voluminosas y estructuralmente fuertes.

Las trituradoras de rodillos siguen siendo utilizadas en algunas plantas, ya que el modo de operación es muy simple. Consiste en dos rodillos horizontales los cuales giran en direcciones opuestas. La superficie de ambos rodillos esta cubierta por forros cilíndricos dentados de acero al manganeso, para evitar el excesivo desgaste localizado y a través de su superficie tritura el material por acción de una fuerza de compresión. La superficie puede ser lisa para trituración fina y corrugada o dentada para trituración gruesa.

Los rodillos de la trituradora giran por medio de rodamientos de alta capacidad de carga y herméticos al polvo. Los rodillos son accionados por dos

motores eléctricos acoplados a un reductor de velocidad respectivamente, los cuales transmiten su potencia al eje por medio de correas.

4.3 Elementos que conforman el equipo de trituración

Básicamente la máquina para triturar consta de tres módulos principales, los cuales se describen a continuación:

4.3.1 Rotor:

Este es el principal elemento de trituración y se encarga de proporcionarle energía a las partículas entrantes para lograr su fragmentación. Consiste en un cilindro cubierto (1) por tres superficies dentadas en forma de arco (2) y acoplado a un eje (3) mediante bujes de sujeción (4) (Ver Fig. 4.4).

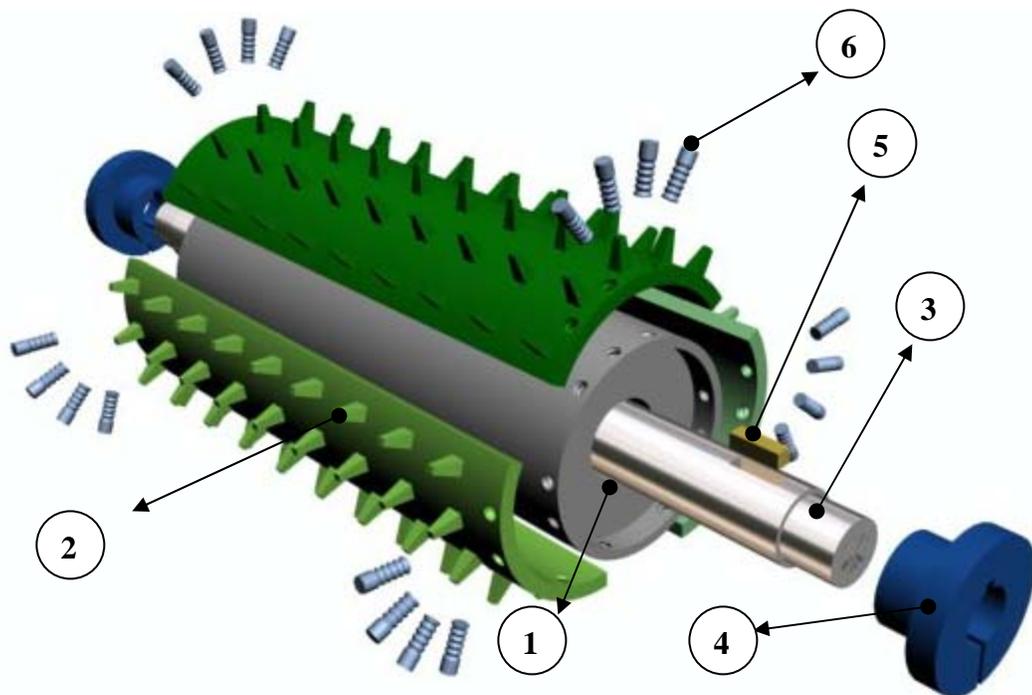


Figura 4.4. Despiece rodillo de trituración.

Los bujes normalmente tienen la función de sujetar la polea al eje, sin embargo para nuestro diseño se empleará para acoplar el cilindro al eje por medio del chavetero (5), y permitir de este modo la rotación de los rodillos de trituración.

Las dimensiones y la forma de los dientes de la trituradora, se eligen en función de las propiedades físicas del material que se tritura y del tamaño de los trozos. Los dientes son realizados en fundición dándole un porcentaje de cromo-manganeso de 12% a 14% para que soporten el alto desgaste.

Las tres superficies dentadas son fijadas al cilindro en sus extremos a través de pernos de unión (6), lo cual evita el deslizamiento. Esta disposición hace que sea de fácil montaje y mantenimiento. Las placas se pueden voltear 180 ° cuando ocurre el desgaste en una de las caras de los dientes, y así se puede economizar el reemplazo de las mismas.

El rotor va apoyado sobre los rodamientos y es movido por una corona mediante cadenas, que a su vez es accionada por motoreductores eléctricos para cada rodillo.

4.3.2 Bastidor

El bastidor o carcasa es el cuerpo de la máquina que cumple con la función de proteger en su interior los diferentes componentes y piezas que conforman la misma, tales como: forros de impacto, rotor triturador, etc. Por lo general se construye con placas gruesas para soportar el peso, las cuales van revestidas internamente de material antidesgaste. Son fijadas mediante pernos o enclaves para facilitar el desmontaje de piezas y mantenimiento en su interior. Los bastidores de las trituradoras de rodillos se fabrican actualmente de chapas de acero soldados. Son

muchos mas livianos que los bastidores de acero de acero colado que se utilizaban antes.

En la figura 4.5 se muestra un bastidor soldado de chapa de acero desmontable según un plano horizontal que pasa por el eje. En las paredes del bastidor se dejan aberturas para la colocación de puertas y de bocas de inspección que permiten el reemplazo de los elementos que conforman el equipo de trituración tales como: ejes, rodamientos, cilindros, etc.



Figura 4.5. Bastidor.

4.3.3 Tolva

La tolva es el dispositivo destinado a la canalización del sulfato de aluminio hacia los rodillos trituradores, la cual se encuentra en la parte superior del bastidor y otra en la parte inferior para llevar los trozos ya triturados a otra cinta transportadora. Generalmente es de forma cónica y siempre es de paredes inclinadas, de tal forma que la carga se efectúa por la parte superior y la descarga se realiza por una compuerta inferior como se puede observar en la figura 4.6.

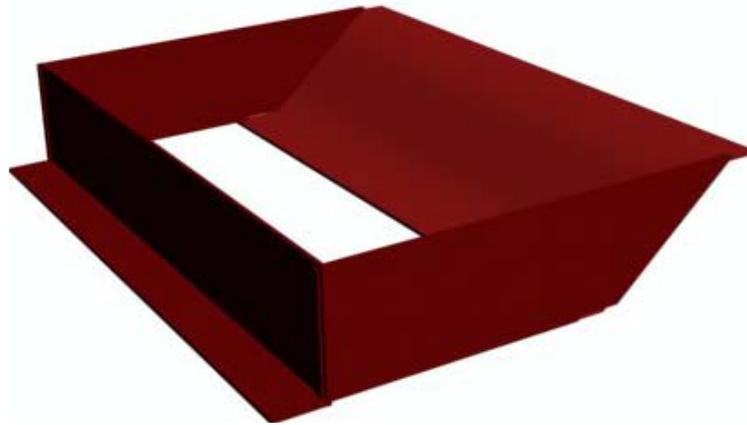


Figura 4.6. Tolva de alimentación

4.4 Cálculo de los componentes de la máquina

El diseño de elementos de máquinas implica la toma de decisiones a dos niveles: elección del material y la forma y dimensiones de la pieza en cuestión.

Para una toma correcta de decisiones es preciso tener en cuenta todos los factores que en ella inciden, una muestra de esto se presenta a continuación.

a) Factores a considerar en la elección del material

No existen normas exactas para resolver el problema de cual es el material adecuado para un elemento de máquina. Solo la experiencia y la sugerencia que pueden encontrarse en los diferentes tratados de diseño de elementos de máquina pueden servir de base de partida para tomar esta decisión (aun cuando existen algunas técnicas de operación que ayuden a resolver este problema). En todo caso es importante que se tenga una idea clara de la naturaleza de los diferentes factores involucrados en la elección de un material para construir una pieza de una máquina. Algunos de ellos son:

- Función.
- Esfuerzo.
- Duración.
- Configuración.
- Fabricación.
- Costes de Adquisición.
- Disponibilidad en el mercado.
- Limitación de peso.
- Condiciones de trabajo.

b) Factores a considerar en el dimensionamiento de la pieza

Una vez elegido el material, la segunda decisión es darle forma y dimensiones adecuadas para que esta cumpla la función que tiene asignada, sin fallos, durante la vida útil

Un correcto dimensionamiento surge de la consideración de múltiples factores, algunos de los cuales se señalan a continuación:

- Resistencia a los esfuerzos.
- Rigidez a la deformación.
- Acabado superficial.
- Unión de las piezas.
- Temperatura de trabajo.
- Costo de fabricación.
- Conformación.

4.4.1 Cálculo y selección del motor por medio de las leyes de trituración

Por más de un siglo los fenómenos de reducción de tamaño se han abordado a través de la energía consumida por los equipos de trituración y molienda. Este punto de vista está relacionado con el gran consumo energético que demanda la trituración/molienda.

El talón de Aquiles de las máquinas de trituración y molienda es su alto consumo de energía. El equipamiento disponible para la trituración y molienda de minerales, carece de un principio organizador que le permita aprovechar al máximo la energía suministrada para el rompimiento de las partículas minerales.

En los equipos de desintegración y molienda, el cálculo de la potencia necesaria para llevar a cabo la reducción del tamaño del sólido, a pesar de los amplios estudios realizados, presenta aún unas notables deficiencias que no se han aclarado totalmente. Las diferencias entre una unidad de molienda ideal y la correspondiente real son muy grandes, debiéndose sobre todo a la gran variación que se presenta en el tamaño de las partículas del material triturado, lo que complica enormemente la aplicación de una teoría basada en la uniformidad de tamaños del producto molido.

Inicialmente se realizaron cálculos aproximados de la potencia necesaria por medio de las leyes de trituración, posteriormente se compararán con valores experimentales realizados con ensayos, que demuestren la energía necesaria para triturar el sulfato de aluminio.

De las leyes de trituración la de mayor aplicación es la denominada 3ra ley de Bond. La utilidad práctica de la ley de Bond se fundamenta en la definición de un índice de trabajo W_i , como la energía total que se necesita para reducir una

alimentación muy grande hasta un tamaño tal que el 80 % del producto pase a través de un tamiz de 100 μm .

A partir de este índice de trabajo, se puede efectuar una estimación bastante razonable de la potencia necesaria para accionar el triturador a partir de la expresión siguiente:

$$P_{\text{trit}} = \dot{m} \cdot 0,3162 \cdot W_i \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{D_f}} - \frac{1}{\sqrt{D_i}} \right) \quad \text{EC. 4.1}$$

Donde:

\dot{m} = Capacidad del molino (ton/h).

W_i = Índice energético del material (Kw.h por tonelada necesarios para reducir un material desde un tamaño infinito hasta que el 80% pase por el tamiz de 100 micrómetros.

D_f = Tamaño final de la partícula (mm).

D_i = Tamaño inicial de la partícula (mm).

P_{trit} = Potencia neta demandada por el molino (kw).

Los valores del índice de trabajo dependen únicamente del tipo del material que se tritura, y están tabulados basándose en múltiples experiencias con materiales comunes en molienda (tabla 4.14)

Tabla 4.14 diferentes índices de trabajo W_i .

Material	Densidad Relativa	Índice de trabajo (W_i)
Bauxita	2,20	8,78
Clinker de cemento	3,15	13,45
Materias primas de cemento	2,67	10,51
Arcilla	2,51	6,30
Carbón	1,4	13,00
Coque	1,31	15,13
Granito	2,66	15,13
Grava	2,66	16,06
Yeso	2,69	6,73
Mineral de hierro (hematites)	3,53	12,84
Piedra caliza	2,66	12,74
Roca fosfática	2,74	9,92
Cuarzo	2,65	13,57
Pizarra	2,63	15,87
Esquisto	2,57	14,30
Roca volcánica	2,87	19,32

Fuente: McCabe, W

Estos valores se obtuvieron experimentalmente a través de molinos giratorios de bolas, sin embargo el sulfato de aluminio no se encuentra tabulado por ser un compuesto entre un mineral y una reacción química; razón por la cual procederemos a estimar el valor del índice de trabajo, ya que no se cuenta con el laboratorio o el equipo necesario para calcular dicho valor. Como sabemos que el índice de trabajo de la bauxita es igual a 8,78 y éste adquiere una menor dureza al reaccionar con ácido sulfúrico, tomaremos como referencia los índices de trabajo menores a la bauxita,

correspondientes a la arcilla y el yeso; los cuales son 6,73 y 6,30 respectivamente. La arcilla y el yeso poseen una dureza similar al del sulfato de aluminio, ya que son materiales muy frágiles. Por lo tanto tomaremos el mayor entre estos dos, que es el índice del yeso.

La trituradora de rodillo se diseña para proporcionar una producción de 50 ton/h, pero a fin de prever posibles sobrecargas puntuales de producción y teniendo en cuenta también que la expresión anterior es una orientación empírica, calcularemos el motor para una producción de $m= 60$ ton/h.

En cuanto a los valores de D_f y D_i para la alimentación, la trituradora de rodillo debe admitir un tamaño de la loza de 1000 mm de ancho, 50 mm de espesor y aproximadamente 300 mm de largo; característico para asegurar el correcto funcionamiento.

Los tamaños de las partículas se establecen en base a diámetros referenciales y se calculan midiendo el ancho, el espesor y largo del mismo, la medida aritmética o geométrica del diámetro de acuerdo a las siguientes expresiones:

$$D_i = \frac{\text{Ancho} + \text{espesor} + \text{largo}}{3} \quad \text{EC. 4.2}$$

$$D_i = \frac{\text{Espesor} + \text{Ancho} + \text{Largo}}{3} = \frac{50 + 1100 + 300}{3} = 483,333\text{mm}$$

$$D_i = 483,33\text{mm} = 0,483\text{m}$$

O también se puede realizar:

$$\text{Diámetro de partícula} = \sqrt[3]{\text{Ancho} \times \text{espesor} \times \text{largo}} \quad \text{EC. 4.3}$$

$$\text{Diámetro de partícula} = \sqrt[3]{\text{Espesor} \times \text{Ancho} \times \text{Largo}} = \sqrt[3]{50 \times 1100 \times 300} = 254,582 \text{mm}$$

$$D_i = 254,582 \text{mm} = 0,254 \text{m}$$

El D_i que se utilizara será el mas alto de los calculados anteriormente, el cual es de 483,33 mm

Para el D_f el tamaño de las partículas deseadas después de la trituración debe presentar un valor de 50 mm de ancho, 50 mm de espesor y 50 mm largo; por lo tanto aplicando las ecuaciones anteriores $D_f = 50 \text{mm}$.

Sustituyendo en la EC 4.1, el valor de la potencia bruta de trituración necesaria es:

$$P_{trit} = 60 \times 0,3162 \times 6,73 \times \left(\frac{1}{\sqrt{50}} - \frac{1}{\sqrt{483,333}} \right)$$

$$P_{trit} = 12,24 \text{Kw}$$

$$P_{trit} = 16,41 \text{Hp}$$

Esta es la potencia bruta total destinada propiamente al trabajo de trituración del material. El motor deberá suministrar además las pérdidas que se prevén en la transmisión hasta los elementos receptores. Se estiman estas pérdidas con unos rendimientos de $\eta_1 = 0,95$ para la transmisión por cadenas y de $\eta_2 = 0,93$ para la

transmisión mediante los engranajes cónicos en el motoreductor. Así pues, la potencia neta que deberá suministrar el motor es de:

$$P_{motor} = \frac{P_{trit}}{\eta_1 \cdot \eta_2} \quad \text{EC. 4.4}$$

$$P_{motor} = \frac{16,41}{0,95 \cdot 0,93} = 18,57 Kw$$

$$P_{motor} = 24,89 Hp$$

Como esta es la potencia total con que deberá accionar el triturador, esta debe distribuirse en el par de rodillos trituradores, por lo tanto, la potencia que suministrará cada motor es de 12,44 hp. Tomamos finalmente como potencia nominal un motor de 15 hp para cada rodillo, el cual corresponde a la lista de motores comercializados.

Como para los cálculos hemos partido de leyes puramente empíricas, es necesario realizar cálculos que se aproximen más a los valores reales, ya que el valor del índice de trabajo fue asumido. Sin embargo estos resultados servirán para compararlos con cálculos posteriores.

4.4.2 Fuerzas que actúan sobre los rodillos de trituración

Un procedimiento mas acertado para el cálculo de la energía necesaria que garantice la trituración del sulfato de aluminio, es partir de las fuerzas presentes en el proceso de trituración.

Como se dijo anteriormente los trituradores de rodillos son máquinas que aplican fuerzas de compresión para fracturar el material. La aplicación de estas fuerzas debería distribuirse de manera uniforme sobre el material y este deberá fallar una vez se halla aplicado una fuerza igual o superior a la resistencia de los enlaces que unen a los átomos que constituyen al mineral.

En la figura 4.7 se muestra el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan sobre cada rodillo triturador, en el momento que existe contacto entre el diente y la loza de sulfato de aluminio.

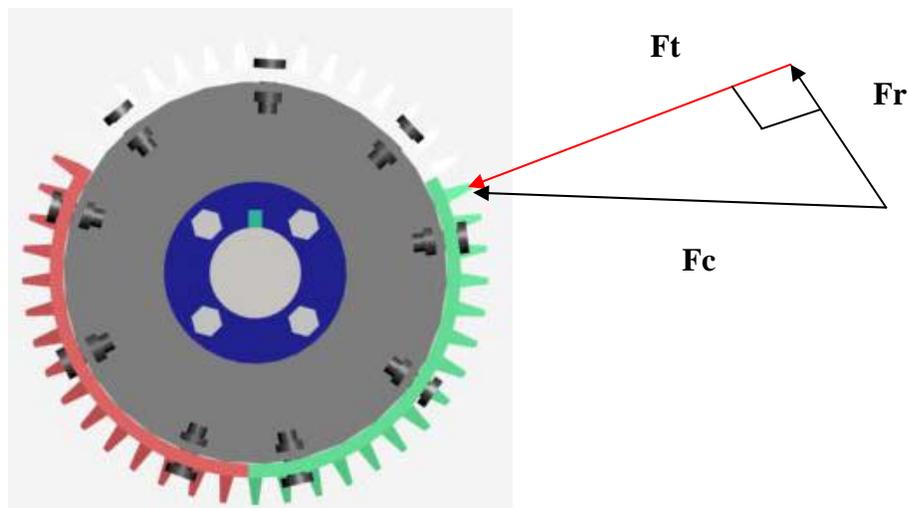


Figura 4.7 Fuerzas que actúan sobre el rodillo.

Donde:

F_c = Fuerza de compresión.

F_r = Fuerza radial.

F_t = Fuerza tangencial.

El comportamiento de esta fuerza de compresión se debe a la resistencia que ofrece el material a ser triturado, razón por la cual fue necesario realizar ensayos a compresión para calcular dicha fuerza; esta a su vez se descompone en una fuerza radial y una tangencial. La fuerza tangencial se opone al movimiento de rotación del rodillo, la cual se debe a la fricción presente entre el material y el diente, mientras que la radial es una componente que va a ejercer una fuerza al centro del rodillo.

θ es el ángulo formado por las tangentes a la superficie de los rodillos en sus puntos de contacto con la partícula (el ángulo NIP o ángulo de mordedura), como se puede observar en la figura 4.8. Este valor según fuentes consultadas no debe exceder los 40° , ya que de lo contrario las partículas podrían no ser atrapadas por los rodillos.

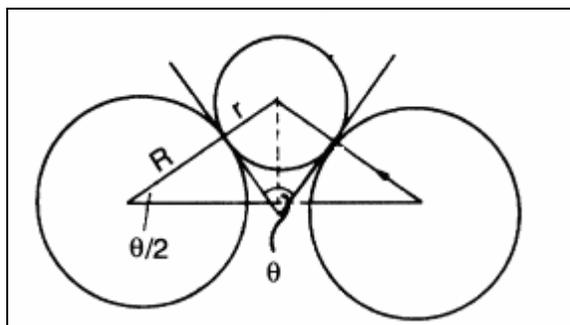


Figura 4.8. Fuerzas sobre una partícula en trituradores de rodillos. (Fuente: Andrew L. Mular).

Para determinar la fuerza de compresión “Fc” necesaria para producir la fractura en el sulfato de aluminio, se realizaron varios ensayos tomando en cuenta dos tipos de sulfato de aluminio, los cuales son: Sulfato de aluminio grado 1 SALH (solidó blanco) y el sulfato de aluminio SATA-CV (solidó marrón).

El primer ensayo se realizó siguiendo la metodología de la norma COVENIN 1465- 79, la cual se puede observar con detalle en el anexo A. Sin embargo es importante señalar que esta norma se adaptó a las exigencias del dispositivo a diseñar.

Antes de realizar el ensayo se prepararon muestras de sulfato de aluminio marrón vertiéndolo en moldes (ver figura 4.9), y una vez alcanzada su solidificación se obtuvieron cubos de 5 cm de lado según la norma (ver figura 4.10).



Figura. 4.9 Moldes con sulfato de aluminio. (Fuente propia).



Figura. 4.10 Muestras de sulfato de aluminio. (Fuente propia).

Como la fuerza de compresión es aplicada por medio de superficies dentadas, se fabricó el tipo de diente con el cual funcionará la máquina trituradora (figura. 4.11) y este a su vez se utilizó para realizar los ensayos a compresión del sulfato de aluminio.



Fig. 4.11 Diente utilizado en el ensayo a compresión. (Fuente propia).

El dispositivo utilizado para la realización de este ensayo es una máquina de compresión FORNEY, la cual se puede observar en la figura, 4,12 y cuyos datos de placa se presentan a continuación:

Marca: FORNEY

Modelo: F25EX-F-TPILOT

Serial: 07268

Capacidad máx.: 250.000 lbf = 1112,05 kN.



Figura. 4.12. Máquina de compresión Forney. (Fuente propia).

El diente fabricado se adaptó al cilindro superior de la máquina de compresión como se observa en la figura 4.13.



Figura 4.13 Ensayo de compresión 1. (Fuente propia).

Para el segundo ensayo no se prepararon las muestras, sino que se tomaron directamente del proceso lozas marrones irregulares mucho más grandes que el ensayo anterior con espesores entre 4 y 5 cm (Figura 4.14)



Figura 4.14 Ensayo de compresión 2. (Fuente propia).

Finalmente se realizó un tercer ensayo de sulfato de aluminio blanco, donde igualmente se tomaron trozos directamente del proceso con espesores entre 4 y 5 cm (Figura 4.15).



Figura 4.15. Ensayo de compresión 3. (Fuente propia).



Figura 4.16. Rocas ensayadas. (Fuente propia).

Los resultados de estos ensayos se muestran a continuación:

Tabla 4.15 Resultados obtenidos de ensayos a compresión.

Muestras	Ensayo 1		Ensayo 2		Ensayo 3	
	Espesor (cm)	Fuerza (N)	Espesor (cm)	Fuerza (N)	Espesor (cm)	Fuerza (N)
1	5	2952	4	2207	4,8	7229
2	5	6190	4	2413	4,6	7691
3	5	1962	4,2	4192	5	7759
4	5	2460	4,3	5778	4,1	3816
5	5	2854	4,6	3629	4	3521
6	5	2550	4,8	6082	4,5	3433

- **Análisis de resultados de los ensayos**

A través los ensayos se puede concluir que el sulfato de aluminio presenta un comportamiento muy frágil (Figura 4.16), debido a su poca deformación plástica. La geometría del diente permite que el material falle con mayor facilidad, ya que la grieta se propaga con mayor rapidez.

En cuanto a los valores obtenidos observamos que el sulfato que opuso mayor resistencia a ser fracturado fue el sulfato de aluminio Grado 1 SALH (solidó blanco), cuyo valor mas alto fue de 7759 N y para cálculos se aproximará este valor a 8000 N. Es importante señalar que la fuerza aplicada al sulfato de aluminio es proporcional a su espesor. Por todo esto tomaremos como fuerza de compresión correspondiente al valor más alto de los resultados obtenido.

- **Calculo del ángulo NIP**

Una vez obtenida la fuerza de compresión procederemos a calcular las demás fuerzas presentes en el proceso:

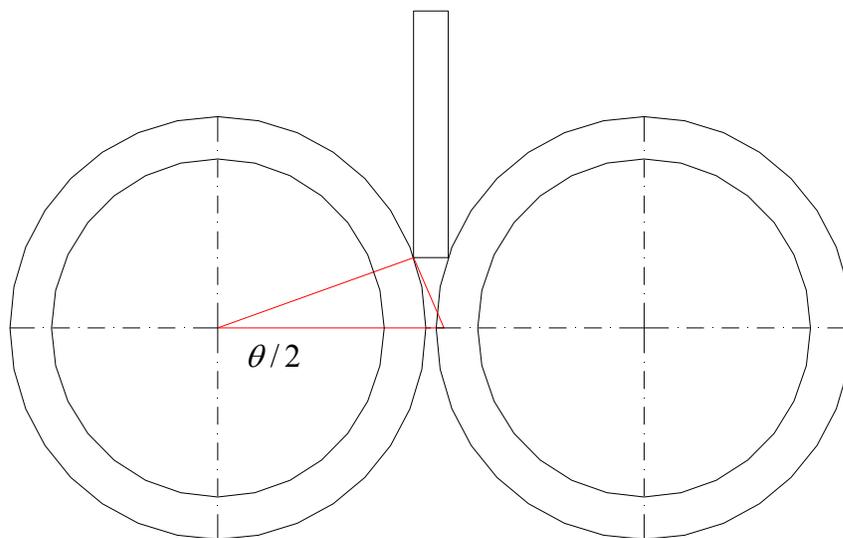


Figura 4.17 Formación de Angulo. $\theta/2$

Para el cálculo del ángulo Nip se debe conocer el radio del rodillo, por lo cual en nuestro diseño tendrá un valor de 30 cm, la separación que existe entre ellos será de 1,5 cm. A partir de estos valores se halló el ángulo $\theta/2$ como se describe a continuación tomando en cuenta el triángulo que se forma en la figura 4.17 y se comprobó que el ángulo NIP cumple con el valor recomendado.

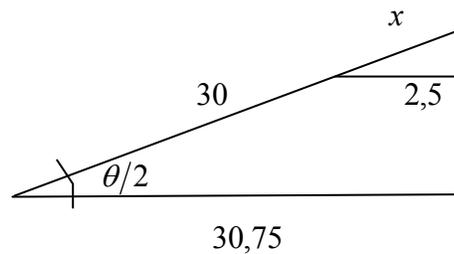


Figura 4.18. Cálculo de ángulo de mordedura.

$$\frac{30+x}{30,75} = \frac{x}{2,5} \rightarrow 2,5(30+x) = 30,75x \rightarrow 75 + 2,5x = 30,75x \quad \text{EC.}$$

4.5

$$28,25x = 75 \rightarrow x = \frac{75}{28,25} \rightarrow x = 2,631 \text{ cm}$$

$$\cos \theta/2 = \frac{30,75}{30 + 2,631} = \frac{30,75}{32,631} = 0,942$$

$$\theta/2 = \cos^{-1} 0,942 = 19,54^\circ \quad \text{EC. 4.6}$$

$$\theta = 2 \times 19,54^\circ = 39,08^\circ < 40^\circ$$

- **Calculo de las fuerzas de trituración**

Conociendo que la fuerza necesaria para romper las rocas de sulfato de aluminio es de 8000 N (fuerza de compresión), y el ángulo $\theta/2$ es igual a $19,54^\circ$; se puede calcular la fuerza tangencial (fuerza de roce), ver figura 4.19.

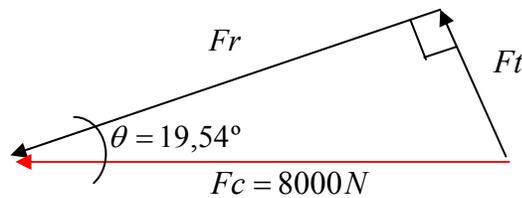


Figura 4.19. Triangulo de fuerzas generadas.

$$\cos \theta = \frac{Fr}{Fc} \rightarrow Fr = Fc \times \cos \theta = 8000 \times \cos(19,54^\circ) \quad \text{EC 4.7}$$

$$Fr = 7539,26 N$$

$$\sin \theta = \frac{Ft}{Fc} \rightarrow Ft = Fc \times \sin \theta = 8000 \times \sin(19,54^\circ) \quad \text{EC. 4.8}$$

$$Ft = 2675,72 N$$

Esta fuerza tangencial produce un momento torsor sobre el rodillo y se distribuye a lo largo del cilindro, por lo tanto debe tomarse en cuenta el número de dientes que van a garantizar la trituración de la loza.

Para una trituración efectiva, los dientes en ambos rodillos deben estar dispuestos de tal forma que la distancia entre ellos sea la necesaria para obtener trozos de sulfato de aluminio iguales o menores a 8 cm de lado.

Los dientes a lo largo del rodillo tendrán una separación de 10 cm, con lo cual se espera que la loza al ser triturada por las hileras de dientes en ambos rodillos logre la dimensión requerida. Para esta distribución se tomó como referencia el diente usado en los ensayos, el cual posee 3 cm de lado y al estar equidistantes entre ellos da un total de 9 dientes. Además debe tomarse en cuenta que el contacto de filas de dientes con el sulfato en cada rodillo es intercalado, combinación con la cual se obtienen trozos del tamaño deseado (ver figura 4.20).

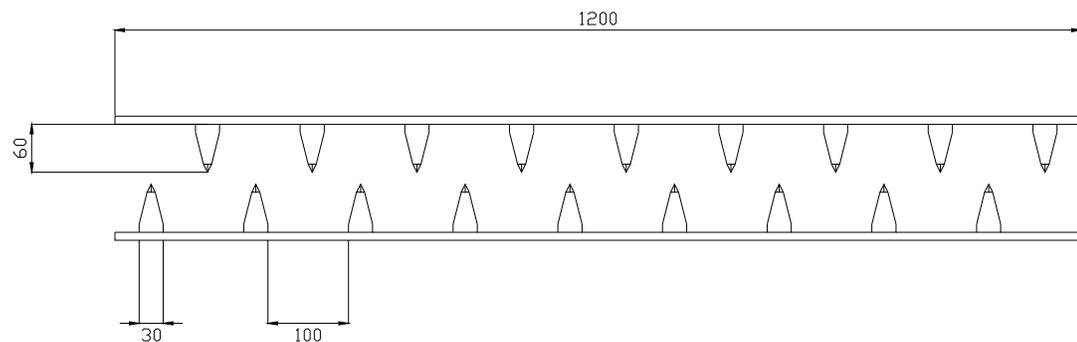


Figura 4.20 Distribución de dientes, sección longitudinal (Dimensiones en mm).

En cuanto a la distribución transversal al rodillo, se colocaran dientes con una separación de 7 cm; es decir, que cada superficie arqueada según esta distribución tendrá 5 dientes, lo que da un total de 45 dientes por superficie (ver figura 4.21).

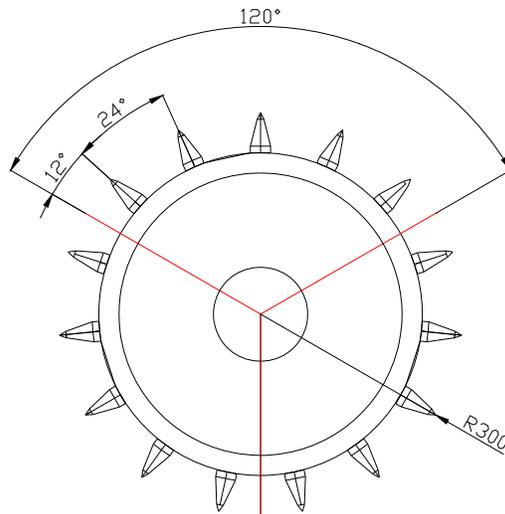


Figura 4.21. Distribución de dientes sección transversal (Dimensiones en mm).

- **Cálculo del peso del rodillo**

Por medio de la siguiente ecuación podemos calcular la masa o el peso aproximado del rodillo, sabiendo que la densidad del acero es 7850 kg/m³.

$$m_r = \rho \times Vol_r \quad \text{EC. 4.9}$$

Donde:

m_r = masa total del rodillo triturador (kg)

ρ = Densidad del acero (7850Kg/m³)

Vol_r = Volumen total del rodillo triturador (m³)

El volumen total aproximado del rodillo según la figura 4.22 se calculará como sigue:

$$Vol_T = Vol_1 + Vol_2 \quad \text{EC. 4.10}$$

$$Vol_1 = \pi \times r_1^2 \times l_1 \quad \text{EC. 4.11}$$

$$Vol_1 = \pi \times 0,24^2 \times 1,20 \rightarrow Vol_1 = 0,217 \text{Kg} / m^3$$

El volumen 2 que corresponde al total de los dientes, se hallará utilizando la ecuación de una pirámide truncada de cuatro lados como sigue:

$$Vol_d = \frac{1}{3} h \times (b^2 + b \times c + c^2) \quad \text{EC. 4.12}$$

$$Vol_d = \frac{1}{3} 0,06 \times (0,03^2 + 0,03 \times 0,03 + 0,03^2) \rightarrow Vol_d = 54.10^{-5} m$$

Como este valor corresponde al volumen de un solo diente, debemos multiplicarlo por el total de número de dientes para así obtener el volumen 2.

$$Vol_2 = 54.10^{-6} \times 135 \text{dientes} \rightarrow Vol_2 = 0,00729 m^3$$

Por lo tanto:

$$Vol_T = 0,217 + 0,00729 \rightarrow Vol_T = 0,224 m^3$$

Finalmente el peso del cilindro es:

$$m_{rod} = 7850 \times 0,224 \rightarrow m_{rod} = 1760,67 \text{kg}$$

Entonces la fuerza que ejerce el peso es:

$$W_{rod} = 1760,67 \text{ Kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 \rightarrow W_{rod} = 17254,56 \text{ N} \quad \text{EC. 4.13}$$

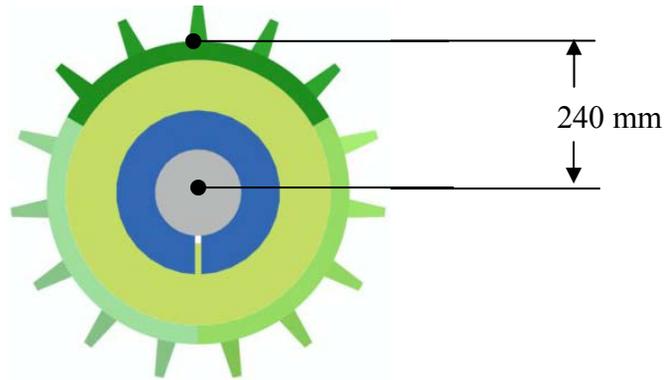


Figura 4.22. Volumen del rodillo de trituración.

4.4.3 Cálculo de la potencia del motor

- **Potencia de trituración.**

En cualquier sistema de rotación, la potencia instantánea es el producto del par de torsión por la velocidad angular (EC. 4.14). Lo que se recomienda en trituradores de rodillos es que su velocidad de giro este en el rango de 40-50 rpm, razón por la cual para nuestro diseño se tomó el valor de 40 rpm debido a la baja velocidad con que avanza la cinta transportadora que alimenta la trituradora y cuya velocidad es de 1,18 m/min.

$$P_{rod} = Mt \times \omega \quad \text{EC. 4.14}$$

P_{rod} = Potencia del motor(kw)

ω = Velocidad angular(Rad / s)

Mt = Momento torsor(N.m).

Para hallar el momento torsor se debe tomar en cuenta la fuerza tangencial presente en cada uno de los 9 dientes longitudinales, la cual posee un valor de 2675,72 N. Si multiplicamos esta fuerza por el número de dientes, se obtendrá una fuerza resultante total, la cual ejercerá una torsión sobre el rodillo. Además, es necesario considerar que solo un 80% de estos dientes van a estar en contacto con la loza.

$$F_{tr} = 2675,72 \times 9 \times 0,8 \rightarrow F_{tr} = 19265,18N$$

$$M_t = F_{tr} \times r = 19265,18 \times 0,3 \rightarrow M_t = 5779,55N.m$$

$$Pot_r = 5779,55 \times 40 \times \frac{2\pi}{60} \rightarrow Pot_r = 24209,32Kw \quad \text{EC. 4.15}$$

$$Pot_r = 32,45Hp$$

- **Potencia para vencer la inercia de rotación**

Esta se determina con el producto del torque a vencer T_{ir} por la velocidad angular ω

$$Pot_{ir} = T_{ir} \times \omega \quad \text{EC. 4.16}$$

A su vez el torque a vencer en cada rodillo es el producto de su momento másico de inercia J_{ir} por la aceleración angular α_{ir} del mismo:

$$T_{ir} = J_{ir} \times \alpha_{ir} \quad \text{EC. 4.17}$$

El momento másico de inercia para cilindros circulares macizos es:

$$J_{ir} = \frac{m_{ir} \times r_r^2}{2} \quad \text{EC. 4.18}$$

Donde:

$m_{ir} = m_{rod} = \text{masa total del cuerpo.}$

$r_r = \text{radio del cilindro.}$

La masa total de cuerpo se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$m_{ri} = \rho \times V_T \quad \rightarrow \quad m_{ir} = \rho \times \frac{\pi \times dr^2}{4} \times l_T \quad \text{EC. 4.19}$$

$$m_{ir} = m_{rod} = 1760,67 \text{kg}$$

Entonces sustituyendo el valor de masa en la ecuación 4.18 tenemos que:

$$J_{ri} = \frac{1760 \times 0,3^2}{2} \quad \rightarrow \quad J_{ri} = 79,2 \text{kg.m}^2$$

Conocida la velocidad angular es necesario calcular la aceleración angular, esto se hace con el tiempo que tarda el rodillo en alcanzar su velocidad uniforme, el cual se tomará para un tiempo de 3s, sustituyendo en la ecuación 4.20 se obtiene que:

$$\alpha r = \frac{\omega r}{t} = \frac{4,18}{3} \quad \rightarrow \quad \alpha r = 1,40 \text{rad/s}^2 \quad \text{EC. 4.20}$$

El torque necesario para mover los rodillos es:

$$Tr = 79,2 \times 1,40 \quad \rightarrow \quad Tr = 110,88 \text{N.m}$$

Con la EC. 4.16 de potencia para vencer la inercia de rotación se obtiene:

$$P_{ir} = 110,88 \times 4,18 \rightarrow P_{ir} = 463,47W \rightarrow P_{ir} = 0,62hp$$

Luego la potencia total que accionará cada rodillo es igual a la potencia de trituración mas la potencia para vencer la inercia:

$$Pot_T = 32,45 + 0,62 \rightarrow Pot_T = 33,07hp$$

4.4.4 Selección del motoreductor

La fuerza generada por la tensión de la cadena no se ha calculado, para esto se debe seleccionar el motoreductor que transmitirá la potencia al eje a través de las cadenas.

Con el apoyo del catalogo de la casa Browning, anexo B, sabiendo que la potencia requerida para mover los rodillos es de 33,07 hp y su velocidad angular es de 40 rpm, se procederá a su selección.

Datos del motoreductor seleccionado:

Marca: Browning

Serie: 7000.

Modelo: 7912.

Potencia: 36,51 hp. (27,22 kw)

Input: 1750 rpm.

Output: 88 rpm.

Relación de rpm: 20.

Torque: 24.111 lb.pulg. (2724,75 N.m.)

Una vez seleccionado el motoreductor procederemos a calcular los diámetros del piñón y la corona necesarios para la transmisión de potencia.

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad \text{EC. 4.21}$$

Donde:

ω_1 = Velocidad angular de la catalina conductora.

ω_2 = Velocidad angular de la catalina conducida.

D_1 = Diámetro de la catalina conductora.

D_2 = Diámetro de la catalina conducida.

$$\frac{88}{40} = \frac{D_2}{7} \rightarrow D_2 = \frac{88 \times 7}{40} \rightarrow D_2 = 15,4 \text{ pulg.}$$

$$D_2 = 39,1 \text{ cm} = 0,39 \text{ m}$$

4.4.5 Selección de la cadena

- **Pasos en la selección de una cadena**

- Factor de servicio

El factor de servicio se busca en la tabla del anexo C.1 de acuerdo a la clasificación de la carga.

$F_s = 1,4$ (choque fuerte).

- Potencia de diseño

Se multiplica el factor de servicio por la potencia a ser transmitida.

$$Pot_d = Pot_T \times Fs \quad \text{EC. 4.22}$$

$$Pot_d = 35 \times 1,4 \rightarrow Pot_d = 49hp = 36,5kw$$

- Selección de cadena tentativa

Usando las graficas de potencias de las figuras se selecciona el paso de la cadena y el tamaño mínimo de la rueda catalina pequeña.

Según el anexo C.2 la selección es una cadena tentativa numero 180 de paso de $2^{1/4}$ con una rueda catalina de 19 dientes.

- Comprobación de cadena y rueda catalina pequeña

En las tablas de capacidad de potencia del anexo C.3, para la cadena numero 180 con una rueda de 19 dientes y girando a 88 rpm la potencia transmitida por ramal es de 46; lo cual representa 94 % de la potencia de diseño por lo que se puede considerar aceptable.

- Selección de la rueda catalina más grande

Como la velocidad mínima del eje conducido es de 40 rpm, la relación mínima de velocidad es:

$$Rt = \frac{88}{40} = 2,2 \quad \text{EC.4.23}$$

$$Rt = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{N_2}{N_1} \rightarrow N_2 = 2,2 \times 19 = 41,8 \approx 42 \text{ dientes} \quad \text{EC. 4.24}$$

Esta combinación de 19 y 42 dientes producirá una velocidad de 39,80 rpm

Del anexo C.4 se podrá comprobar que un piñón de 19 dientes para una cadena N° 180 no aceptará un diámetro máximo del eje de $6^{7/8}$ pulg.

Cálculo de los diámetros primitivos

$$D_1 = \frac{\text{Paso}}{\text{sen}\left(\frac{180}{N_1}\right)} \quad D_1 = \frac{2,25}{\text{sen}\left(\frac{180}{19}\right)} \rightarrow 13,68 \text{ pulg} = 0,34m$$

EC. 4.25

Por lo tanto

$$D_2 = \frac{2,25}{\text{sen}\left(\frac{180}{42}\right)} \rightarrow 30,1 \text{ pulg} = 0,76m$$

- Longitud de la cadena

$$L = 2C + \frac{N + n}{2} + \frac{(N - n)^2}{4\pi^2 C} \quad \text{EC. 4.26}$$

Donde:

L= longitud de cadena, pasos.

C= Distancia entre centros, pasos.

N2= Numero de dientes rueda catalina grande.

N1 = Numero de dientes rueda catalina pequeña.

C= 30 pasos

$$L = 2 \times 30 + \frac{42 + 19}{2} + \frac{(42 - 19)^2}{4\pi^2 30}$$

$$L = 90,94 \rightarrow 90 \text{ pasos}$$

Como esta formula no puede dar resultados no enteros, entonces la longitud será el entero más próximo y se recalcula la distancia entre centros mediante la siguiente ecuación:

$$C = \frac{L - \frac{N + n}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{N + n}{2}\right)^2 - 8 \frac{(N - n)^2}{4\pi^2}}}{4} \quad \text{EC. 4.27}$$

$$C = \frac{90 - \frac{42 + 19}{2} + \sqrt{\left(90 - \frac{42 + 19}{2}\right)^2 - 8 \frac{(42 - 19)^2}{4\pi^2}}}{4}$$

$$C = 29,52 \text{ pasos} \rightarrow 73,8 \text{ pulg} = 1,87 \text{ m}$$

- **Cálculo de las tensiones en la cadena.**

Para el cálculo de la tensión en la cadena utilizaremos la velocidad angular de la catalina más grande, como sigue a continuación.

$$T_c = \frac{Pot_{rod}}{v} \quad \text{EC. 4.28}$$

Donde:

$v = \text{Velocidad periférica}$

$T_c = \text{Torque de la cadena}$

$Pot_{rod} = 35hp = 26,11kw.$

$$v = \omega \times r \quad \text{EC. 4.29}$$

$$v = 39,80 \frac{rev}{min} \times \frac{2\pi rad}{1rev} \times \frac{1 min}{60s} \rightarrow \omega = 4,167 rad / s$$

$$T_c = \frac{26110s}{4,167} \rightarrow T = 6265,89 N.m$$

$$T_2 = T_1 = \frac{T}{r_2} = \frac{6265,89}{0.38} = 16489,18 N \quad \text{EC 4.30}$$

4.4.6 Cálculo del diámetro del eje

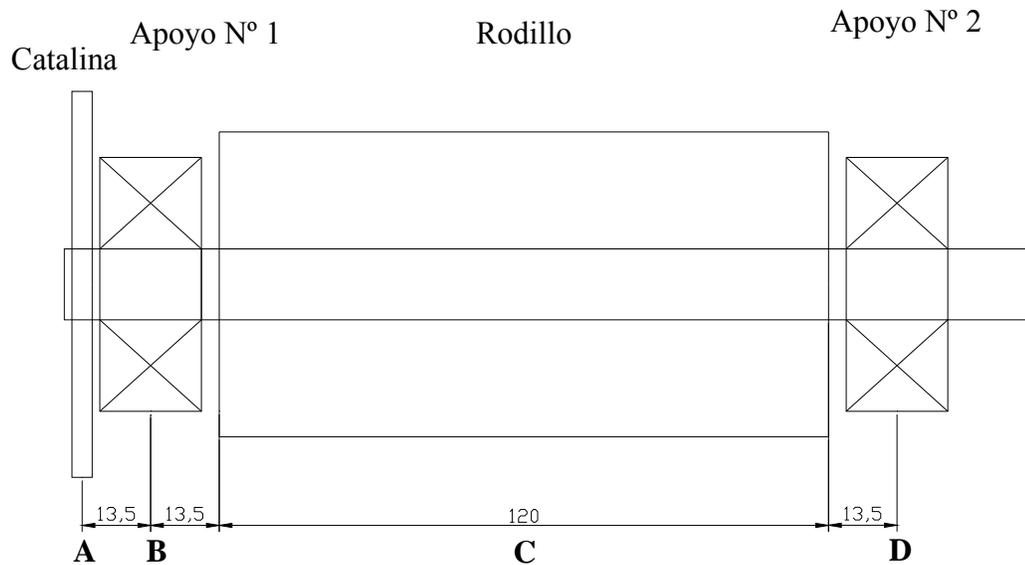


Figura 4.23. Longitud de eje.

En el diagrama de fuerzas que se presentan a continuación se pueden observar todas las fuerzas que actúan en el eje, así como los momentos torsores.

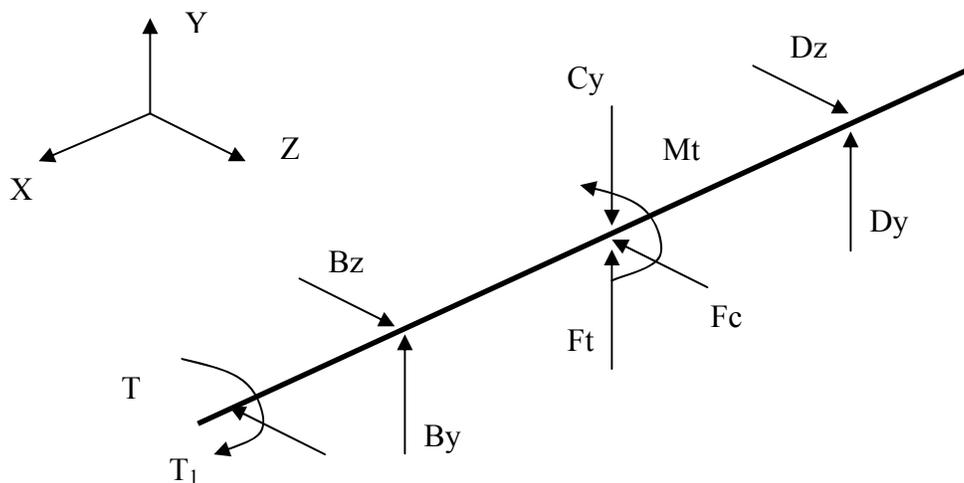


Figura 4.24. Diagrama de cuerpo libre del eje.

Plano X-Y

Realizando sumatoria de fuerzas en el eje “Y” tenemos que:

$$\sum F_y : By - Cy + Ft + Dy = 0 \quad \text{EC. 4.31}$$

$$\sum F_y : By - 17254,56 + 19265,18 + Dy = 0$$

$$\curvearrowleft \sum M_B : -0,735 \times Cy + 0,735 \times Ft + 1,47 \times Dy = 0 \quad \text{EC. 4.32}$$

$$\curvearrowleft \sum M_B : -0,735 \times 17254,56 + 0,735 \times 19265,18 + 1,47 \times Dy = 0$$

$$Dy = -1005,31N$$

Sustituyendo en la Ecuación (I)

$$By = -1005,31N$$

Plano X-Z

$$\sum F_z : -16489,18 + Bz - 54282,67 + Dz = 0 \quad \text{EC. 4.33}$$

$$\curvearrowleft \sum M_D : 1,605 \times T_1 + 0,735 \times Fc - 1,47Bz = 0 \quad \text{EC. 4.34}$$

$$\curvearrowleft \sum M_B : 1,605 \times 16489,18 + 0,735 \times 54282,67 - 1,47Bz = 0$$

$$Dz = 45144,82$$

Sustituyendo en la ecuación (II):

$$B_z = 25627,03 N$$

- **Diagramas de corte y momento**

Plano X-Y

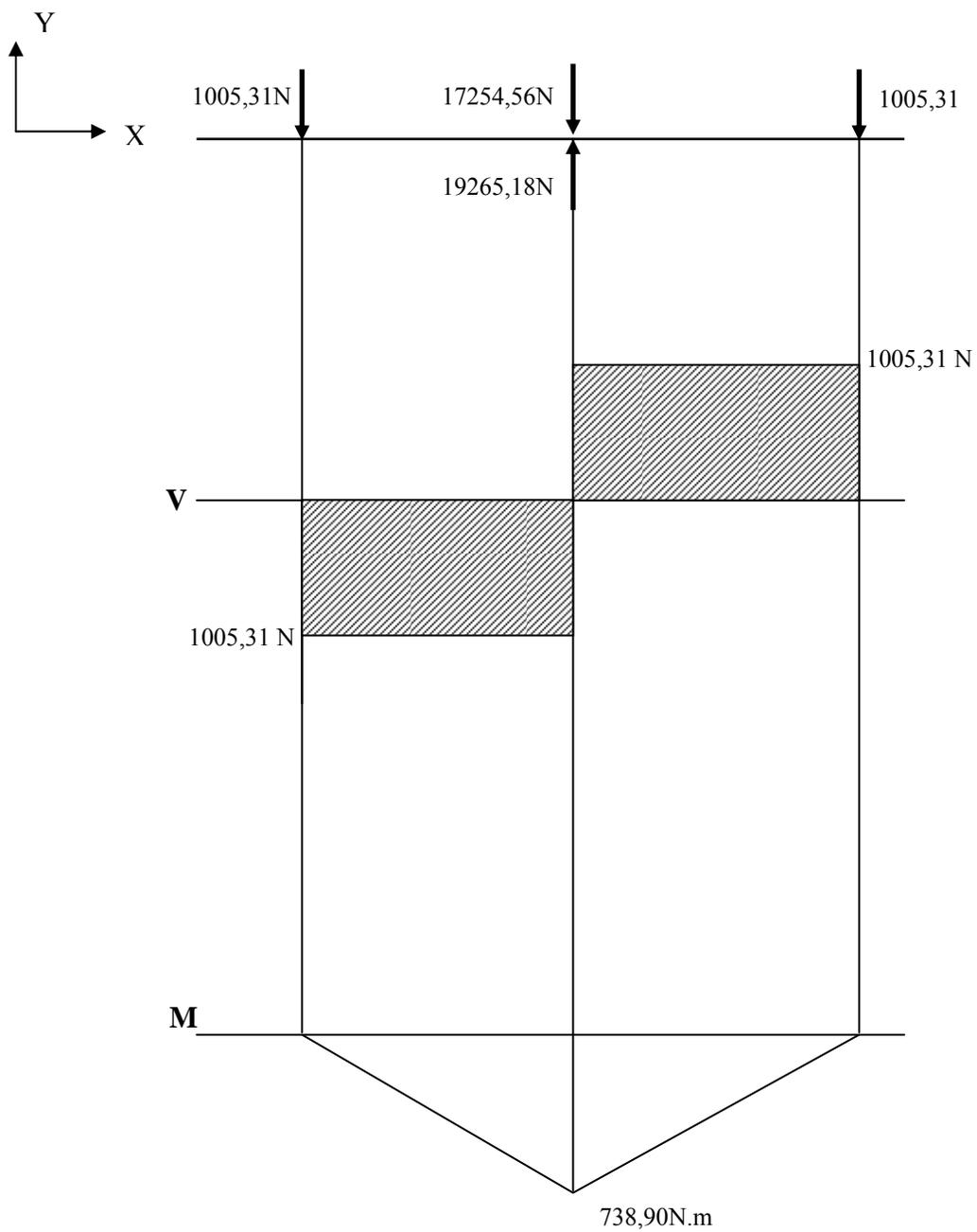


Figura 4.25. Diagrama de corte y momento del eje plano X-Y.

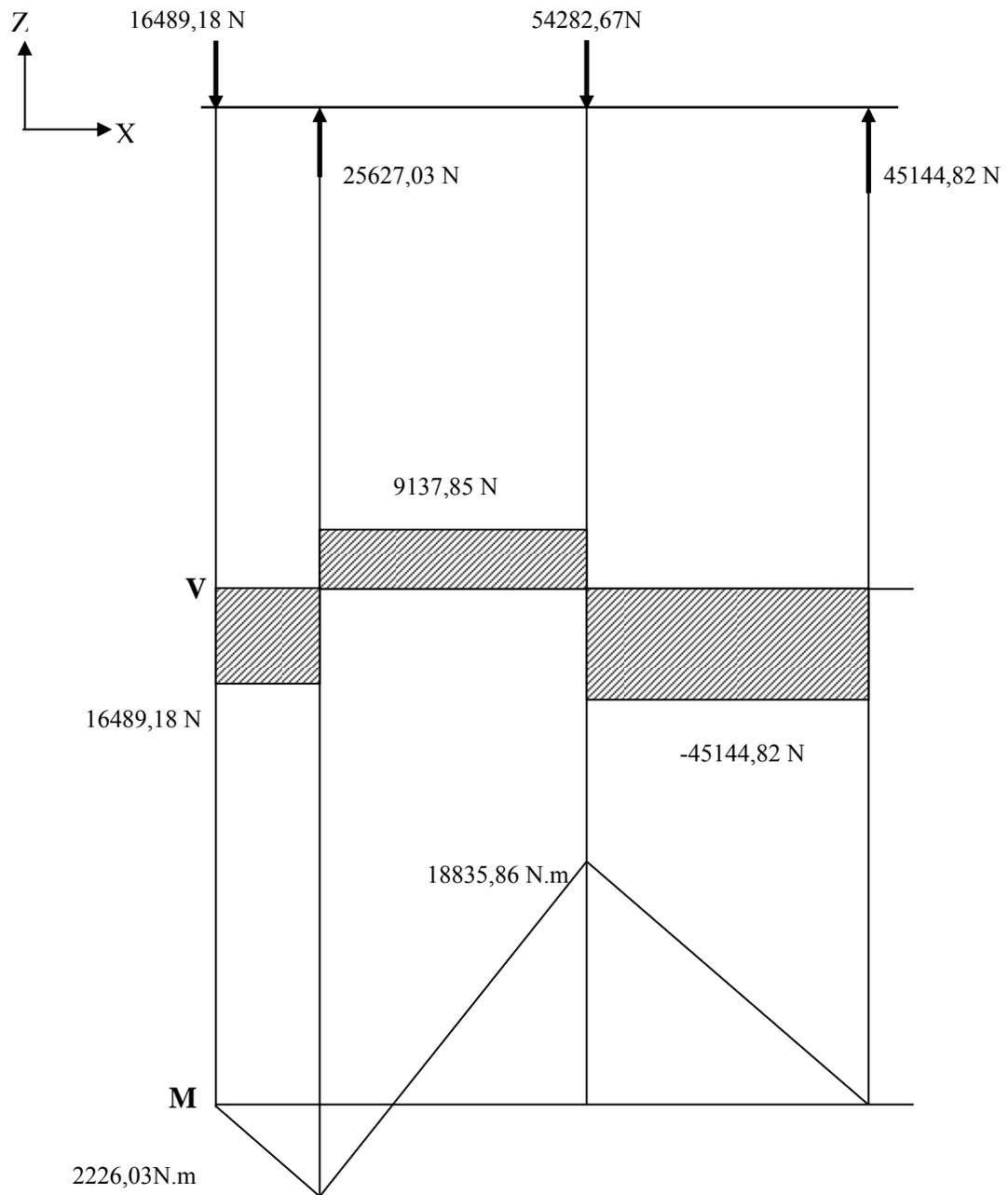
Plano X-Z

Figura 4.26. Diagrama de corte y momento del eje plano X-Z.

- **Diagramas de momento torsor**

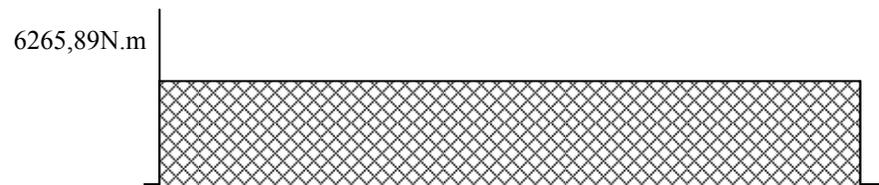


Figura 4.27. Diagrama momento torsor.

- **Diseño del eje por fatiga**

El diámetro propuesto para el diseño del eje, es el siguiente:



Figura 4.28. Diámetros del eje propuesto.

Como el eje está sometido a una flexión totalmente alternante con torsión uniforme la ecuación que se utilizará será la siguiente:

$$d = \left[\frac{32 \times Nf}{\pi} \sqrt{\left(\frac{kt \times Ma}{Se} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{Sy} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{EC.4.35}$$

Donde:

$N_f =$ Factor de seguridad.

$M_a =$ Momento alternante.

$T =$ Torque alternante.

$k_t =$ Factor de concentración de esfuerzos.

$S_e =$ Limite de resistencia teórica a la fatiga.

$S_y =$ Limite elastico a la tensión.

El eje se diseñara con un acero 1045 laminado en frío, cuyo límite elástico a la tensión es de 531 Mpa y se considerara un torque constante a lo largo del eje igual a 6265,89 N.m con un factor de seguridad de 3.

Punto A:

El punto A sólo se analizará a la derecha, ya que a la izquierda no existen fuerzas, torques ni momentos de flexión. El momento torsor en el punto A es igual a 6265,89 N.m, y el momento flector es cero. La corona se coloca con un anillo de retención a la izquierda y un borde redondeado a la derecha. Debido a que el torque es constante, no utilizaremos un factor de concentración de tensión en este cálculo, pero entonces el diámetro nominal en la ranura aumentara el resultado calculado alrededor de 6 %. El resultado debe ser conservador para las geometrías típicas correspondientes a ranuras.

$$d_1 = \left[\frac{32 \times 3}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{6265,89}{531 \times 10^6} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_1 = 0,0678m = 6,78cm$$

Al incrementar este diámetro en un 6 % se tiene:

$$d_1 = 0,719m = 7,19cm$$

Punto B:

El punto B es la ubicación de un cojinete con un chaflán que tiene bordes redondeados a la izquierda y bordes cortantes a la derecha. Se pretende que d_2 sea un poco más pequeño que d_3 en el asiento del cojinete para que permitir que este resbale con facilidad a lo largo del eje hasta que alcance su posición final.

A la izquierda de B el momento en flexión es igual a 2226,03 N.m, entonces sustituyendo en la EC. 4.35 y considerando un $kt=1,5$ para bordes redondeados se tiene que:

Para calcular el diámetro d_d es necesario conocer el valor de Se , el cual se calcula como se muestra a continuación:

$$Se = Ka \times Kb \times Kc \times Kd \times Se' \quad \text{EC. 4.36}$$

Factor de modificación de la condición superficial Ka :

$$Ka = a \times Sut^b \quad \text{EC. 4.37}$$

Donde a y b son coeficientes que se obtienen de la tabla 4.16 de acuerdo a su acabado superficial, y el Sut para un acero 1045 laminado en frío su resistencia máxima a la tensión es 627 Mpa, por lo tanto:

$$Ka = 4,51 \times 627^{-0,265} \rightarrow Ka = 0,81$$

Tabla 4.16. Acabado superficial.

Acabado superficial	Mpa		Kpsi	
	a	b	a	b
Rectificado	1,58	-0,085	1,34	-0,085
Maquinado o estirado en frío	4,51	-0,265	2,7	-0,265
Rolado en caliente	57,7	-0,718	14,4	-0,718
Forjado	272	-0,995	39,9	-0,995

Fuente: Shigley

- Factor de tamaño Kb:

Para calcular el factor de tamaño es necesario utilizar los valores recomendados según la tabla 4.17. Sabiendo que el diámetro del eje aproximado es 120 mm, entonces utilizaremos a continuación la siguiente ecuación:

$$Kb = 0,859 - 0,000837 \times d = 0,859 - 0,000837 \times 120 \rightarrow kb = 0,758 \quad \text{EC. 4.38}$$

Tabla 4.17. Selección de factor de tamaño.

$(d / 0,3)^{-0,107} = 0,879d^{-,107}$	$0,11 \leq d < 2$ pulg.
$0,859 - 0,02125d$	$2 < d \leq 10$ pulg.
$(d / 7,62)^{-0,107} = 1,24d^{-,107}$	$2,79 \leq d \leq 51$ mm
$0,859 - 0,000837d$	$51 < d \leq 254$ mm

Fuente: Shigley

- Factor de modificación de la carga K_c :

Con base a análisis de pruebas a la fatiga axiales y a flexión, se define un factor de carga de reducción de resistencia C_{carga} igual a de forma:

$$Flexion = C_{carga} = 1 \rightarrow K_c = 1 \quad \text{EC. 4.39}$$

- Factor de modificación de la temperatura K_d

Se han propuesto varias formulas aproximadas con el objeto de tomar en consideración la reducción en el limite de resistencia a la fatiga a temperaturas moderadamente altas. Se puede definir un factor de temperatura K_d a partir de la siguiente tabla.

Tabla 4.18 Selección de factor de temperatura.

Para $T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C}$ (840 $^\circ\text{F}$)	$C_{temp} = 1$
Para $450^\circ\text{C} < T \leq 550 \text{ }^\circ\text{C}$	$C_{temp} = 1 - 0,0058(T - 450)$
Para $840 \text{ }^\circ\text{F} < T \leq 1020^\circ \text{F}$	$C_{temp} = 1 - 0,0032(T - 840)$

Fuente: Norton

Por lo tanto el factor de de temperatura es:

$$K_d = 1.$$

Sustituyendo en la EC 4.36

$$Se = 0,81 \times 0,758 \times 1 \times 1 \times 316,008$$

$$Se = 199,653 \text{ Mpa}$$

$$Se' = 0,504 \times Sy$$

EC 4.40

$$Se' = 0,504 \times 627 \rightarrow Se' = 316,008 \text{ Mpa}$$

$$d_2 = \left[\frac{32 \times 3}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1,5 \times 2226,03}{199,653 \times 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{6265,89}{531 \times 10^6} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_2 = 0,747 \text{ m} = 7,47 \text{ cm}$$

Ahora en este punto es el asiento del cojinete con un chaflán a la derecha muy cortante donde se considera un $kt = 2,5$.

$$d_3 = \left[\frac{32 \times 3}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2,5 \times 2226,03}{199,653 \times 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{6265,89}{531 \times 10^6} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_3 = 0,0843 \text{ m} = 8,43 \text{ cm}$$

Punto C:

Se planea que el diámetro sea el mismo en toda su extensión desde la derecha del cojinete B hasta la izquierda del cojinete D. en este punto en encuentra el momento máximo en ambos planos y $kt=1$.

$$Mc = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

EC.4.41

$$Mc = \sqrt{18,835,86^2 + 738,90^2} = 18850,34 \text{ N.m}$$

$$d_4 = \left[\frac{32 \times 3}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1 \times 18850,34}{199,653 \times 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{6265,89}{531 \times 10^6} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_4 = 0,122m = 12,2cm$$

Punto D:

En este punto también se encuentra un cojinete y se encuentra sometido a un esfuerzo de corte puro por lo tanto se calcula como sigue:

$$\tau = \frac{4}{3} \times \frac{V}{A} \quad \text{EC 4.42}$$

Donde:

$$\tau = \frac{0,577 \times Sy}{3} = \frac{0,577 \times 531}{3} = 102,13Mpa$$

$$V_D = \sqrt{D_{xy}^2 + D_{xz}^2} = \sqrt{1005,31^2 + 45144,82^2} = 45156,01N \quad \text{EC. 4.43}$$

Entonces sustituyendo y despejando el área en la EC. 4.42

$$A = \frac{4 \times 45156,01}{3 \times 102,13 \times 10^6} = 5,89 \times 10^{-4} m^2$$

$$d_5 = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 5,89 \times 10^{-4}}{\pi}} = 0,0273m = 2,73cm$$

Tomaremos para este punto el mismo diámetro calculado en el punto B del otro cojinete, por lo tanto $d_5 = 0,0843m = 8,73cm$.

- **Resumen y selección de diámetros convenientes**

Tabla 4.19 Tabla de diámetros estandarizado.

Elemento	Número de diámetro	Diámetro mínimo (m)	Diámetro estandarizado (m)
Corona en B	d_1	0,0719	0,075
Hombro	d_2	0,0747	0,08
Cojinete N° 1	d_3	0,0873	0,09
Cilindro	d_4	0,122	0,127
Cojinete N° 2	d_5	0,0273	0,09

Fuente: Propia

4.4.7 Selección de materiales de los diferentes elementos que conforman la trituradora

a) Material del cilindro:

El par de cilindros de 21 cm. de radio donde se acopla el eje, están fabricados de acero al carbono 1045 con una resistencia máxima a la tensión de 627 Mpa. Para así poder soportar los esfuerzos cortantes producidos en el instante de la trituración.

b) Material de los ejes:

Los ejes están diseñados de acero 1045, el cual posee una resistencia a la tensión de 627 Mpa, estos son acoplados por medio de bujes al cilindro macizo; para

así poder brindar facilidad de reemplazo cuando este no cumpla con su función de transmitir la potencia.

c) Superficies dentadas:

Estas superficies son fabricadas de fundición de acero al manganeso 1340 debido a su mayor vida útil, representa una alternativa de mayor vida de servicio, además, ofrece robustez y resistencia al desgaste con buena soldabilidad. El acero al manganeso tiene la interesante propiedad que eleva su dureza con el uso. Por tanto, incrementa su resistencia al desgaste, siendo interesante destacar que el manganeso es un elemento de aleación relativamente barato. Este acero posee propiedades mecánicas altas y posee un límite máximo a la tensión de 862 Mpa.

d) Material de la carcasa

Construida de placa de acero 1035 laminado en frío y soldado totalmente relevado de esfuerzos, la convierten en una unidad virtualmente indestructible. La sólida carcasa esta diseñada con paredes de fácil apertura para una inspección rápida

4.4.8 Cálculo y selección de cojinetes

La selección de un cojinete de tamaño apropiado dependerá de la magnitud de las cargas estáticas y dinámicas aplicadas, y de la vida a la fatiga deseada; para nuestro diseño escogeremos cojinetes de rodillo ya que pueden soportar cargas dinámicas (impacto) superiores a los cojinetes de bolas y son menos costosos para tamaños y cargas mayores.

El cálculo de la vida útil es dependiente del rodamiento en particular, esto lo convierte en un cálculo iterativo en el cual se escoge un rodamiento y se comprueba

su vida útil, si el resultado es satisfactorio, la selección ha terminado, pero si la vida es menor o muy mayor de lo recomendado debe escogerse otro rodamiento y recalcular la vida.

La carga equivalente sobre el rodamiento se obtiene de fórmulas como la siguiente:

$$P = X \times V \times Fr_1 + Y \times Fa \quad \text{EC. 4.44}$$

Donde

Fr_1 = Carga radial que se aplica sobre el rodamiento

Fa = Carga axial que se aplica sobre el rodamiento

X = Factor de carga radial.

Y = Factor de carga de empuje

V = Factor de rotación.

Ya que la pista interna de rotación del cojinete gira $V = 1$. Si la pista externa gira este valor se incrementa 1,2.

Como no existen fuerzas axiales, el factor de carga de empuje es igual a 0 y el factor de carga radial X es igual a 1, ya que los rodamientos de rodillos cilíndricos no soportan estas cargas.

La fuerza radial se calculará en el rodamiento mas esforzado, el cual es el del apoyo N° 2, debido a que posee un mayor momento flector.

$$Fr_1 = \sqrt{45144,82^2 + 1005,31^2} \rightarrow Fr = 45156,01N \rightarrow 10160,10lb \quad \text{EC. 4.45}$$

Entonces:

$$P = Fr1 = 45156,01N$$

Para nuestro diseño se seleccionó un rodamiento de rodillos de rotula modelo 22220K de la casa SKF, cuya designación de soporte es SNL 520-617, el cual puede soportar una carga máxima admisible es de 260 kN (58500 lb), además posee un diámetro de agujero de 90 mm. Ver anexo D

Se desarrollaran dos fórmulas para la vida útil del rodamiento, la cuales son:
Vida Nominal [L_{10}]; Vida Nominal Ajustada [L_{na}].

Para la vida nominal tenemos:

$$L_{10} = \left(\frac{C_d}{P} \right)^p \quad \text{EC. 4.46}$$

Donde:

L_{10} = Es la vida estimada en millones de revoluciones

C_d = Es la capacidad de carga dinámica

P = Es la carga equivalente sobre el rodamiento, se calcula en función de las cargas radiales y axiales que afectan al rodamiento su fórmula depende del tipo de rodamiento a utilizar.

p = Es 10/3 para los rodamientos de rodillos.

Luego sustituyendo:

$$L_{10} = \left(\frac{45156,01}{10160,10} \right)^{\frac{10}{3}} \rightarrow L_{10} = 1,44E2 \text{ millones de revoluciones.}$$

La vida nominal puede expresarse en otras unidades mas adecuadas al problema que se analiza, de esta forma se tiene:

$$L_{10h} = \frac{(1000000)}{60n} L_{10} \quad \text{EC. 4.47}$$

Donde:

L_{10h} = Es la vida estimada en horas de funcionamiento.

l_{10} =vida nominal para diferentes clases de máquina.

n = Es la velocidad del eje en rpm.

Para máquinas de 8 horas de trabajo diario, existe un factor de servicio en un rango de 20000 a 30000 horas. A continuación se tiene:

$$L_{10h} = \frac{(1000000)}{60 \times 40} 30000 \rightarrow L_{10} = 12,5E6 \text{ horas de servicio.}$$

4.4.9 Selección del buje

Para la selección del buje se tomó en cuenta el diámetro del eje 12,7 cm (5 pulg.), y con el catalogo de bujes de *Martín Sprocket* que se encuentra en el anexo E, se seleccionó el modelo M-STL, el cual acepta ejes que están en el rango de $2^{1/2}$ - $5^{1/8}$ pulgadas.



Figura 4.29. Buje de acople entre eje y rotor. (Fuente Martin Sproket).

4.4.10 Cálculo del chavetero

El manual de *Martin Sprocket* (ver anexo E) sugiere una chaveta para diámetros entre $4^{1/2}$ y $5^{1/2}$ de dimensiones a y b de $1^{1/4} \times 5/8$ pulg de acero UNSG10200 estirado en frío, cuya resistencia a la fluencia es de 65 kpsi y un S_e de 30,5 kpsi. Para el cálculo del factor de seguridad de la chaveta se supondrá una longitud de la cuña de 1 pulg.

Sabiendo que el momento torsor es igual a 6265,89 N.m la fuerza que produce un esfuerzo cortante sobre la chaveta se calcula:

$$Mt_{Ch} = Ft_{Ch} \times r \quad \text{EC 4.48}$$

$$6265,89 = Ft_{Ch} \times 0,06635 \rightarrow Ft_{Ch} = 98675,43N = 22201,97lbf$$

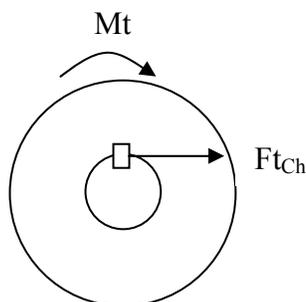


Figura 4.30 Esfuerzo cortante en la chaveta.

Calculando los componentes de esfuerzos, a partir de:

$$S_{sy} = 0,577 \times S_y = 0,577 \times 65 \rightarrow S_{sy} = 37,5 \text{ kpsi} = 258,62 \text{ MPa.} \quad \text{EC. 4.49}$$

Entonces la falla por cortante a lo largo del área ab (Figura 4.31) creará un esfuerzo de corte de $\frac{Ft_{ch}}{t \times l}$ y sustituyendo τ por la resistencia dividida entre el factor de seguridad se tiene:

$$\frac{S_{sy}}{N_{ch}} = \frac{Ft_{ch}}{t \times l} \quad \text{EC.4.50}$$

$$\frac{37,5 \times 10^3}{3} = \frac{22201,97}{1,25 \times l}$$

$$l = 1,42 \text{ pulg.} = 3,6 \text{ cm}$$

Por lo tanto la chaveta tendrá un tamaño de $3,17 \times 1,58 \times 3,6 \text{ cm}$ como se muestra en la siguiente figura

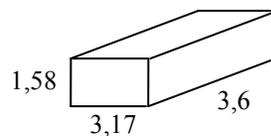


Figura 4.31 Dimensiones de la chaveta.

4.4.11 Cálculo de tornillos

- **Tornillos en la superficies dentadas**

La unión tiene una dimensión de 2 in de espesor donde tiene una carga aplicada fluctuante entre $P=0$ y $P=2250lb$ (10000 N).

El perno a utilizar es de roscas roladas. Las dos partes unidas son de acero y se le aplicara una precarga del 90% para conexiones permanentes. Se escogerá un perno de acero SAE 5.2 para una longitud de sujeción de 2 in y diámetro de 1 in, suponiendo una longitud del mismo de $2^{1/4}$ para permitir que sobresalga lo suficiente para la tuerca. En el anexo F.1 se muestra la resistencia de este perno es 85 kpsi y del anexo F.2 el área de esfuerzo a tensión; que es $0,05243 \text{ in}^2$.

Calculo de la precarga:

$$F_i = 0.90 \times A_t \times S_p \quad \text{EC.4.51}$$

$$F_i = 0.90 \times 0,05243 \times 85000 = 4010lb = 17837,37N$$

Donde las longitudes de la de rosca l_{rosca} y del vástago l_s del perno, se muestra:

$$l_{rosca} = 2d + 0,25 \quad \text{EC.4.52}$$

$$l_{rosca} = 2(0,05243) + 0,25 = 0,875in = 0,0222m$$

$$l_s = l - l_{rosca} \quad \text{EC.4.53}$$

$$l_s = 2,25 - 0,875 = 1,375in = 0,035m$$

A partir de los cuales podremos determinar la longitud de la rosca l_t , que esta en la zona de sujeción:

$$l_t = l - l_s \quad \text{EC.4.54}$$

$$l_t = 2 - 1,375 = 0,625 \text{ in} = 0,015 \text{ m}$$

Determinando la rigidez del perno a partir:

$$\frac{1}{k_{bp}} = \frac{l_t}{A_t \times E} + \frac{l_s}{A_b \times E} \quad \text{EC.4.55}$$

$$\frac{1}{k_{bp}} = \frac{0,625}{0,05243 \times 30E6} + \frac{1,374 \times 4}{\pi \times 0,3125^2 \times 30E6}$$

$$k_{bp} = 1,005E6 \text{ lb/in} = 1,97E8 \text{ N/m}$$

$$k_{mp} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \times \frac{E_m}{l} \quad \text{EC.4.56}$$

$$k_{mp} = \frac{\pi(1^2 - 0,312^2)}{4} \times \frac{30E6}{2} = 1,06E7 \text{ lb/in.} = 1,85E9 \text{ N/m}$$

El factor de rigidez de la unión:

$$C_p = \frac{k_{bp}}{k_{mp} + k_{bp}} \quad \text{EC.4.57}$$

$$C_p = \frac{1,005E6}{1,06E7 + 1,005E6} = 0,0866$$

Las porciones de la carga aplicada P que ven el perno y el material pueden determinarse a partir:

$$Pb = CP = 0,0866 \times 375 = 32,47lb = 144,43N \quad \text{EC.4.58}$$

$$Pm = (1 - C) \times P = (1 - 0,0866) \times 375 = 342,52lb = 1523,60N \quad \text{EC.4.59}$$

Las cargas resultantes tanto en el perno como en el material una vez aplicada la carga P.

$$Fb = Fi + Pb = 4010 + 33 = 4043lb = 17984,15N \quad \text{EC.4.60}$$

$$Fm = Fi - Pm = 4010 - 342,52 = 3668lb = 16316,07N \quad \text{EC.4.61}$$

Dado que estas cargas están fluctuando, es necesario que calculemos los componentes medios y alternantes de la fuerza sufrida por el perno.

$$F_{alt} = \frac{Fb - Fi}{2} = \frac{4043 - 4010}{2} = 16,5lb = 73,4N \quad \text{EC.4.62}$$

$$F_{medio} = \frac{Fb + Fi}{2} = \frac{4043 + 4010}{2} = 4026,5lb = 17910,76N \quad \text{EC.4.63}$$

Los esfuerzos medio y alternante del perno son:

$$\sigma_{alt} = kf \frac{F_{alt}}{At} = 3 \times \frac{16,5}{0,05243} = 944psi = 6,5MPa \quad \text{EC.4.64}$$

$$\sigma_{medio} = kfm \frac{F_{medio}}{At} = 0,99 \times \frac{4026}{0,05243} = 76020psi = 542,14MPa \quad \text{EC.4.65}$$

El factor de concentración de esfuerzos a la fatiga k_f para roscas roladas se toma de la tabla 4.16 En este caso el factor de concentración de esfuerzos medio $k_{fm}=0,99$.

El esfuerzo de la precarga inicial se muestra a continuación:

$$\sigma_i = k_{fm} \frac{F_i}{A_t} = 0,99 \frac{4010}{0,05243} = 75735 \text{ psi} = 522,17 \text{ MPa} \quad \text{EC.4.66}$$

Debe determinarse un límite de resistencia para este material. Aplicando el método de la fatiga.

$$S_e' = 0,5 S_{ut} = 0,5(120000) = 60000 \text{ psi} = 413,68 \text{ MPa}$$

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times S_e'$$

$$S_e = 0,70 \times 1 \times 0,76 \times 1 \times 0,81 \times 60000 = 25855 \text{ psi} = 178,26 \text{ MPa}$$

Para determinar el factor de seguridad a partir de la línea de Goodman

$$N_f1 = S_e \frac{(S_{ut} - \sigma_i)}{S_e(\sigma_m - \sigma_i) + S_{ut} \times \sigma_{alt}} \quad \text{EC.4.67}$$

$$N_f1 = \frac{25855(120000 - 75735)}{25855(76020 - 75735) + 120000 \times 944} = 9,5$$

El esfuerzo estático máximo y el factor de seguridad contra la fluencia:

$$\sigma_b = \frac{Fb}{At} = \frac{4043}{0,05243} = 77112,3 \text{ psi} = 531,67 \text{ MPa} \quad \text{EC.4.68}$$

El factor de seguridad a la fluencia será por lo tanto

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_b} = \frac{92000}{77112,3} = 1,19 \quad \text{EC.4.69}$$

La carga que se necesita para separar la unión y el factor de seguridad contra separación de la unión se determinan a partir de la ecuación:

$$N_{sep} = \frac{F_i}{P(1-C)} = \frac{4010}{375(1-0,0879)} = 11,72 \quad \text{EC.4.70}$$

- **Calculo de los tornillos en el buje**

La magnitud de la fuerza debido al momento torsor en cada tornillo es:

$$Mt = 5779,55 \text{ N.m} = 51196,70 \text{ lb.in}$$

$$F_M = \frac{Mt}{r} = \frac{51196,70}{3 \times 2,52} = 6772,05 \text{ lb} = 30123,57 \text{ N} \quad \text{EC.4.71}$$

Cantidad de fuerza directa P sobre cada tornillo

$$F_P = \frac{P}{n} = \frac{20271,15}{3} = 6757,05 \text{ lb} = 30056,84 \text{ N} \quad \text{EC. 4.72}$$

De acuerdo con la suma vectorial la fuerza resultante.

$$F_B = F_p + F_M = 6772,05 + 6757,5205 = 13529,1lb = 60184,41N \quad \text{EC. 4.73}$$

Suponiendo un diámetro de prueba de 0,375 in (0,95cm) y calculando el esfuerzo cortante directo se tiene:

$$\tau_{tor} = \frac{F_B}{A_B} = \frac{13529,1}{\pi(0,375)^2} = 30623,61psi = 211,20MPa \quad \text{EC.4.74}$$

El límite de fluencia elástico al cortante del acero de aleación 40-48 HRC es 117kpsi (806,90 MPa).

$$N_s = \frac{S_{ys}}{\tau_{tor}} = \frac{117000}{30623,61} = 3,8 \quad \text{EC.4.75}$$

El factor de seguridad de los tornillos en el buje se considera aceptable.

- **Calculo de los tornillos en la carcasa**

Ambas piezas sujetadas son de acero y se le aplicara una precarga del 75% para conexiones reutilizables. Se escogerá un perno de acero SAE 1, para una longitud de sujeción de 1 in, suponiendo una longitud del perno de $1^{1/4}$ in, para permitir que sobresalga lo suficiente para la tuerca. La resistencia de prueba de este perno es de 33 kpsi y el área de esfuerzo a tensión es de $0,0026 \text{ in}^2$.

La fuerza aplicada en cada tornillo es de:

$$F_p = \frac{150lb}{8} = 18,75lb = 83,40N$$

La precarga será entonces de:

$$F_i = 0.75 \times 0,0026 \times 33000 = 64,35lb = 286,24N$$

Donde las longitudes de la de rosca l_s y del vástago del perno, se muestra:

$$l_{rosca} = 2d + 0,25$$

$$l_{rosca} = 2(0,0730) + 0,25 = 0,396in = 0,01m$$

$$l_s = l - l_{rosca}$$

$$l_s = 1,25 - 0,396 = 0,854in = 0,022m$$

A partir de los cuales podremos determinar la longitud de la rosca l_t , que esta en la zona de sujeción:

$$l_t = l - l_s$$

$$l_t = 1 - 0,854 = 0,146in = 3,70 \times 10^{-3}m$$

Determinando la rigidez del perno a partir de las ecuaciones:

$$\frac{1}{kbp} = \frac{l_t}{A_t \times E} + \frac{l_s}{A_b \times E}$$

$$\frac{1}{kbp} = \frac{0,146}{0,0026 \times 30E6} + \frac{0,854 \times 4}{\pi \times 0,0730^2 \times 30E6}$$

$$kbp = 1,153E5lb/in = 2,02E7N/m$$

$$kmp = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \times \frac{Em}{l}$$

$$k_{mp} = \frac{\pi(0,5^2 - 0,0730^2)}{4} \times \frac{30E6}{1} = 5,76E6 lb/in. = 1,01E9 N/m$$

El factor de rigidez de la unión es:

$$C_p = \frac{k_{bp}}{k_{mp} + k_{bp}} = 0,0196$$

Las porciones de la carga aplicada P que ven el perno y el material pueden determinarse a partir:

$$P_b = C_p P = 0,0196 \times 18,75 = 0,368 lb = 1,64 N$$

$$P_m = (1 - C) \times P = (1 - 0,0196) \times 18,75 = 18,38 lb = 83,40 N$$

Las cargas resultantes tanto en el perno como en el material una vez aplicada la carga P.

$$F_b = F_i + P_b = 64,35 + 0,368 = 64,718 lb = 287880 N$$

$$F_m = F_i - P_m = 64,35 - 18,38 = 45,97 lb = 204,48 N$$

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} = \frac{64,718}{0,0026} = 24891 psi = 171,66 Mpa$$

Factor de seguridad a la fluencia será por lo tanto.

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_b} = \frac{36000}{24891} = 1,45 \quad \text{EC.4.77}$$

La carga requerida para separar la unión y el factor de seguridad a la separación de la unión a partir de las ecuaciones:

$$P_o = \frac{F_i}{(1-C)} = \frac{64,718}{(1-0,01725)} = 65,85lb = 292,91N \quad \text{EC. 4.78}$$

$$N_{sep} = \frac{P_o}{P} = \frac{65,85}{18,75} = 3,51 \quad \text{EC.4.79}$$

El resultado del factor de seguridad contra la separación es aceptable.

4.4.12 Selección de la viga para la base de la trituradora

Para el soporte de los cojinetes se seleccionaron 2 vigas tipo IPE de 330 x 160 mm, con una longitud requerida de de 1,5 m de longitud (ver anexo G), las cuales estarán sometidas a fuerzas de compresión y corte; producidas por los torques que se generan en los rodillos al girar y la fuerza de compresión que se forma al triturar el sulfato de aluminio. Estas vigas se colocarán en el suelo, empotradas para darle estabilidad al conjunto, ya que estas garantizan cumplir su función sin presentar riesgo de falla.

4.5 Características de la máquina trituradora

Las especificaciones técnicas de la trituradora de rodillos se pueden detallar en la tabla que se muestran a continuación:

Tabla 4.20. Datos técnicos de la máquina trituradora

MODELO	TRITURADORA DE RODILLO
MATERIAL	SULFATO DE ALUMNIO
DISTANCIA ENTRE EJES	1810 mm
LONGITUD LATERAL	1385 mm
VELOCIDAD DE LOS RODILLOS	40 Rpm
DIMENSIONES	1810x13850x1162 mm
PESO	5000 Kg
CAPACIDAD	40- 60 t/h
POTENCIA	35 hp
TAMAÑO DE ENTRADA	1000x50x300 mm ³
TAMAÑO DE SALIDA	60x40x50 mm ³

4.6 Estudio de la factibilidad económica

La evaluación del proyecto por medio de métodos matemáticos-financieros es una herramienta de gran utilidad para la toma de decisiones por parte de los administradores financieros, ya que un análisis que se anticipe en el futuro puede evitar posibles desviaciones y problemas a largo plazo. Las técnicas de evaluación económica son herramientas de uso general.

- **Inversión Inicial**

La inversión inicial es igual a la suma del capital fijo y el capital de trabajo, donde el capital fijo es la suma de los activos fijos tangibles y los intangibles, y se considerará 5 años para el estudio de factibilidad económica.

$$I.I = CF_t + CF_i + Ct$$

EC 4.80

Tabla 4.21. Lista de precios de activos fijos tangibles (IVA incluido).

Descripción	Precio (Bs.F)
4 rodamientos de rodillos de rotula modelo 22220K (SKF)	7800
4 bujes QD de 5 pulg. (Martín Sprocket)	6000
2 cilindros macizos de acero 4140 de 140 mm x 2 m 8 (Ferrum)	7962,45
2 cilindros macizos acero 1045 de 430 mm x 1,30 m (Ferrum)	51796,80
6 superficies dentadas de acero al manganeso 1340 fundidas	17000
4 Láminas de acero 5mmx2400mmx1200mm (H.Welle)	1303,64
4 m de vigas IPE de 330x160 mm (Ferrum)	940
2 Motoreductores de 35 Hp (Mounting browning)	80.500
2 piñones de 19 dientes (Mounting browning)	370

2 Coronas de 42 dientes (Mounting browning)	805
11 m de cadenas numero 180 de paso de 2 ^{1/4}	1560
48 tornillos SAE 5.2	185
Elaboración del proyecto (mecanizado de piezas, mano de obra, instalación y suministros de materiales)	30.300
Total Capital fijo tangible	147940,47

Los activos fijos intangibles corresponden a los estudios de ingeniería y los imprevistos que pueden suceder en el desarrollo del proyecto, los cuales se pueden estimar en un 10% del costo físico de activos tangibles y los estudios de ingeniería con un total de 6000 Bs.F.

Tabla 4.22. Activos fijos intangibles.

Descripción	Precios Bs.F
Estudios de Ingeniería	6000
Imprevistos	14.794
Total CFi	20794

Para obtener el capital de trabajo se tomara en cuenta el 10% de los elementos y equipos que conforman la trituradora. Como rodamientos, cadenas, motoreductores, bujes.

$$CT = 0,05(1260 + 425,60 + 80500 + 1560)$$

$$CT = 83745,6Bs.F$$

Luego sustituyendo en la EC 5.1

$$I.I = 252480,07 \text{ Bs.F}$$

- **Costos Operacionales:**

- Consumo Eléctrico

Como los dos motoredutores consumen 52,2 Kw, entonces el consumo diario se calcula como sigue:

$$Pot_i = Potencia \times \frac{horas}{dias} \rightarrow = 52,2Kw \times \frac{24horas}{1dia}$$

$$Consumo \text{ diario} = 1252,8Kw - h / dias$$

$$Consumo \text{ mensual} = consumo \text{ diario} \times \frac{dias \text{ trabajo}}{mes}$$

$$Consumo \text{ mensual} = 1252,8Kw \times \frac{20dias \text{ trabajo}}{1 \text{ mes}}$$

$$Consumo \text{ mensual} = 25056Kw - mensual$$

$$Consumo \text{ de electricidad} = Consumo \text{ mensual tarifa} \times tarifa$$

$$Consumo \text{ mensual tarifa} = 25056Kw - mensual \times 0,02681Bs.F/Kw - h$$

$$Consumo \text{ mensual tarifa} = 671,75Bs.F / mes$$

$$Consumo \text{ anual tarifa} = 8061Bs.F / año$$

-Mantenimiento:

El costo por mantenimiento de la máquina trituradora se estima en 1% de la inversión del costo físico, es decir, 1 % del capital fijo tangible, el cual es 1479,4 BsF/año; entonces:

$$\sum COP = 80616 + 1479,4 = 9540,4 \text{Bs.F / años}$$

- **Estimación de los flujos monetarios netos.**

Los flujos monetarios netos se obtienen con la sumatoria algebraica de los flujos monetarios del proyecto al final de cada año, entre ellos se encuentran: el capital fijo, el capital de trabajo y los costos operacionales.

Para cada año, el flujo monetario neto es:

$$Fmt = IB - \sum COP - CFt - CFi \mp CT + VRn \quad \text{EC. 4.81}$$

Para el año cero (2.008) el único flujo monetario neto esta representado por la inversión inicial, y se obtiene:

$$Fmt_{2,008} = 0 - 0 - 147940,47 - 20794 - 83745,6 + 0 \quad Fmt_{2,008} = -252480,07 \text{BsF}$$

Los costos operacionales se ven reflejados a partir del año 1 (2009), así como los ingresos brutos obtenidos por la implementación del proyecto, por lo tanto cada año habrá un costo operacional de 9540,4 Bs.F/año y unos ingresos brutos de 217335 Bs.F/año. En la siguiente figura se muestran los flujos monetarios en la escala del tiempo en donde el capital de trabajo es recuperado al final del proyecto.

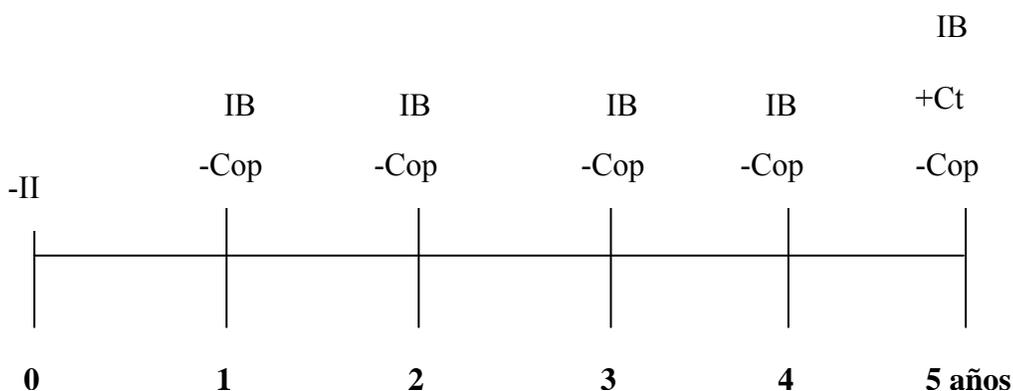


Figura N° 4.32. Escala de tiempo de los flujos monetarios.

- **Rentabilidad del proyecto (Valor actual).**

El valor actual representa el beneficio o pérdida equivalente en el año cero de la escala de tiempo y calcula actualizando todos los flujos monetarios netos del proyecto. Si el valor actual resulta negativo el proyecto es no rentable, mientras que si resulta positivo el proyecto es rentable.

Entonces:

$$VA = \sum_{t=0}^n Fmt \times (P/S_{i,n}) \quad \text{EC. 4.82}$$

Donde:

VA : Valor actual.

$P/S_{i,n}$: Factor de actualización (0,49718). (De Alvarado, 2.007)

i : Taza mínima de rendimiento (15%).

Si durante la escala de tiempo los flujos netos son constantes se considera como una R , para simplificar los cálculos puede calcularse como $P/R_{i,n} = 3,3521$, por lo tanto el valor actual es:

$$VA = -252480,07 - 9540,4 \times (3,3521) + 434670 \times (3,3521) + 83745,6 \times (0,49718)$$

$$VA = 1214234,84 \text{Bs.F}$$

Debido a que el valor actual es positivo, se concluye que el proyecto es rentable ya que los ingresos del proyecto son superiores a los costos, por lo tanto recuperan totalmente la inversión y producen un excedente de 485704,84 Bs.F en el punto 0 de la escala de tiempo.

- **Tiempo de recuperación de la inversión**

El tiempo de recuperación de la inversión es el que se requiere para que los flujos monetarios netos recuperen la inversión inicial, es decir cuando el valor actual es igual 0.

Entonces se tiene que:

$$0 = -252480,07 - 9540,4 \times (P/R_{i,n}) + 434670 \times (P/R_{i,n}) + 83745,6 \times (P/S_{i,n})$$

Sustituyendo $P/R_{i,n}$ y $P/S_{i,n}$:

$$0 = -252480,07 - 9540,4 \times \left(\frac{i \times (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right) + 434670 \times \left(\frac{i \times (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right) + 83745,6 \times (i+1)^{-n}$$

Utilizando la misma tasa de rendimiento y despejando se obtiene finalmente que el número de años para recuperar la inversión inicial es igual a:

$n = 0,45$ años = 5,4 meses = 108 días

CAPITULO V

CONCLUSIONES

- Mediante el estudio de la situación actual se identificaron los problemas existentes durante el proceso de trituración del sulfato de aluminio, a través de las informaciones suministradas por los operarios, el personal calificado de la empresa y observaciones propias.
- Utilizando la metodología de ponderación y criterio de soluciones se seleccionó la trituradora de rodillo doble (alternativa de solución N° 2), ya que cumple con los objetivos propuestos para la resolución del problema planteado.
- Para el diseño de la máquina trituradora de rodillo se determinó la fuerza necesaria para producir la fractura del sulfato de aluminio, a través de ensayos de compresión; A partir de esta fuerza se calcularon y seleccionaron las diferentes partes que conforman este dispositivo, cuyas especificaciones técnicas se presentan en la tabla 4.20.
- A través del estudio de la factibilidad económica se determinó que el proyecto de investigación es rentable y su inversión se recuperará en 108 días de trabajo.

RECOMENDACIONES

- Una vez instalados los elementos mecánicos, realizar planes de inspección para garantizar que los rodillos trituradores estén perfectamente alineados, según la configuración planteada en el diseño.
- Realizar un plan de mantenimiento preventivo para garantizar que el dispositivo funcione correctamente, además de colocar ayudas visuales que indiquen las acciones que se han de tomar en caso de observar algunas fallas en el equipo o una parada de emergencia.
- Realizar charlas de inducción a los operadores con respecto a la actualización del nuevo equipo de trituración, la puesta a punto de la maquina y nuevo mantenimiento a aplicar para este dispositivo.
- Respetar las condiciones de uso suministradas por los fabricantes de los elementos propuestos, así como su mantenimiento y almacenaje para el caso de las cadenas.
- Con la implementación de la nueva trituradora disminuirá el gasto físico en los operarios, al no tener que golpear el material atascado en la rejilla, esto gracias a las consideraciones realizadas en lo que respecta a la distribución de dientes que se hizo en el diseño; con lo cual se obtendrán trozos de dimensiones menores 65 x 50 mm.

- Colocar cepillos de alambre en las paredes del bastidor para limpiar constantemente el sulfato de aluminio que se queda aglomerado en los rodillos.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

-Alcalá E, Flores A. y Alfonso A. *Manual de entrenamiento en concentración de minerales*. En: <http://www.sergeomin.gov.bo/Documentos/Escuela/Manualdeconcentraciendeminerales>.

-Andrew L. Mular, Doug N. Halbe, Derek J. Barratt. (2002). *Mineral Processing Plant Design, Practice, and Control*. Published by Society for Mining, Metallurgy, and Exploration, Inc.

-Blanc E. *Tecnología de los aparatos de fragmentación y clasificación dimensional- Colección rocas y minerales*. Madrid

-Browning. Catalogo de motoredutores, piñones y coronas.

-Ferrum. Catalogo de productos siderúrgicos.

Giunini L, Ettegui C, González I, Guerra V (2007). *Evaluación de proyectos de inversión*.

-McCabe. W (1994). *Operaciones unitarias en Ingeniería Química*. Ed. McGraw-Hill.

-Montero F y Boada A (1986). *Selección y mantenimiento de cadenas*.

-Norton, R. (1.999). *Diseño de máquinas*. México: Pearson Prentice Hall.

-Martin Sproket. Catalogo de bujes.

-Pensilvania Crusher. Handbook of crusher.

-Rossi M (1971). *Máquinas-herramientas modernas*. Ed Científico-medica (7ta ed)

-Shigley, J. y Mischke, C. (2002). *Diseño en ingeniería mecánica* (6^{ta} ed.). México: Mc Graw Hill.

-SKF. Catalogo de rodamientos.

-Quezada J. *Fundamentos de la conminución*. Disponible en http://www.unap.cl/metadot/index.pl?id=16722&isa=Item&field_name=item_attachment_file&op=download_file.

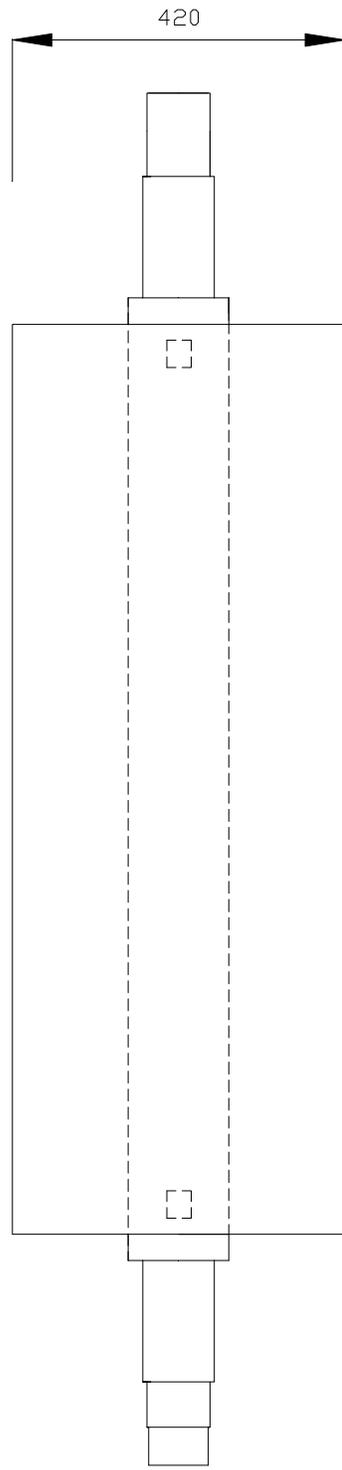
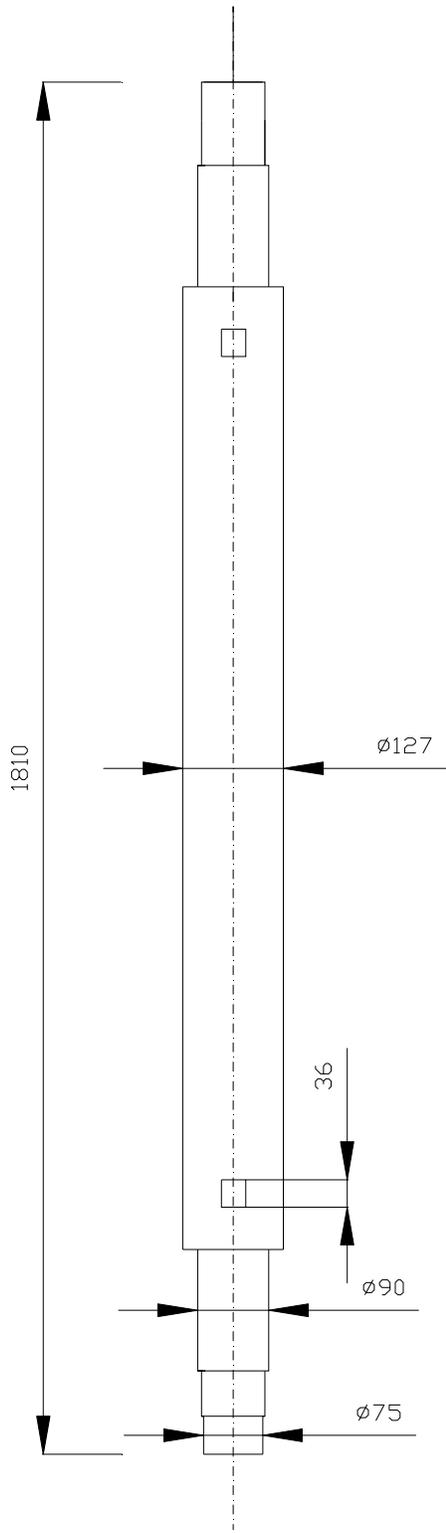
-Taggart. *Manual de preparación de minerales*.

-Universidad de Buenos Aires. *Apuntes de trituración*. Disponible en: <http://materias.fi.uba.ar/7202/MaterialAlumnos/ApuntesTrituracion.pdf>

-Waganoff. *Trituración, molienda y separación de minerales*. Editorial Alsina.

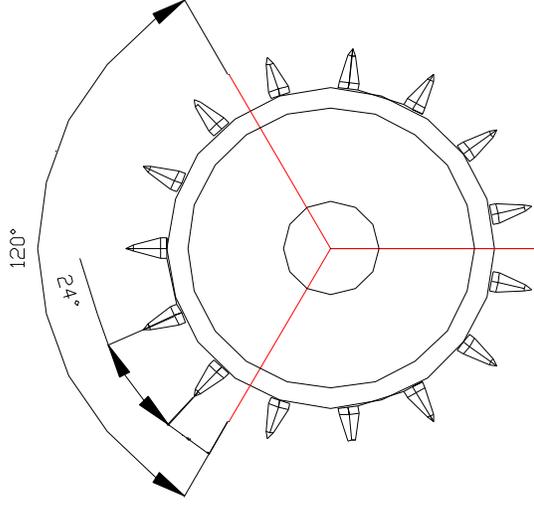
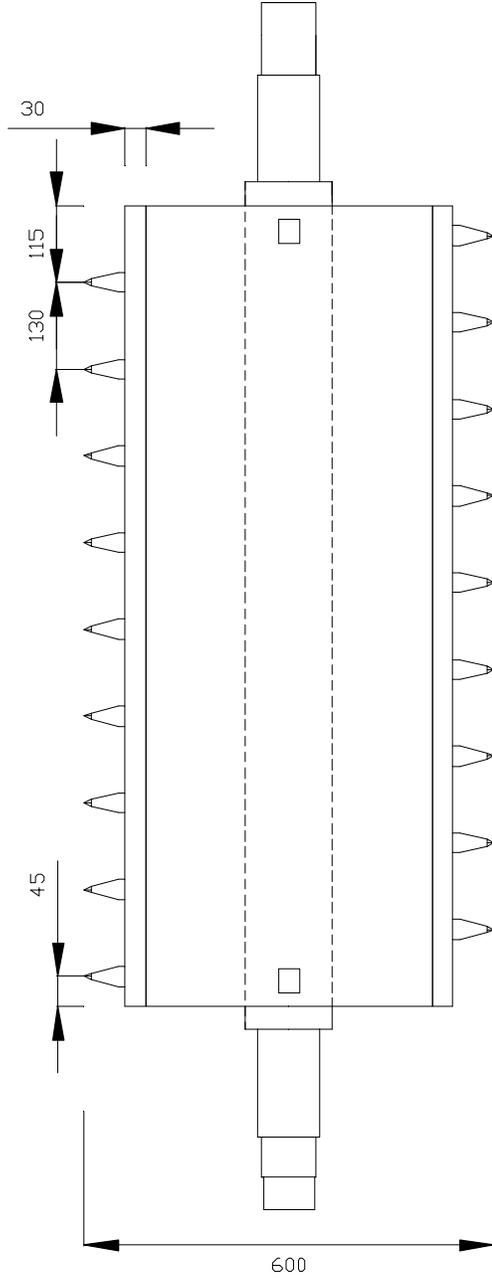
ANEXOS

PLANOS DE LA MAQUINA



DIMENSIONES EN MILIMETROS

Designación: EJE Y CILINDRO DE LA TRITURADORA,		Escala	Lámina
Dibujado por: Galarraga Yohan C.I. 14.962.695 González Henry C.I. 15.225.369		1:10	1/5
UNIVERSIDAD DE CARABOBO FACULTAD DE INGENIERIA			



DIMENSIONES EN MILIMETROS

Designación:

RODILLO TRITURADOR

Dibujado por:

Galarraaga Yohan C.I. 14.962.695

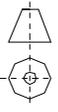
González Henry C.I. 15.225.369

Escaleta

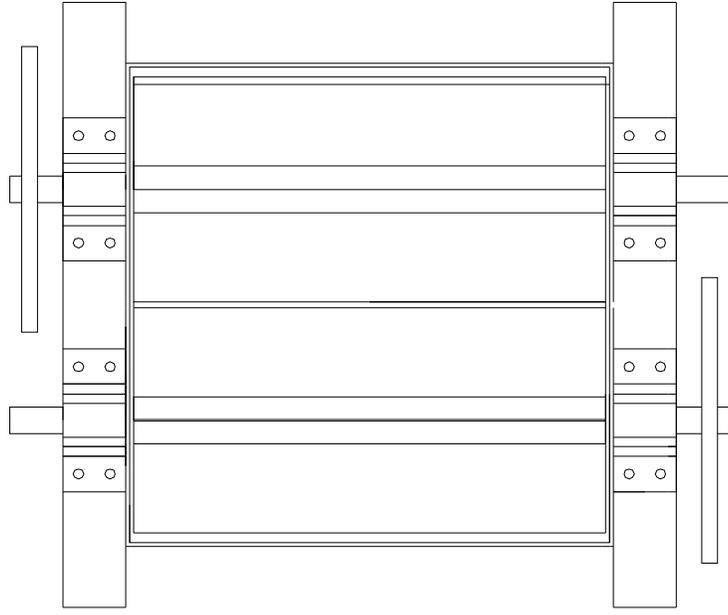
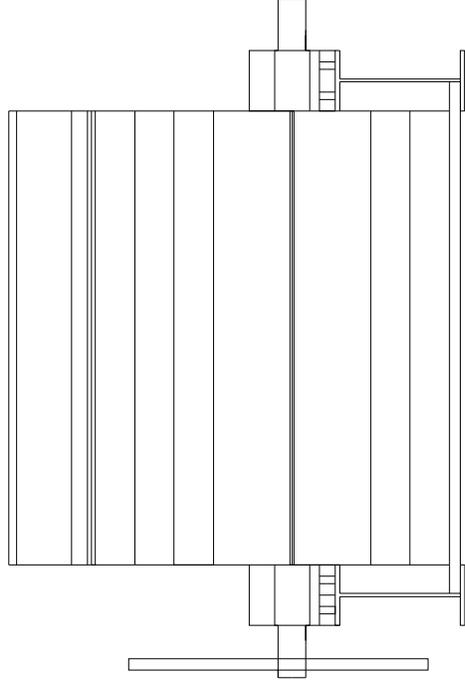
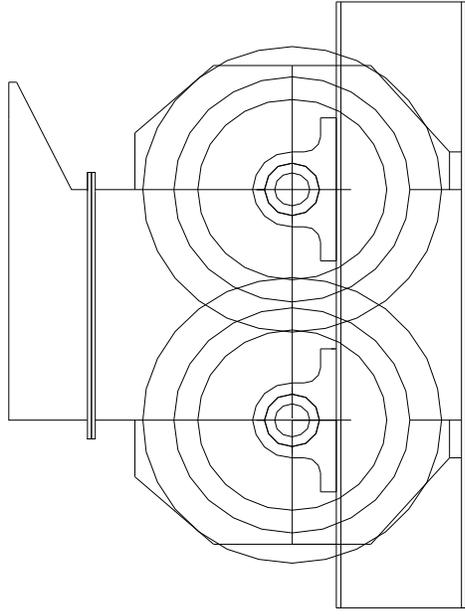
1:10

Lámina

2/5



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERIA



Designación:

PLANO VISTAS DE LA MAQUINA TRITURADORA.

Dibujado por:

Galarraga Yohan C.I. 14.962.695

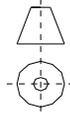
González Henry C.I. 15.225.369

Escala

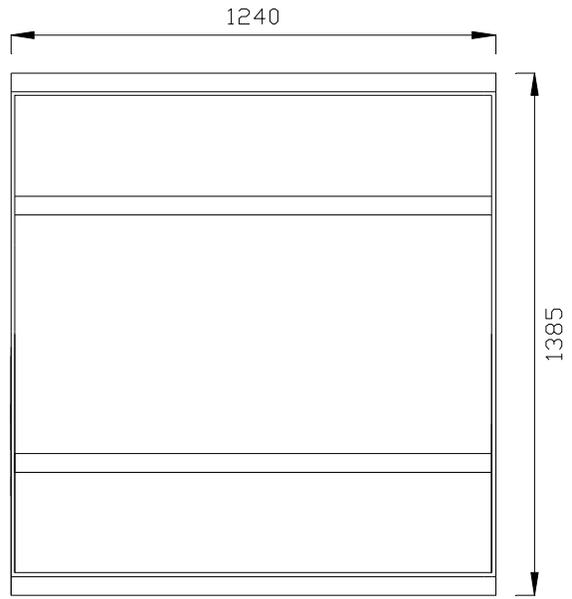
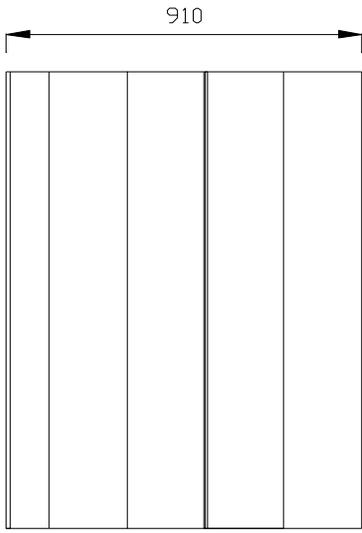
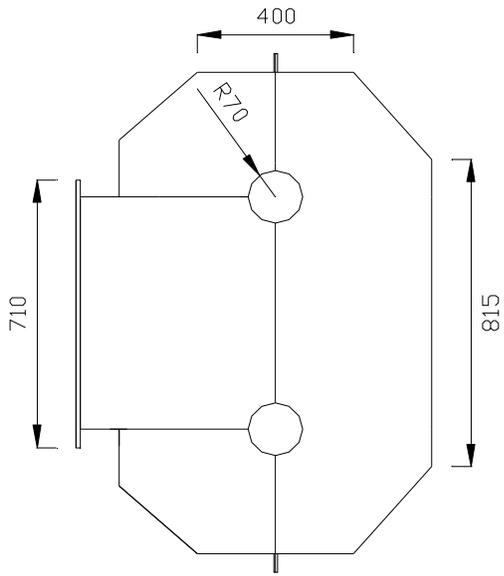
1:20

Lámina

3/5



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERIA



DIMENSIONES EN MILIMETROS

Designación:

PLANO DEL BASTIDOR EN CONJUNTO.

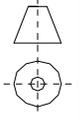
Dibujado por:

Galarrraga Yohan C.I. 14.962.695

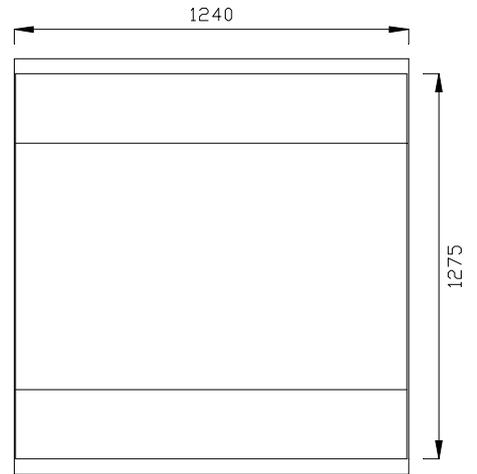
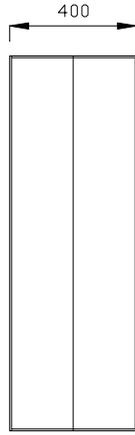
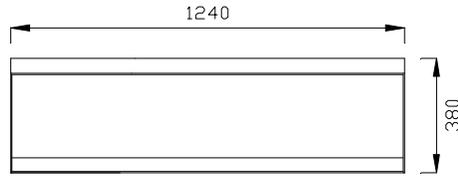
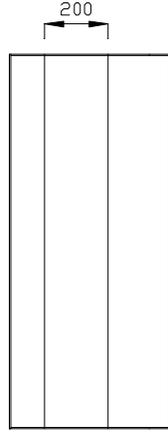
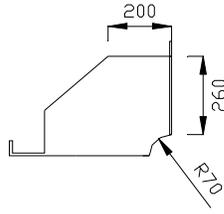
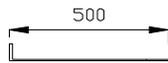
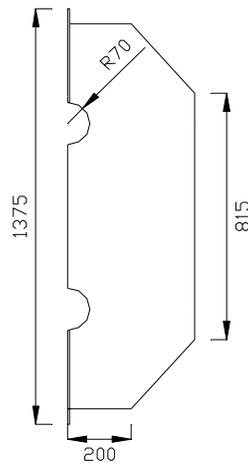
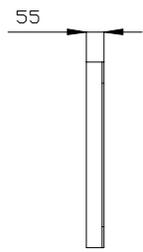
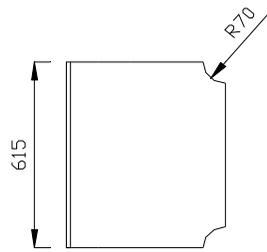
González Henry C.I. 15.225.369

Escala. Lámina

1:20 4/5



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERIA



DIMENSIONES EN MILIMETROS

Designación:

PLANO DE PARTES DEL BASTIDOR.

Dibujado por:

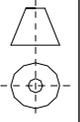
Galarraaga Yohan C.I. 14.962.695

González Henry C.I. 15.225.369

Escala Lámina

1:25 5/5

UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERIA



ANEXO A: Norma Covenin 1465- 79

NORMA VENEZOLANA
METODO DE ENSAYO PARA DETERMINAR LA RESIS- COVENIN
TENCIA A LA COMPRESION DE LA PIEDRA NATU- 1465-79
RAL PARA LA CONSTRUCCION

1 ALCANCE

Esta Norma contempla el método de ensayo para determinar la resistencia a la compresión de la piedra natural para la construcción, así como también la toma de muestra y preparación de las probetas.

2 NORMAS COVENIN A CONSULTAR

Esta Norma es completa.

3 EQUIPO DE ENSAYO

3.1 APARATOS

3.1.1 Máquina de ensayo de cualquier tipo capaz de permitir aplicar cargas a una velocidad no mayor de 7 kg/cm^2 o una velocidad de avance del cabezal no mayor de $1,25 \text{ mm/min}$ y una apreciación de 50 kg

3.1.1 En las máquinas de ensayo verticales, deberá estar suspendida del cabezal superior de la máquina, de modo que la plancha de contacto se mantenga en una posición central (las superficies esféricas en contacto total) cuando no está cargada. Las superficies esféricas se deben lubricar bien y el centro de curvatura estar en la superficie de contacto de la probeta.

4 MATERIAL A ENSAYAR

4.1 El material a ensayar consiste en una muestra representativa del tipo o grado de piedra que se está considerando. La piedra se puede tomar de la ya explotada en la cantera o de la roca fresca natural y tendrá un tamaño apropiado para la preparación de las probetas. Cuando existen variaciones perceptibles, se seleccionan tantas muestras como sean necesarias para determinar la variación en la resistencia a la compresión.

sión.(NOTA 1)

NOTA 1 Cuando se vá a ensayar una muestra de roca de la contera ya explotada, deberá señalarse el tiempo de depósito en el sitio donde fué recojida para tomar en cuenta el efecto de la meteorización.

5 CONDICIONES DE ENSAYO

5.1 CONDICION SECA

Las probetas deben secarse a una temperatura de $105 \pm 2^{\circ}\text{C}$ durante 24 horas.

5.2 CONDICION HUMEDA

Las probetas se deben sumergir en agua a una temperatura de $20 \pm 5^{\circ}\text{C}$ durante 48 horas y ensayarse inmediatamente después de ser sacadas del agua.

6 PROCEDIMIENTO

6.1 PREPARACION DE LAS PROBETAS

6.1.1 Las probetas de ensayo pueden ser en forma de cubos, prismas rectos o cilindros y se deben cortar con sierras, discos o con taladros de núcleos. El diámetro o la dimensión lateral (distancia entre caras verticales opuestas) no deberá ser menor de 5 cm, (Nota 2) y la relación entre la altura (Nota 3) (distancia entre las superficies de carga) y el diámetro o la dimensión lateral no deberá ser menor de 1:1

NOTA 2 Para materiales de granos muy gruesos como algunos granitos, el diámetro de la probeta no deberá ser menor de 6.35 cm (25").

NOTA 3 Se considera que la altura de la probeta es la distancia entre las superficies de carga.

6.1.2 Si se hacen los ensayos en una dirección, tal como la perpendicular a la estratificación (ver figura 1-a) se necesitan 6 probetas, tres (3) para cada condición de ensayo (húmeda y seca).

6.1.3 Si se hacen los ensayos en las dos direcciones tanto paralelas

como perpendiculares a la estratificación y en las condiciones húmedos y secos, se necesitarán 12 probetas (ver las figuras 1(a) y 1(b)). (NOTA 4).

NOTA 4 En materiales como el gneis se distinguen tres direcciones de fisurabilidad a saber: "Cruce principal" (plano de agrietamiento más fácil) "Grano" (El próximo plano de agrietamiento más fácil) y "Grano Duro" (plano de agrietamiento más difícil). Estas direcciones dan lugar a planos de rotura de la roca con superficies bastantes lisas y uniformes, y tienen la características de ser aproximadamente perpendiculares entre si. De vez en cuando es necesario realizar ensayos para determinar la resistencia perpendicular a cada una de éstas direcciones. En tales casos, en la cantera se deben marcar las muestras indicando cuales son las de grano, cruce principal o grano duro y preparar los números de probetas necesarios y debidamente identificados para los diferentes ensayos.

6.1.4 Se preparan las caras que van a soportar la carga, esmerilándolas para lograr planos paralelos (ver apéndice) hasta donde sea posible.

6.1.5 Después de la preparación, se marca sobre cada probeta, las superficies de carga y la dirección de la estratificación, si la hay.

6.1.6 Se calculan las áreas de las superficies de carga de la probeta partiendo de mediciones realizadas en una sección intermedia entre las superficies de carga. Las dimensiones de las probetas se medirán con una aproximación de 0,05 cm y las áreas de las superficies de carga con una aproximación de 0,25 cm².

6.2 Las probetas se centran en la máquina de ensayo y la carga inicial se aplica a una velocidad tal que permita ajustar manualmente la plancha de contacto sobre la probeta. Se tendrá cuidado en que la probeta permanezca en su posición centrada.

6.3 La velocidad de carga no será mayor de 7 kg/cm² por segundo, pero se puede considerar que éste requisito se cumple si la velocidad del cabezal no es mayor de 1,25 mm/min.

7 EXPRESION DE LOS RESULTADOS

7.1 La resistencia a la compresión de cada probeta se calcula con la siguiente fórmula:

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

Donde:

σ = Resistencia a la compresión, en kg/cm².

P = Carga total aplicada a la probeta, en kg.

A = Area de la superficie de carga, en cm².

Cada resultado individual se debe redondear con aproximadamente 5 kg/cm².

7.2 Si en la relación entre la altura y el diámetro (ó dimensión lateral) difiere de la unidad un 25% o más, se calculará la resistencia del cubo equivalente como sigue:

$$\sigma_c = \frac{\sigma}{0,778 + 0,222 (b/h)}$$

Donde:

σ_c = Resistencia a la compresión de una probeta cúbica equivalente, en kg/cm².

σ = Resistencia a la compresión de una probeta de altura mayor que el diámetro o dimensión lateral, en kg/cm².

b = Diámetro o dimensión lateral, en cm.

h = Altura, en mm.

8 INFORME

Se debe elaborar un informe que tenga los siguientes datos:

8.1 Identificación de la muestra, incluyendo nombre y ubicación de la cantera, nombre o posición del sitio de la explotación, fecha en que se tomó la muestra y el nombre comercial o grado de la piedra.

8.2 Tamaño y forma de las probetas usadas en los ensayos.

- 8.3 Descripción de la manera de preparación de la probeta.
- 8.4 La resistencia promedio a la compresión de todas las probetas cargadas según sea en la dirección perpendicular a la estratificación [ver figura 1(a)] o en la dirección paralela a la estratificación [ver figura 1(b)]
- 8.5 Fecha de realización del ensayo:
- 8.6 Nombre del técnico que realizó el ensayo.
- 8.7 Norma COVENIN utilizada.

9 RELACION CON OTRAS NORMAS

ASTM C 170-70 (American Society for Testing and Materials)

**ANEXO B: Catalogo motoreductor,
catalina y piñón. (Browning)**



Speed Reducers
Motor RPM 1750 (Continued)

Concentric
SERIES **7000**

Exact Ratio RPM, HP and Torque											
Nom. RPM	Nom. Ratio	Size of S7000 Reducer									
		75		76		77		78		79	
438	4	3.87	7502	3.98	7602	3.98	7702	3.91	7802	4.07	7902
		16.04	2150	21.44	2950	26.24	3615	38.77	5249	66.63	9371
380	4.5	4.57	7602	4.59	7602	4.59	7702	4.37	7802	4.66	7902
		13.04	2208	19.59	2950	22.74	3615	41.60	6299	66.63	10727
350	5	4.88	7602	5.06	7602	5.06	7702	4.91	7802	5.10	7902
		13.07	2208	16.86	2950	20.64	3615	42.14	7168	66.63	11760
313	5.6	5.51	7602	5.59	7602	5.59	7702	5.48	7802	5.70	7902
		11.57	2208	15.26	2950	18.68	3615	35.76	6786	57.53	11350
278	6.3	6.10	7602	6.41	7602	6.41	7702	6.21	7802	6.38	7902
		10.45	2208	13.31	2950	16.28	3615	36.63	7883	53.87	11903
246	7.1	6.96	7602	7.09	7602	7.09	7702	6.86	7802	7.18	7902
		9.17	2208	12.03	2950	14.73	3615	34.35	8160	48.81	12133
210	8	7.63	7612	7.85	7612	7.85	7712	7.69	7812	7.92	7912
		10.28	2718	17.61	4780	21.22	5767	38.77	10329	66.63	18252
194	9	9.02	7612	9.08	7612	9.08	7712	8.60	7812	9.07	7912
		9.26	2891	15.26	4780	19.35	6069	38.41	11446	64.65	20305
175	10	9.62	7612	9.98	7612	9.98	7712	9.67	7812	9.94	7912
		8.84	2947	13.85	4780	18.13	6266	35.65	11933	60.86	20956
166	11.2	10.88	7612	11.03	7612	11.03	7712	10.78	7812	11.10	7912
		8.18	3082	12.59	4800	16.56	6330	33.16	12381	56.06	21544
140	12.5	12.04	7612	12.65	7612	12.65	7712	12.23	7812	12.43	7912
		7.64	3188	11.20	4900	15.46	6774	30.33	12844	52.23	23478
125	14	13.72	7612	13.98	7612	13.98	7712	13.50	7812	13.98	7912
		7.02	3335	10.55	5100	14.12	6839	28.00	13089	47.77	23128
109	16	15.82	7612	16.05	7612	16.05	7712	15.77	7812	15.17	7912
		6.38	3492	9.59	5320	12.68	7052	24.63	13452	45.28	23788
97	18	16.90	7612	18.08	7612	18.08	7712	17.61	7812	17.24	7912
		6.10	3571	8.72	5450	11.39	7132	22.21	13540	41.48	24761
88	20	19.18	7612	19.64	7612	19.64	7712	19.77	7812	19.07	7912
		5.60	3719	8.25	5600	10.49	7132	19.86	13601	36.51	24111
78	22.4	21.31	7612	21.89	7612	21.89	7712	22.37	7812	22.06	7912
		5.22	3850	7.40	5600	9.41	7132	17.64	13663	33.75	25783
70	25	24.20	7612	24.56	7612	24.56	7712	25.55	7812	24.08	7912
		4.72	3952	6.59	5600	8.39	7132	15.52	13727	31.03	25876
63	28	26.93	7612	27.80	7612	27.80	7712	27.42	7812	27.05	7912
		4.25	3984	5.83	5600	7.41	7132	14.49	13760	27.74	25987
56	31.5	30.29	7612	30.24	7612	30.24	7712	31.90	7812	30.14	7912
		3.79	3977	5.38	5600	6.81	7132	12.52	13826	25.00	26088

If shaded, mechanical H.P. may exceed thermal H.P. limit.
Refer to page 124.

Exact ratio	Gear frame
Input H.P.	Output torque

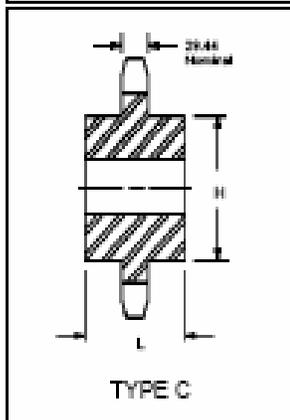
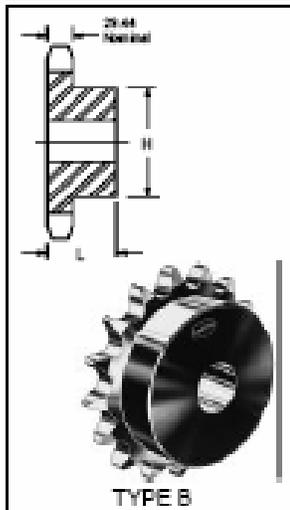
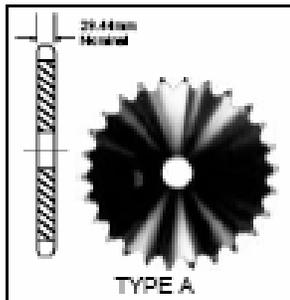
Martin

Metric Sprockets

2.00 INCH (50.80mm) PITCH **SIMPLEX**

ISO **32B-1**

CHAIN DATA:
 BS 22822
 ISO 32B-1
 PITCH: 50.80mm(2.00 in.)
 ROLLER DIAMETER: 20.21mm (0.79 in.)
 ROLLER WIDTH: 30.96mm (1.22 in.)
 TENSILE: 255,000 Newtons.



Simplex-Type B/C — Steel/Cast Simplex-Type A — Steel

No. Teeth	Pitch Diameter mm	Catalog Number	Bore		Hub		Weight (Approx.) lbs	Catalog Number	Bore Size mm	Weight (Approx.) lbs
			20x8 mm	Min. mm	H mm	L mm				
11	160.31	32011*	40	83	120	60	9.04	32A11*	32	5.00
12	166.28	32012*	40	89	133	60	11.11	32A12*	32	6.00
13	212.27	32013*	40	102	152	70	12.61	32A13*	32	7.12
14	228.29	32014*	40	102	152	70	14.97	32A14*	32	8.32
15	244.33	32015*	40	102	178	70	17.32	32A15*	40	9.50
16	260.39	32016*	40	103	178	70	18.78	32A16*	40	11.04
17	276.46	32017*	40	103	178	70	20.23	32A17*	40	12.35
18	292.55	32018*	40	103	178	70	21.68	32A18*	40	13.96
19	308.64	32019*	40	103	178	70	23.53	32A19*	40	15.57
20	324.74	32020*	40	133	178	70	25.37	32A20*	40	17.38
21	340.84	32021*	40	133	178	70	27.20	32A21*	40	19.15
22	356.96	32022*	40	133	178	70	29.23	32A22*	40	21.13
23	373.07	32023*	40	133	178	70	31.28	32A23*	40	23.10
24	389.19	32024*	40	133	178	76	33.33	32A24*	40	25.26
25	405.32	32025*	40	133	178	76	36.00	32A25*	40	27.41
26	421.45	32026*	40	133	181	76	38.41	32A26*	40	30.25
27	437.58	32027*	40	133	181	76	42.02	32A27*	40	33.10
28	453.72	32028*	40	133	181	76	44.62	32A28*	40	35.94
30	485.89	32030*	40	133	181	76	49.84	32A30*	40	41.63
32	518.28	32032*	40	139	203	76	58.02	32A32*	40	47.31
36	615.17	32036*	40	139	203	114	86.78	32A36*	40	64.37
40	647.47	32040*	40	139	203	114	91.25	32A40*	40	72.98
42	679.78	32042*	40	139	203	114	95.91	32A42*	40	81.60
45	728.25	32045*	40	139	203	127	118.97	32A45*	40	94.52
48	776.72	32048*	40	139	203	127	130.43	32A48*	40	107.44
54	873.68	32054*	40	139	203	127	157.34	32A54*	40	133.29
57	922.16	32057*	40	139	203	127	170.79	32A57*	40	148.21
60	970.65	32060*	40	139	203	127	184.25	32A60*	40	164.35
66	1069.96	32066*	40	139	203	127	220.13	32A66*	40	212.73
72	1169.62	32072*	40	139	203	152	282.31	32A72*	40	238.91
78	1229.28	32078*	40	139	203	152	297.99	32A78*	40	261.10

Minimum bores shown will accommodate standard keyseat and setscrew over keyseat. Slightly larger bores are possible with no keyseat, shallow keyseat, or setscrew at angle to keyseat.

*Check for current availability.

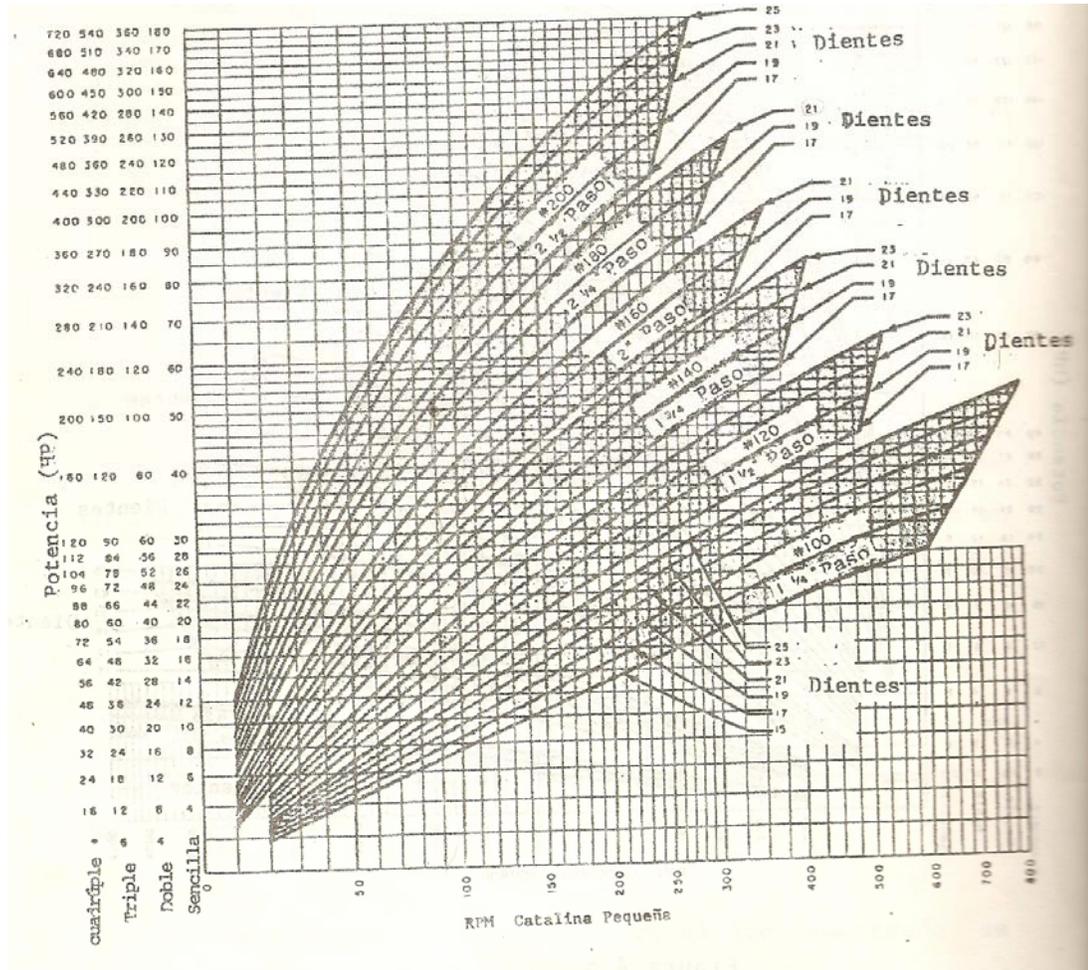
**ANEXO C: Tablas y gráficos para la
selección de cadenas**

ANEXO C.1

Factor de servicio para cadenas de rodillo	Motores de funcionamiento suave	Motores de funcionamiento medio impulsivo	Motores de funcionamiento impulsivo
	Motores eléctricos	Motores de combustión multicilíndricos	Motores de combustión monocilíndricos
Máquinas de carga constante			
Agitadores y mezcladores de líquidos y semilíquidos Alternadores y generadores Sopladores, extractores y ventiladores (centrífugos y de tamaño mediano) Compresores centrífugos Elevadores y transportadores con carga uniforme Maquinaria de industria de alimentos Bombas centrífugas Máquinas de imprentas	1,00	1,25	1,50
Máquinas de carga no constante			
Agitadores y mezcladores de soluciones sólido-líquido. Sopladores, extractores y ventiladores de gran tamaño. Mezcladoras de cemento. Compresores de más de 3 cilindros. Grúas Transportadores y elevadores con carga no uniforme. Bombas de dragado. Maquinaria de lavandería. Máquinas, Herramientas, Molinos	1,25	1,50	1,75
Máquinas de funcionamiento disperejo			
Alternadores y generadores de soldadoras Compresores de uno o dos cilindros Excavadoras, Trituradoras, Alimentadoras vibratorias, Sierras circulares y lineales, Molinos de martillos y de mandíbula, Maquinaria minera	1,4	2,00	2,25

Fuente: Catálogo Renold, Transmission Chains

ANEXO C.2



ANEXO C.3

Dientes Catalina Pequeña		RPM Catalina Pequeña																		
		10	20	40	50	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	350
11	3.71	6.97	12.7	15.3	17.8	22.3	26.3	29.8	33.1	35.9										
12	4.09	7.72	14.2	17.2	19.9	25.0	29.7	33.9	37.7	41.3	44.4									
13	4.46	8.44	15.6	18.9	21.9	27.9	32.9	37.7	42.1	46.1	49.8	53.1								
14	4.83	9.15	17.0	20.6	23.9	30.2	36.0	41.3	46.3	50.8	55.0	59.5	62.4							
15	5.19	9.84	18.3	22.3	25.8	32.7	39.0	44.8	50.2	55.2	59.8	64.1	68.1	71.7						
16	5.56	10.6	19.6	23.8	27.8	35.2	42.1	48.5	54.4	59.9	65.0	69.8	74.2	78.3	82.1					
17	5.92	11.2	20.9	25.4	29.6	37.6	45.0	51.8	58.2	64.1	69.6	74.7	79.5	83.9	88.1	91.8				
19	6.62	12.6	23.4	28.4	33.2	42.2	50.5	58.2	65.4	72.0	78.3	84.1	89.5	94.6	99.3	103.6	107.6			
21	7.38	14.0	26.0	31.6	36.9	47.0	56.3	64.9	73.0	80.5	87.6	94.1	100.3	106.1	111.4	116.4	121.1	125.4		
23	8.04	15.3	28.5	34.6	40.5	51.5	61.7	71.2	80.1	88.3	96.1	103.3	110.1	116.5	122.4	127.9	133.0	137.7	140.1	
25	8.72	16.6	30.9	37.5	43.8	55.7	66.6	76.8	86.3	95.1	103.4	111.1	118.3	125.0	131.3	137.0	142.5	147.4	150.0	
30	10.4	19.8	36.9	44.8	52.3	66.5	79.5	91.6	102.8	113.4	123.2	132.2	140.7	148.6	155.9	162.7	168.9	174.7	177.5	
35	12.1	22.9	42.5	51.6	60.1	76.1	90.8	104.4	116.9	128.4	139.1	149.0	158.2	166.6	174.3	181.3	187.8			
40	13.8	26.0	48.1	58.2	67.8	85.7	102.0	116.9	130.6	143.2	154.8	165.5	175.2	184.1	192.2	199.5				
50	17.0	32.0	58.7	71.3	82.2	103.3	122.3	139.5	155.0	169.0	181.7	193.1	203.3							
60	20.2	37.9	69.1	83.9	96.3	120.4	141.9	161.1	178.2	193.4										

Dientes Catalina Pequeña		RPM Catalina Pequeña																		
		10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280
11	5.00	9.40	13.4	17.2	20.6	23.9	26.9	29.8	32.5	35.1	39.7	43.9								
12	5.57	10.5	15.0	19.1	23.1	26.3	30.3	33.6	36.7	39.6	45.1	50.1	54.4							
13	6.08	11.4	16.5	21.0	25.4	29.5	33.4	37.1	40.7	44.0	50.3	56.0	60.9	65.7						
14	6.57	12.4	17.9	22.9	27.6	32.2	36.5	40.6	44.4	48.2	55.0	61.5	67.3	72.6	77.4					
15	7.08	13.4	19.3	24.7	29.9	34.8	39.5	43.9	48.3	52.2	59.8	66.9	73.4	79.2	84.7	89.6				
16	7.56	14.3	20.6	26.5	32.1	37.4	42.4	47.2	51.8	56.3	64.0	72.4	79.3	85.6	91.7	97.2				
17	8.06	15.3	22.0	28.3	34.2	39.9	45.4	50.5	55.5	60.2	69.1	77.6	85.1	92.3	98.8	104.7	110.2			
19	9.05	17.1	24.2	31.8	38.5	45.0	51.2	57.0	62.7	68.2	78.2	87.7	96.4	104.6	112.1	119.1	125.5	131.4		
21	9.99	18.9	27.3	34.1	42.6	49.7	56.5	63.1	69.2	75.3	86.6	97.5	106.9	115.8	124.1	131.8	139.0	145.6	161.7	
23	10.9	20.7	29.9	38.9	46.7	54.5	62.0	69.0	75.9	82.4	94.9	106.3	116.9	126.8	135.9	144.4	152.3	159.5	166.1	
25	11.8	22.5	32.5	41.8	50.7	59.1	67.2	74.9	82.3	89.6	102.9	115.2	126.8	137.5	147.2	156.4	164.8	172.6	179.7	
30	14.2	26.9	38.7	49.8	60.3	70.3	79.8	88.8	97.5	105.9	121.7	136.1	149.4	161.7	173.1	183.5	192.9	201.7	208.7	
35	16.4	31.2	44.8	57.5	69.5	80.9	91.8	102.1	112.1	121.6	139.2	155.4	170.2	183.7	196.2	207.6	217.4	227.1	235.4	
40	18.7	35.3	50.6	64.0	78.4	91.9	103.3	114.3	125.7	135.8	155.5	173.2	189.2	203.8	214.0	223.2	231.4			
50	23.1	43.4	62.0	79.2	95.3	110.4	124.8	138.3	151.1	163.2	185.2	205.1	222.7	238.2						
60	27.4	51.2	72.9	92.8	111.3	128.6	144.8	159.9	174.0	187.2	211.4									

Dientes Catalina Pequeña		RPM -Catalina Pequeña																		
		10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	160	180	200	220	
11	8.6	16.0	22.6	28.8	34.4	39.6	44.4	48.9	53.2	57.1	60.6									
12	9.5	17.7	25.1	32.0	38.4	44.4	49.8	55.1	60.0	64.7	68.9	73.0								
13	10.3	19.3	27.6	35.2	42.4	49.1	55.3	61.2	66.8	72.0	76.9	81.6	86.0	90.2						
14	11.2	21.0	30.0	38.4	46.2	53.5	60.4	67.0	73.2	79.1	84.6	89.9	94.8	99.5	103.8					
15	12.2	22.6	32.4	41.5	49.9	58.0	65.6	72.7	79.5	86.9	92.1	97.9	103.5	108.8	116.8	118.5				
16	12.9	24.3	34.7	44.5	53.6	62.3	70.5	78.3	85.7	92.7	99.0	105.8	111.8	117.6	123.1	129.3				
17	13.8	25.9	37.0	47.5	57.3	66.0	75.4	83.8	91.8	99.3	106.5	113.4	120.0	126.2	132.1	137.8	148.3			
19	15.4	29.5	41.6	53.4	64.5	75.0	85.0	94.4	103.5	112.1	120.3	128.0	135.7	142.9	149.7	156.2	168.4	178.3		
21	17.0	32.1	46.0	59.1	71.4	83.1	94.2	104.7	114.7	124.2	133.5	142.7	150.6	158.7	166.2	173.5	187.2	199.4		
23	18.6	35.2	50.4	64.7	78.2	91.0	103.1	114.0	125.6	136.1	146.2	155.6	164.9	173.7	182.0					

ANEXO C.4

Lentes	3/8" Paso		1/2"		3/4"		1"		1 1/4"	
	Ø máx. orificio.	Ø máx. cubo	Ø máx. orificio	Ø máx. cubo						
11	19/32	85/64	25/32	111/64	31/32	119/32	1 1/4	1 49/64	15/8	2 3/8
12	5/8	83/64	7/8	123/64	15/32	1 43/64	1 1/2	2 1/4	1 25/32	2 49/64
13	3/4	1 1/64	1	1 1/2	1 1/2	1 7/8	1 3/4	2 1/4	2	3 1/4
14	25/32	1 1/64	1 1/32	1 25/64	1 1/2	2 1/4	1 3/4	2 1/2	2 3/4	3 1/2
15	7/8	1 23/64	1 1/4	1 13/16	1 1/2	2 1/4	1 3/4	2 3/4	2 3/4	3 49/64
16	81/32	1 15/32	1 1/2	1 63/64	1 1/2	2 1/4	1 3/4	2 3/4	2 3/4	3 49/64
17	15/32	1 19/32	1 3/8	2 1/64	1 25/32	2 1/4	2 1/4	3 1/4	2 19/16	4 1/8
18	1 1/32	1 23/32	1 17/32	2 19/64	1 7/8	2 27/64	2 3/4	3 15/32	3 1/4	4 11/64
19	1 1/4	1 27/32	1 11/16	2 29/64	2 1/8	3 3/64	2 7/8	3 49/64	3 3/8	4 11/64
20	1 1/2	1 61/64	1 23/32	2 3/8	2 1/4	3 3/32	2 11/16	3 11/16	3 1/2	5 1/8
21	1 5/8	2 1/64	1 27/32	2 25/32	2 3/4	3 31/64	2 3/4	4 1/8	3 3/4	5 1/2
22	1 3/4	2 13/64	1 11/8	2 17/16	2 3/4	3 11/16	2 11/8	4 1/8	3 7/8	5 19/64
23	1 7/8	2 3/8	2 3/32	3 3/32	2 3/4	3 7/64	3 1/8	4 29/64	4 1/8	6 15/64
24	1 11/16	2 7/16	2 1/4	3 17/64	2 13/16	4 5/64	3 1/4	4 29/32	4 1/8	6 7/8
25	1 3/4	2 7/8	2 3/32	3 27/64	2 27/32	4 7/32	3 3/8	5 1/32	4 11/16	6 3/8

Lentes	1 1/4"		1 1/2"		1 3/4"		2"		2 1/4"	
	Ø máx. orificio	Ø máx. cubo								
11	1 13/32	2 21/32	2 1/8	3 27/64	2 13/16	4 11/64	3 3/32	4 25/32	3 15/16	5 3/64
12	2 5/32	3 3/8	2 3/4	4 1/8	3 1/4	4 3/4	3 3/8	5 27/64	4 23/32	6 1/64
13	2 17/32	3 25/32	3 1/8	4 25/64	3 3/8	5 1/8	4 1/8	6 3/64	5 3/32	7 39/64
14	2 11/16	4 1/8	3 1/2	5 1/2	3 7/8	5 7/8	4 11/16	6 23/32	5 23/32	8 27/64
15	3 1/32	4 19/32	3 3/4	5 23/64	4 1/4	6 29/64	4 7/8	7 3/8	6 1/4	9 1/32
16	3 3/32	5	4	6	4 11/8	7 1/8	5 1/2	8 3/64	7	10 1/32
17	3 21/32	5 13/32	4 15/32	6 31/64	5 1/8	7 31/64	5 11/16	8 23/32	7 1/8	10 27/32
18	3 25/32	5 17/32	4 23/32	6 35/64	5 3/8	8 3/64	6 1/4	9 1/8	8 1/8	11 11/64
19	4 1/16	6 13/64	4 11/16	7 29/64	5 11/16	8 45/64	6 3/8	9 1/64	9	12 7/8
20	4 19/32	6 27/64	5 1/8	7 19/16	6 1/4	9 13/64	7	10 13/32	9 1/4	13 1/4
21	4 11/16	7	5 11/16	8 27/64	6 13/16	9 23/64	7 3/4	11 15/64	10	14 3/64
22	4 7/8	7 13/32	5 3/4	8 27/64	7 1/4	10 25/64	8 3/8	11 7/8	10 7/8	14 27/32
23	5 1/8	7 17/16	6 3/8	9 3/8	7 7/16	10 17/16	9	12 3/64	11 3/8	16 25/32
24	5 11/16	8 13/64	6 13/16	9 25/64	8	11 1/2	9 3/8	13 3/32	13	16 29/64
25	5 25/32	8 39/64	7 1/4	10 11/32	8 1/8	12 1/8	10 1/4	13 11/64	13 1/2	17 1/4

ANEXO D: Catalogo Cojinetes (SKF)

ANEXO E: Catalogo de bujes

Martin

All Steel QD Bushings

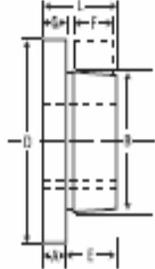
BUSHINGS

*F = Length of Mating Hub

**G = Gap Between QD Bushing and Mating Hub



Bushings
"JA" to "J" Inclusive



Bushings
"M" to "S" Inclusive

QD Bushings — Steel

Bushing	Dimensions (inches)								Grooves Required	Stock On Hand Range			Average Weight (Approx.)	
	A	B	C	D	E	F	G	L		H	Minimum	Maximum		
												Standard Keyway		Shallow Keyway
SF-STL	1/2	3.125	4%	1%	1%	1/8	2%	2%	2%	2	1/2	2%	2%	3.0
E-STL	1	3.534	6	1%	1%	1/8	2%	2%	2%	3	1/2	2%	3%	10.0
F-STL	1 1/2	4.437	8%	2%	2%	1/8	3%	3%	3%	3	3/4	3%	4%	11.5
J-STL	1	5.148	7%	2%	2%	1/8	4%	4%	4%	3	1/2	3%	4%	16.0
M-STL	1 1/2	6.500	9	2%	2%	1/8	6%	6%	7%	4	4%	5%	5%	37.0
N-STL	1 1/2	7.000	10	2%	2%	1/8	6%	7%	8%	4	4%	5%	5%	57.0

Bushing	Keys	Spacers
SF-STL	2% - 2% 2% - 2% 2% - 2% 2%	3/8 x 3/8 3/8 x 3/8 3/8 x 3/8 3/8 x 3/8
E-STL	3% - 2% 2% - 2% 3% - 2%	STD. 3/8 x 3/8 3/8 x 3/8
F-STL	1 - 2% 3% - 2% 3% - 2% 4	STD. 3/8 x 3/8 1 x 3/8 NONE
J-STL	3% - 2% 2% - 4%	STD. 1 x 3/8
M-STL	2 - 4% 4% - 5%	STD. 1 1/2 x 3/8
N-STL	2% - 5% 5% - 5% 5% - 5%	STD. 1 1/2 x 3/8 1 1/2 x 3/8

Standard Keyway and Groove Dimensions — Standard			
Key Seat	Key	Keyway	Key
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	1 x 3/8	1 x 3/8
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	1 1/2 x 3/8	1 1/2 x 3/8
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	1 1/2 x 3/8	1 1/2 x 3/8
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	1 1/2 x 3/8	1 1/2 x 3/8
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	1 1/2 x 3/8	1 1/2 x 3/8
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	1 1/2 x 3/8	1 1/2 x 3/8
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	2 x 3/8	2 x 1

Standard Keyway and Groove Dimensions		
Keys	Spacers	Key
3/8	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8
1/2 - 1/2	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8
1 1/2 - 1 1/2	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8
1 1/2 - 1 1/2	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8
1 1/2 - 2 1/2	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8
2 1/2 - 2 1/2	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8
2 1/2 - 3%	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8
3% - 3%	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8
3% - 4%	1 x 3/8	1 x 1
4% - 5%	1 1/2 x 3/8	1 1/2 x 1 1/2
5% - 5%	1 1/2 x 3/8	1 1/2 x 1 1/2
5% - 7%	1 1/2 x 3/8	1 1/2 x 1 1/2
7% - 9	2 x 3/8	2 1/2 x 1 1/2
9% - 11	2 1/2 x 3/8	---
11% - 13	3 x 1	---

Shallow Key Dimensions — Steel			
Key Seat	Key	Keyway	Key
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	3/8 x 3/8
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	1 x 3/8	1 x 3/8
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	1 1/2 x 3/8	1 1/2 x 3/8
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	1 1/2 x 3/8	1 1/2 x 3/8
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	1 1/2 x 3/8	1 1/2 x 3/8
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	1 1/2 x 3/8	1 1/2 x 3/8
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	1 1/2 x 3/8	1 1/2 x 3/8
3/8 x 3/8	3/8 x 3/8	2 x 3/8	2 x 1

Bushing	Pin Groove End Style
SH-STL	V
SD-STL	V
SK-STL	V
SF-STL	1%
E-STL	3% - 1%
F-STL	1 - 2% - 2%
J-STL	1% - 2%
M-STL	2 - 2%
N-STL	2% - 4%

Reborable QD bushings made of Stainless Steel are available in many sizes. Non stock sizes are available on MTO basis.

**ANEXO F: Tablas de selección de
tornillos (Norton)**

ANEXO F.1

TABLA 14-1 Dimensiones principales de las roscas de tornillo Unified National Standard

Datos calculados de las ecuaciones 14.1—Véase la referencia 3 para mayor información

Tamaño	Roscas bastas—UNC				Roscas finas—UNF		
	Diámetro mayor d (in o pulg)	Hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tensión A_t (in ²)	Hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tensión A_t (in ²)
0	0.0600	—	—	—	80	0.0438	0.0018
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258
1/4	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187
1/2	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030
5/8	0.6250	11	0.5069	0.2260	18	0.5528	0.2560
3/4	0.7500	10	0.6201	0.3345	16	0.6688	0.3730
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4617	14	0.7822	0.5095
1	1.0000	8	0.8376	0.6057	12	0.8917	0.6630
1 1/8	1.1250	7	0.9394	0.7633	12	1.0167	0.8557
1 1/4	1.2500	7	1.0644	0.9691	12	1.1417	1.0729
1 3/8	1.3750	6	1.1585	1.1549	12	1.2667	1.3147
1 1/2	1.5000	6	1.2835	1.4053	12	1.3917	1.5810
1 3/4	1.7500	5	1.4902	1.8995			
2	2.0000	4.5	1.7113	2.4982			
2 1/4	2.2500	4.5	1.9613	3.2477			
2 1/2	2.5000	4	2.1752	3.9988			
2 3/4	2.7500	4	2.4252	4.9340			
3	3.0000	4	2.6752	5.9674			
3 1/4	3.2500	4	2.9252	7.0989			
3 1/2	3.5000	4	3.1752	8.3286			
3 3/4	3.7500	4	3.4252	9.6565			
4	4.0000	4	3.6752	11.0826			

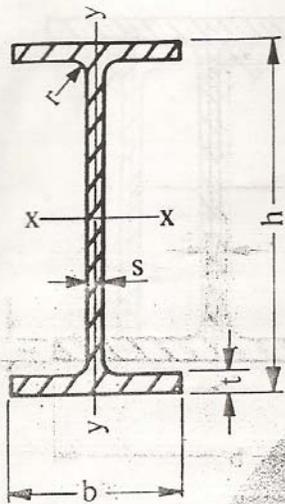
ANEXO F.2

TABLA 14-6 Especificaciones y resistencias SAE para pernos de acero

Número de grado SAE	Rango de dimensión del diámetro exterior (in)	Resistencia de prueba mínima (kpsi)	Límite de fluencia elástico mínimo (kpsi)	Resistencia mínima a tensión (kpsi)	Material
1	0.25-1.5	33	36	60	bajo o medio carbono
2	0.25-0.75	55	57	74	bajo o medio carbono
2	0.875-1.5	33	36	60	bajo o medio carbono
4	0.25-1.5	65	100	115	medio carbono, estirado en frío
5	0.25-1.0	85	92	120	medio carbono, T y R*
5	1.125-1.5	74	81	105	medio carbono, T y R
5.2	0.25-1.0	85	92	120	martensita de bajo carbono, T y R
7	0.25-1.5	105	115	133	aleación de bajo carbono, T y R
8	0.25-1.5	120	130	150	aleación de medio carbono, T y R
8.2	0.25-1.0	120	130	150	martensita de bajo carbono, T y R

**ANEXO G: Catalogo de vigas IPE
(Ferrum)**

VIGAS IPE



I= Momento de Inercia.
 S= Momento de Resistencia.
 R= Radio de Inercia: siempre referidos
 al eje de flexión correspondiente.
 Calidades: ASTM-A-36.
 ST-37-2.

IPE (I)	Dimensiones (mm)					Área cm ²	Peso Kg/m	Momento respecto a los ejes					
	h	b	s	t	r			EJE X-X			EJE Y-Y		
								Ix cm ⁴	Sx cm ³	Rx cm	Iy cm ⁴	Sy cm ³	Ry cm
80	80	46	3.8	5.2	5	7.64	6.0	80.1	20.0	3.24	8.48	3.69	1.05
100	100	55	4.1	5.7	7	10.30	8.1	174	34.2	4.07	15.90	5.78	1.24
120	120	64	4.4	6.3	7	13.20	10.4	318	53.0	4.90	27.60	8.64	1.45
140	140	73	4.7	6.9	7	16.40	12.9	541	77.3	5.74	44.90	12.30	1.65
160	160	82	5.0	7.4	9	20.10	15.8	869	109.0	6.58	68.20	16.60	1.84
180	180	91	5.3	8.0	9	23.90	18.8	1320	146.0	7.42	101.00	22.10	2.05
200	200	100	5.6	8.5	12	28.50	22.4	1940	194.0	8.26	142.00	28.40	2.23
220	220	110	5.9	9.2	12	33.40	26.2	2770	252.0	9.11	205.00	37.20	2.48
240	240	120	6.2	9.8	15	39.10	30.7	3890	324.0	9.97	283.00	47.20	2.69
270	270	135	6.6	10.2	15	45.90	36.1	5790	429.0	11.20	419.00	62.10	3.02
300	300	150	7.1	10.7	15	53.80	42.2	8360	557.0	12.50	603.00	80.40	3.35
330	330	160	7.5	11.5	18	62.60	49.1	11800	713.0	13.70	787.00	98.40	3.55
360	360	170	8.0	12.7	18	72.70	57.1	16300	904.0	15.00	1040.00	123.00	3.79
400	400	180	8.6	13.5	21	84.50	66.3	23100	1160.0	16.50	1320.00	146.00	3.95
450	450	190	9.4	14.6	21	98.80	77.6	33700	1500.0	18.50	1670.00	176.00	4.12
500	500	200	10.2	16.0	21	116.00	90.7	48200	1930.0	20.40	2140.00	214.00	4.30
550	550	210	11.1	17.2	24	134.00	106.0	67100	2440.0	22.30	2660.00	254.00	4.45
600	600	220	12.0	19.0	24	156.00	122.0	92100	3070.0	24.30	3380.00	308.00	4.66