



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**REDISEÑO DEL SISTEMA
DE TRITURACIÓN
EN UNA PLANTA DE PRODUCCIÓN
DE SULFATO DE ALUMINIO**

Autor: Castro Héctor

Urb. Yuma II, calle N° 3. Municipio San Diego
Teléfono: (0241) 8714240 (master) – Fax: (0241) 8712394



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**REDISEÑO DEL SISTEMA DE TRITURACIÓN EN UNA PLANTA DE
PRODUCCIÓN DE SULFATO DE ALUMINIO.**

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO**

Autor: Héctor J. Castro A.
C.I.: 21.215.962
Tutor: Ing. Giovanni Pizzella

San Diego, Octubre 2019



FI-N -014-2019-2CR (TG)

Valencia, 02 de Julio de 2019

Ciudadano:
Héctor Castros
C.I: 21.215.962
Presente-

Cumplo con informarle que la Comisión de Trabajo de Grado y Pasantías de la Facultad de Ingeniería en su reunión N° 01-2019 de fecha 02-07-2019 aprobó el proyecto de trabajo de grado titulado **REDISEÑO DEL SISTEMA DE TRITURACIÓN EN UNA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE SULFATO DE ALUMINIO** Presentado por usted como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Se ratifica la designación del Ing. Giovanni Pizzela C.I: 4.455.859 y la Ing. Alicia De Pizzela C.I:4.598.880 como Tutores Académicos y Metodológicos que los asesoraran en el desarrollo de este proyecto.

Atentamente,



Prof. Luis Lira
Decano de la Facultad de Ingeniería

c.c. Coordinación de Pasantías y Trabajo de Grado (1).

L/lc.



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

ACEPTACIÓN DEL TUTOR

Quien suscribe, Ing. Giovanni Pizzella, portador de la cédula de identidad N° 4.455.859, en mi carácter de tutor del trabajo de grado presentado por el ciudadano Héctor Castro, portador de la cédula de identidad N° 21.215.962, titulado **REDISEÑO DEL SISTEMA DE TRITURACIÓN EN UNA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE SULFATO DE ALUMINIO**, presentado como requisito parcial para optar al título de Ingeniero Mecánico, considero que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la presentación pública y evaluación por parte del jurado examinador que se designe.

En San Diego, a los 3 días del mes de octubre del año dos mil diecinueve.

Ing. Giovanni Pizzella
C.I.: 4.455.859

ÍNDICE

CONTENIDO	Pag.
ÍNDICE DE FIGURA.....	x
ÍNDICE DE TABLA.....	xi
RESUMEN.....	xiii
INTRODUCCIÓN.....	1

CAPÍTULO

I EL PROBLEMA

1.1	Planteamiento del Problema.....	3
1.2	Formulacion.....	5
1.3	Objetivos de la investigación.....	5
1.3.1	Objetivo General.....	5
1.3.2	Objetivos específicos.....	5
1.4	Justificación.....	6
1.5	Limitaciones.....	6
1.6	Alcance.....	6

II MARCO TEÓRICO

2.1	Antecedentes.....	7
2.2	Bases teóricas.....	8
2.2.1	La trituración.....	9
2.2.2	Principios de la trituración.....	9
2.2.3	Mecanismos de la trituración.....	11
2.2.4	Etapas de la trituración.....	13
2.2.5	Tipos de trituradoras.....	14
2.2.6	Características de las rocas.....	19
2.2.7	Leyes de la trituración.....	21
2.2.8	Transmisión por cadenas.....	26
2.2.8.1	Secuencia de cálculo de la cadena....	27
2.2.9	Tensiones de diseño para ejes.....	31
2.2.10	Diseño de ejes sujetos a flexión totalmente alternante y torsión uniforme.....	32
2.2.11	Selección de los rodamientos.....	34
2.2.12	Análisis de tensión para determinar la longitud de la cuña de unión.....	36
2.2.13	Resistencias de los Tornillos de Unión.....	40
2.2.13.1	Pernos precargados bajo carga estática..	42
2.2.13.2	Pernos precargados bajo carga dinámica.	46
2.3	Definición de términos.....	48

III MARCO METODOLÓGICO

3.1	Tipo de investigación.....	49
3.2	Diseño de la investigación.....	49
3.3	Nivel de la investigación.....	49
3.4	Población y muestra.....	50
3.4.1	Población.....	50
3.4.2	Muestra.....	50
3.5	Técnica e instrumentos de recolección de datos.....	50
3.6	Fases de la investigación.....	51

IV RESULTADOS

4.1	Evaluación de 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....	53
4.2	Generar posibles soluciones a los problemas detectados en el proceso de trituración para así seleccionar la mejor alternativa.....	55
4.2.1	Búsqueda de la solución.....	55
4.2.1.1	Alternativa de solución 1.....	55
4.2.1.2	Alternativa de solución 2.....	56
4.2.1.3	Alternativa de solución 3.....	58
4.2.2	Especificaciones de diseño.....	59
4.2.2.1	Funciones principales.....	59
4.2.2.2	Restricciones.....	59
4.2.2.3	Criterios.....	59
4.2.3	Selección de la mejor solución.....	60
4.2.4	Descripción del equipo para triturar $Al_2(SO_4)_3$	64
4.3	Diseño de la mejor solución.....	67
4.3.1	Rotor.....	67
4.3.2	Bastidor.....	68
4.3.3	Tolva.....	68
4.3.4	Cálculo y selección del motor.....	69
4.3.5	Fuerzas que actúan sobre los rodillos de Trituración.....	72
4.3.6	Cálculo del ángulo de mordedura.....	79
4.3.7	Cálculo de fuerzas de trituración.....	80
4.3.8	Cálculo del peso del rodillo.....	82
4.3.9	Cálculo de la potencia del motor.....	83
4.3.9.1	Potencia de trituración.....	83

4.3.9.2	Potencia para vencer la inercia de Rotación.....	84
4.3.10	Selección del motoreductor.....	84
4.3.11	Selección de la cadena.....	85
4.3.12	Diseño del eje.....	87
4.3.13	Resumen y selección del diámetro conveniente.....	93
4.3.14	Selección de materiales de los diferentes Elementos que conforman la trituradora.....	94
4.3.15	Cálculo y selección de cojinetes.....	89
4.3.16	Selección del buje.....	95
4.3.17	Cálculo del chavetero.....	95
4.3.18	Selección de la viga para la base del equipo.....	97
4.3.19	Características de la máquina trituradora.....	97
4.3.20	Calculo de los tornillos.....	98
4.3.20.1	Tornillos en las superficies dentadas.....	98
4.3.20.2	Tornillos en el buje.....	100
4.3.20.3	Tornillos en la carcasa.....	101
4.4	Estudio de la factibilidad económica.....	103
4.4.1	Estudio de la factibilidad económica.....	103
4.4.2	Costos operacionales.....	105
4.4.3	Estudios de los flujos monetarios netos.....	105
4.4.4	Rentabilidad del proyector.....	106
4.4.5	Tiempo de la recuperación de la inversión.....	106
	CONCLUSIONES.....	107
	RECOMENDACIONES.....	108

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA	Pag.
1 Mezcla de sulfato de aluminio.....	3
2 Mezcla de sulfato de aluminio.....	4
3 Sulfato de aluminio atascado.....	5
4 Propagación de la grieta en una partícula.....	10
5 Trituración por impacto.....	11
6 Trituración por atrición.....	12
7 Trituración por corte.....	12
8 Trituración por compresión.....	13
9 Sección transversal de un triturador de mandíbulas.....	15
10 Representación esquemática de trituradoras.....	15
11 Sección de un triturador cónico marca Symons.....	16

12	Sección de una trituradora marca Symons.....	16
13	Triturador cónico estándar marca Symons.....	17
14	Trituradora de Rodillos.....	18
15	Trituradora de Martillos.....	19
16	Curvas granulométricas.....	21
17	Impulsor de cadena de rodamientos.....	27
18	Factores radiales y de empuje para rodamientos de hilera única.....	36
19	Vida útil de Diseño recomendada para Rodamientos.	36
20	Fuerzas que actúan sobre una cuña.....	37
21	Cuñas paralelas.....	39
22	Tamaño de cuña contra tamaño de eje.....	40
23	Conjunto atornillado en tensión.....	42
24	Efectos de la precarga sobre el perno y el material.....	44
25	Efectos sobre un perno y el material de una carga variable desde cero hasta $P_{m\acute{a}x}$	
26	Mezcla de sulfato de aluminio.....	54
27	Rejilla metálica.....	54
28	Sulfato de aluminio atascado.....	55
29	Trituradora de martillo.....	56
30	Trituradora de rodillo doble.....	57
31	Trituradora de rodillo.....	58
32	Despiece del rodillo de trituración.....	67
33	Bastidor.....	69
34	Tolva.....	69
35	Diferentes índices de trabajo W_i	70
36	Fuerzas que actúan sobre el rodillo.....	73
37	Fuerzas sobre una partícula en trituradores de rodillos.....	74
38	Moldes con sulfato de aluminio.....	74
39	Muestras de sulfato de aluminio.....	75
40	Diente utilizado en el ensayo a compresión.....	75
41	Maquina de compresión Forney.....	76
42	Ensayo de compresión 1.....	76
43	Ensayo de compresión 2.....	77
44	Ensayo de compresión 3.....	77
45	Rocas ensayadas.....	78
46	Formación de Angulo θ	79
47	Calculo de ángulo de mordedura.....	79
48	Triangulo de fuerzas generadas.....	80
49	Distribución de dientes, sección longitudinal.....	81
50	Distribución de dientes, sección transversal.....	81

51	Sección de rodillo de trituración.....	82
52	Eje de la trituradora.....	87
53	Diagrama de cuerpo libre del eje.....	88
54	Diagrama de corte y momento flector en el Plano X-Y...	89
55	Diagrama de corte y momento flector en el Plano X-Z...	90
56	Geometría propuesta para el eje.....	90
57	Dimensiones de la cuña.....	97
58	Buje de acople entre el eje y el cilindro.....	100
59	Escala de tiempo de los flujos monetarios.....	106

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA	Pag.	
1	Listado de posibles soluciones.....	60
2	Listado de Restricciones.....	60
3	Aplicación de restricciones a posibles soluciones.....	61
4	Listado de soluciones aprobadas.....	61
5	Listado de criterios.....	61
6	Ponderación de criterios.....	62
7	Criterio 1 “Menor espacio físico”.....	62
8	Criterio 2 “Menor consumo de energía posible”.....	62
9	Criterio 3 “Proceso más sencillo”.....	63
10	Criterio 4 “Menor cantidad de elementos”.....	63
11	Criterio 5 “Mayor factibilidad de mantenimiento”.....	63
12	Criterio 6 “Menor costo”.....	63
13	Ponderación final de soluciones.....	64
14	Resultados obtenidos de ensayos a compresión.....	78
15	Diámetros estandarizados para el eje.....	93
16	Datos técnicos de la máquina trituradora.....	97
17	Inversión inicial.....	104
18	Activos fijos intangibles.....	104



**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**REDISEÑO DEL SISTEMA DE TRITURACIÓN EN UNA PLANTA DE
PRODUCCIÓN DE SULFATO DE ALUMINIO**

Autor: Castro Héctor

Tutor: Giovanni Pizzella

Fecha: Octubre 2019

RESUMEN

La presente investigación se desarrolló en la empresa A.M.V., C.A, la cual es una empresa del sector manufacturero, dedicada a la producción del sulfato de aluminio, utilizado principalmente en el proceso de tratamiento de aguas potables y residuales, en la industria de pulpa y papel, en la industria petrolera, entre otros. Con el fin de reducir los paros en el proceso y la intervención del operario se plantearon cuatro objetivos específicos. Se inició con un diagnóstico de la situación actual, se constató que existen problemas en el triturado del sulfato de aluminio, lo que justificó el rediseño del sistema en la planta. Se identificaron las variables y condiciones de operaciones. Luego se presentaron tres alternativas, fue seleccionada la alternativa 2, la trituradora de rodillo doble, ya que cumple con los criterios establecidos. Continuando con el desglose del diseño de cada elemento de la trituradora seleccionada. Finalmente un análisis de costo beneficio de la mejora, mostrando una inversión inicial y una tasa de retorno. La investigación es de tipo proyecto factible, el diseño de la investigación de campo, con una revisión documenta. Como técnica se utilizó la observación directa y con un nivel descriptivo.

Descriptor: Trituradora, rediseño.

INTRODUCCIÓN

La empresa **ÁCIDOS Y MINERALES DE VENEZUELA, C.A. (AMV, C.A.)** es una empresa venezolana con más de 17 años de exitosa trayectoria en la producción de **SULFATO DE ALUMINIO Grado A**, blanco libre de hierro, $\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3$, utilizado principalmente como coagulante y floculante en el proceso de tratamiento de aguas potables y residuales, en la industria de pulpa y papel y en la industria petrolera entre otros uso el área industrial comprende la planta de sulfato de aluminio y una nueva planta de ácido sulfúrico que permite cubrir totalmente las necesidades de la producción de sulfato 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 máquina trituradora más 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. Este primer informe del proyecto de investigación está estructurado en cuatro (4) 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 la 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 y las

fases necesarias para la ejecución del mismo. Finalmente en el Capítulo IV, los resultados, conclusiones, recomendaciones y la Bibliografía.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del problema.

Actualmente AMV C.A es una 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), 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: Mezcla de sulfato de aluminio.

Fuente: AMV. C.A. (2019)

Esta mezcla ya endurecida, al llegar al final de la banda transportadora es fragmentada por una prensa trituradora, como se muestra en la figura 2, dispuesta de dientes de tal forma que penetran la loza hasta convertirla en rocas de sulfato de aluminio de dimensiones irregulares.

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.



Figura 2: Mezcla de sulfato de aluminio.

Fuente: AMV. C.A. (2019)

Esta problemática está provocando pérdidas económicas para la empresa debido a los atrasos que ocasionan las paradas en el proceso (ver figura 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.

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.



Figura 3: Sulfato de aluminio atascado.
Fuente: AMV. C.A. (2019)

1.2 Formulación del problema.

¿Cómo se podría solventar la situación de atascamiento de la roca de sulfato de aluminio en la rejilla metálica de la trituradora en la empresa AMV, C.A?

1.3 Objetivos de la investigación.

1.3.1 Objetivo General.

Rediseñar del sistema de trituración en una planta de producción de sulfato de aluminio.

1.3.2 Objetivos Específicos.

1. 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.
2. Generar posibles soluciones a los problemas detectados en el proceso de trituración para así seleccionar la mejor alternativa.
3. Diseñar la mejor solución.

4. Realizar el estudio de factibilidad económica del proyecto de investigación.

1.4 Justificación de la investigación

Actualmente las condiciones de trabajo en las que opera la máquina trituradora en la empresa AMV C.A no son las más adecuadas para exigir una mayor eficiencia, razón por la cual se requiere desarrollar 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:

1. 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.
2. 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.

1.5 Limitaciones de la investigación.

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

1.6 Alcance de la investigación.

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

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

El marco teórico es el pilar fundamental de la investigación, tiene la finalidad de aportar la información necesaria para el desarrollo del proyecto, en este caso el diseño de un manipulador de herramientas de ajuste, dando a conocer los términos y definiciones involucradas para su diseño. Según Arias (2012): “El marco teórico o marco referencial, es el producto de la revisión documental–bibliográfica, y consiste en una recopilación de ideas, posturas de autores, conceptos y definiciones, que sirven de base a la investigación por realizar”.

Dicho marco teórico generalmente se estructura en tres secciones, los antecedentes de la investigación, las bases teóricas y la definición de términos básicos. Tomando en cuenta esto, a continuación, se presentan una serie de investigaciones realizadas por otros autores que guardan relación con el tema, contribuyendo con sus logros y conocimientos como precedentes o fuente de apoyo para fundamentar la investigación.

2.1 Antecedentes de la investigación

Álvarez L, Jorge R. (2016), presentó un trabajo de investigación en la Universidad Central de Venezuela, Caracas, titulado: **“Diseño de una planta y selección de equipos para trituración de material natural para obtener agregados para la construcción civil y otros usos industriales”**. En este 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 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.

Por otro lado De Caires J. y De Caires Q. (2014) en la Universidad Central de Venezuela, presentaron un trabajo de investigación titulado **“Diseño de una máquina trituradora de envases de vidrio para la industria del reciclaje”**. 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 máquina 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.

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 termino 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 25,40 mm (1 pulg) y de molienda, cuando se tratan partículas de tamaños inferiores. La trituración es también denominada desintegración y las maquinas 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 haya 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.

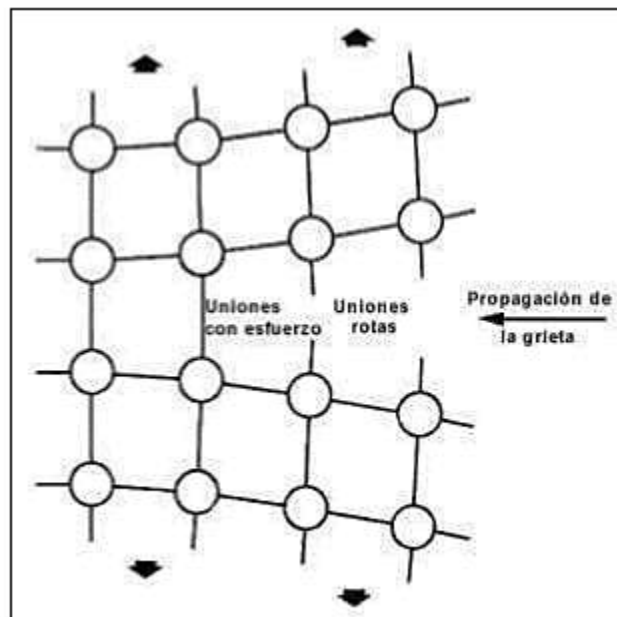


Figura 4: Propagación de la grieta en una partícula.
Fuente: Waganoff (2008).

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. (Ver Figura 4).

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. (Ver Figura 5).

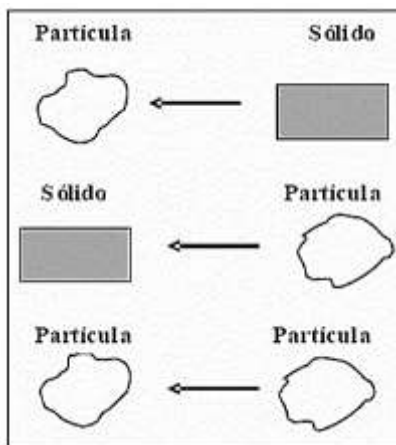


Figura 5: Trituración por impacto.

Fuente: Alcalá E.- Flores A. - Alfonso A (2018).

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. (Ver Figura 6).

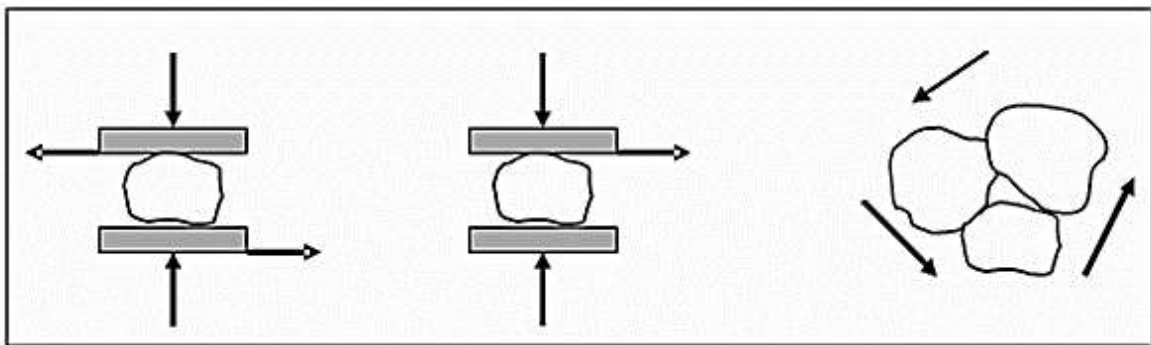


Figura 6: Trituración por atrición.

Fuente: Alcalá E.- Flores A. - Alfonso A. (2018).

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. (Ver Figura 7).

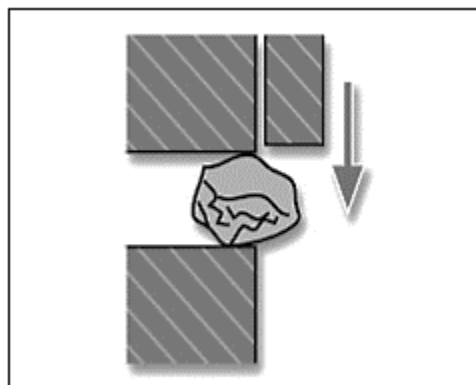


Figura 7: Trituración por corte.

Fuente: Alcalá E.- Flores A. - Alfonso A. (2018).

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. (Ver Figura 8).

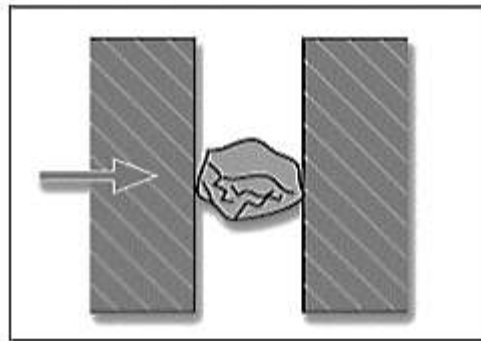


Figura 8: Trituración por compresión.
Fuente: Alcalá E.- Flores A. - Alfonzo A. (2018).

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 1018 mm (40") o más, hasta obtener partículas hasta de 25,40 mm (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 1018 mm (40") a 152,40 mm (6"), se denomina trituración primaria, y trituración secundaria de 152,40 mm (6") a 25,30 mm (1").

a) Trituradoras Primarias: Fragmentan trozos grandes hasta un producto de 1018 mm (40") a 152,40 mm (6").

b) Trituradoras Secundarias: Fragmentan el producto de la trituración primaria hasta tamaños de 152,40 mm (6") a 25,30 mm (1").

c) Trituradoras Terciarias: Fragmentan el producto de la trituración secundaria hasta tamaños de 9,70 mm (1/2") o 9,53 mm (3/8"). Entre estas máquinas se tiene:

2.2.5 Tipos de trituradoras

➤ 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. (Ver Figura 9).

➤ 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 aprisionado a las partículas que entran a la cámara de trituración (espacio comprendido entre el cono triturador y el cóncavo) fragmentándolas continuamente por compresión.

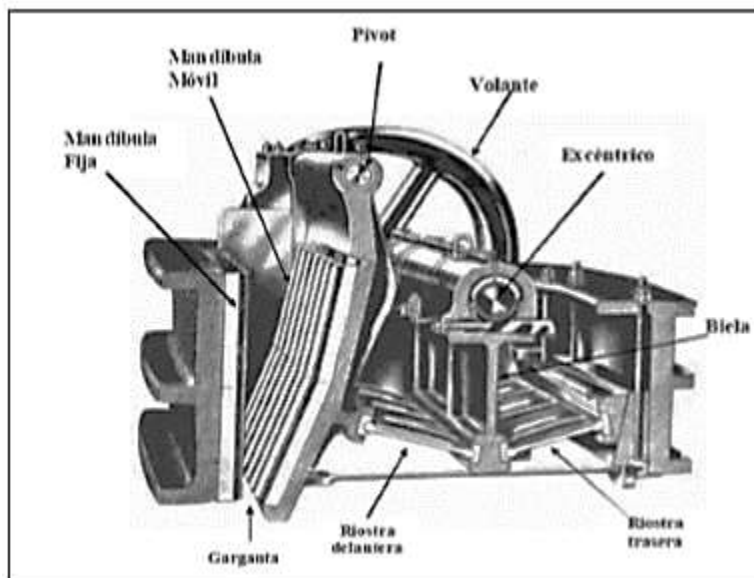


Figura 9: Sección transversal de un triturador de mandíbulas.
Fuente: Alcalá E.- Flores A. - Alfonso A. (2018).

La acción de esta trituradora puede compararse con la acción de varias trituradoras de mandíbulas colocadas en círculo. La figura 10 muestra esquemáticamente los tipos de trituradoras giratorias, y un corte de una de éstas máquinas se muestra en la figura 11. 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 12.

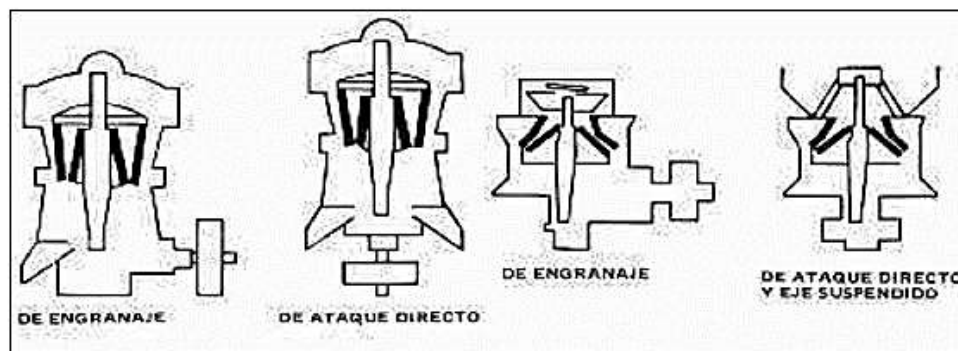


Figura 10: Representación esquemática de trituradoras.
Fuente: Alcalá E.- Flores A. - Alfonso A. (2019).

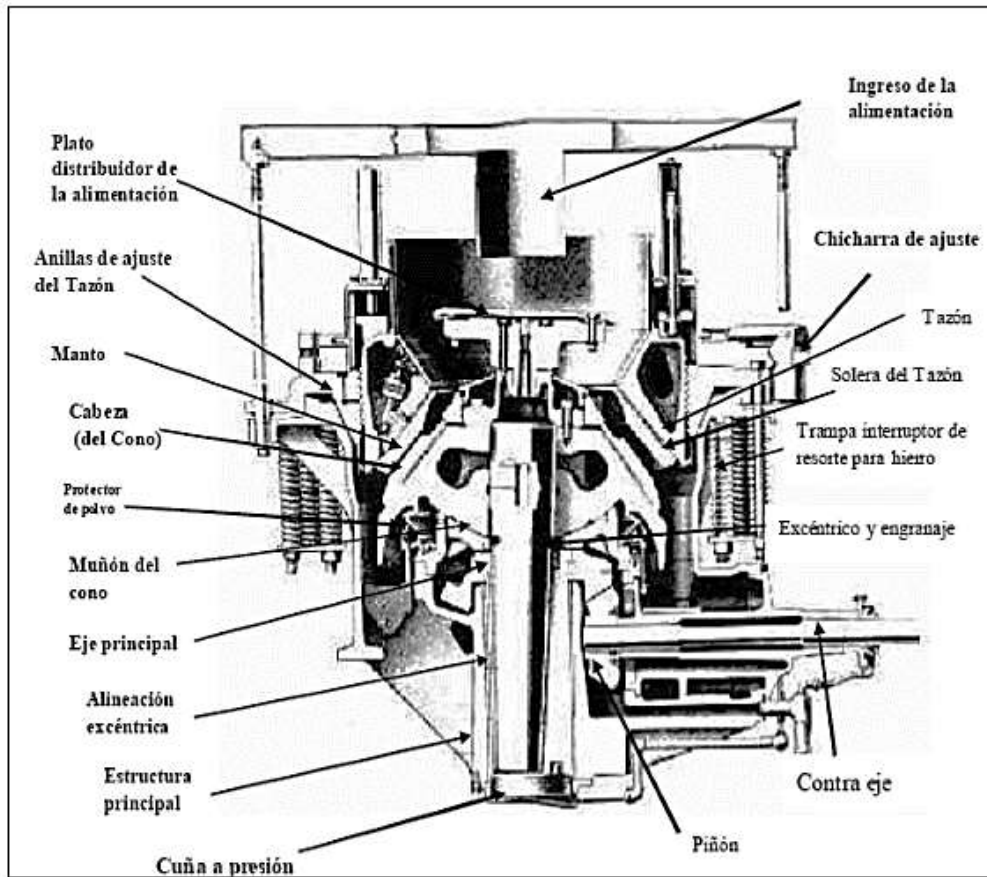


Figura 11: Sección de una trituradora marca Symons.

Fuente: Alcalá E.- Flores A. - Alfonso A. (2018).

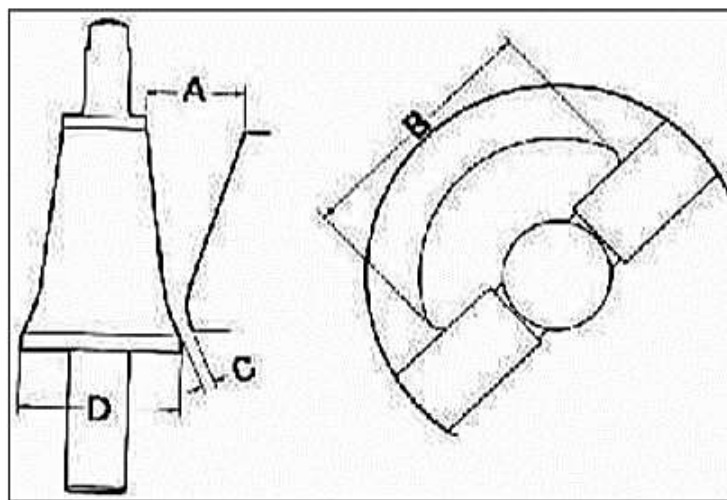


Figura 12: Sección de un triturador cónico marca Symons.

Fuente: Alcalá E.- Flores A. - Alfonso A. (2018).

A = Ancho de alimentación

B = Largo superficie de alimentación

C = Ancho de salida

D = Diámetro de cabeza

➤ Trituradoras cónicas

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

–Trituradora cónica Symons Standard, normalmente utilizada en la trituración secundaria. (Ver Figura 13).

–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 figura 12. 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 trituración es el mismo para ambas trituradoras, esto proporciona a las trituradoras cónicas una mayor capacidad.



Figura 13: Triturador cónico estándar marca Symons.

Fuente: Alcalá E.- Flores A. - Alfonzo A. (2018).

➤ **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.

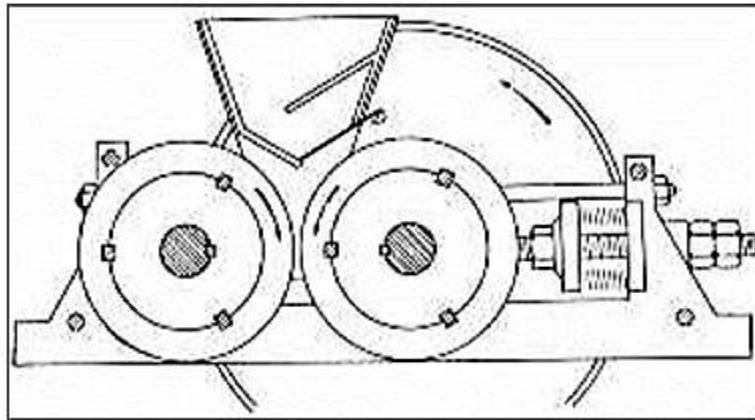


Figura 14: Trituradora de Rodillos.

Fuente: Alcalá E.- Flores A. - Alfonso A. (2018).

➤ **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.

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.

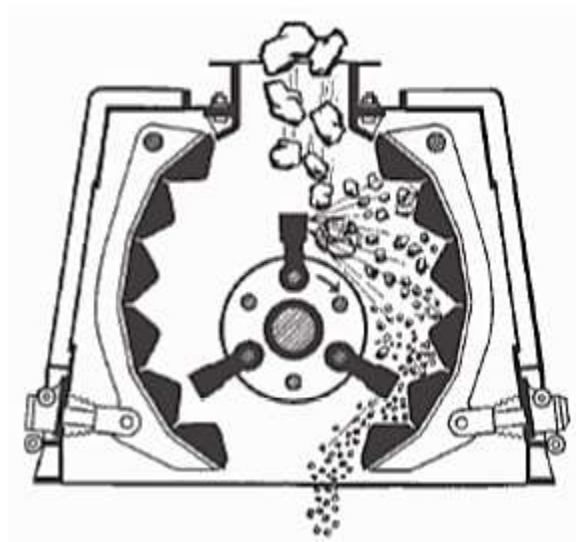


Figura 15: Trituradora de Martillos.
Fuente: Alcalá E.- Flores A. - Alfonzo A. (2018).

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 rayara a uno de dureza menor, dos minerales de la misma dureza no se rayaran 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 16 se pueden observar diversas curvas granulométricas.

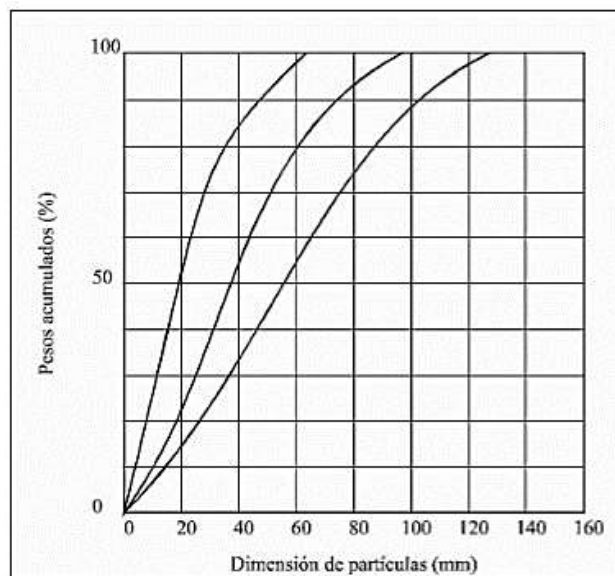


Figura 16: Curvas granulométricas.

Fuente: Apuntes de trituración, Universidad de Buenos Aires (2018).

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 más material fino que la de trozos en forma regular.
- La forma media de los granos triturados varía con la ubicación en la escala de tamizado. Los granos gruesos y finos (los extremos) son alargados, mientras que los medios tienen forma más cúbica.

b) Leyes Energéticas

Las leyes energéticas que se verán 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.

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

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 geoméricos 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.

$$\hat{E}_K = K_K \log \left(\frac{F_{80}}{P_{80}} \right) \quad \text{Ec. 2}$$

\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.

Aun 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”.

$$\hat{E}_B = 10W_I \left[\frac{1}{\sqrt{P_{80}}} - \frac{1}{\sqrt{F_{80}}} \right] \quad \text{Ec. 3}$$

\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.

La utilidad práctica de la denominada Tercera 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:

$$P_{trit} = \dot{m} (0,3162)W_i \left(\frac{1}{\sqrt{D_f}} - \frac{1}{\sqrt{D_i}} \right) \quad \text{Ec. 4}$$

Donde:

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

W_i = Índice energético del material (kW h/ton necesarios para reducir un material desde un tamaño infinito hasta que el 80% pase por el tamiz de 100 μm).

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 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:

$$D_{i,f} = \frac{Espesor + Ancho + Largo}{3} \quad \text{Ec. 5}$$

También el diámetro de la partícula se puede calcular de:

$$Diámetro\ de\ partícula = \sqrt[3]{Espesor \cdot Ancho \cdot Largo} \quad \text{Ec. 6}$$

El diámetro a utilizar será el que resulte mayor de ambas ecuaciones 5 ó 6.

La debilidad 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 realizarán 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.

En cualquier sistema de rotación, la potencia instantánea es el producto del par de torsión por la velocidad angular, esto es:

$$Potencia_{rodillo} = M_T \cdot \omega \quad \text{Ec. 6}$$

Donde:

$Potencia_{rodillo}$: Es potencia del motor (W)

M_T : Es el torque aplicado (N m)

ω : Es velocidad angular de rotación ($\frac{rad}{seg}$)

Mientras que la Potencia para vencer la inercia de rotación, se determina como el producto del torque a vencer por cada rodillo T_{ir} , multiplicado por la velocidad angular, esto es:

$$Potencia_{ir} = T_{ir} \cdot \omega \quad \text{Ec. 7}$$

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:

$$T_{ir} = J_{ir} \cdot \alpha_{ir} \quad \text{Ec. 8}$$

El momento másico de inercia para cilindros circulares macizos es:

$$J_{ir} = \frac{m_{ir} \cdot r_r^2}{2} \quad \text{Ec. 9}$$

Donde:

m_{ir} : Es la masa total del cuerpo (Kg)

r_r : Es el radio del cilindro (m).

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

$$m_{ir} = densidad \cdot volumen = \rho \cdot V_T \quad \text{Ec. 10}$$

La aceleración angular del cuerpo se calcula con la ecuación:

$$\alpha_{ir} = \frac{\omega_r}{t} \quad \text{Ec. 11}$$

2.2.8 Transmisión por Cadenas

Las correas y las cadenas representan los tipos principales de elementos flexibles para transmitir potencia. A diferencia de los engranajes, que requieren de distancias centrales espaciadas en forma, en alguna medida, reducida y precisa, los impulsores de correa y cadena son capaces de transmitir potencia entre ejes que se encuentran muy separados.

Una cadena es un elemento de transmisión de potencia que se fabrica como una serie de eslabones que se unen mediante pernos. El diseño proporciona flexibilidad mientras permite que la cadena transmita fuerzas de tracción de magnitud considerable.

Cuando transmite potencia entre ejes que giran, la cadena activa ruedas dentadas que se enlazan, se conocen como “ruedas dentadas o catalinas “. La pequeña es conocida como “Piñón” y la más grande como “Corona”. La Figura 17 muestra un impulsor de cadena común.



Figura 17: Impulsor de cadena de rodamientos.

Fuente: Pizzella G. (2006).

El tipo más común de cadena es la *cadena de rodamiento*, en la que el rodamiento de cada perno proporciona una fricción excepcionalmente baja entre la cadena y las ruedas dentadas.

Para realizar una selección de un impulsor de cadenas se deben conocer los datos siguientes:

- i) Potencia nominal del motor en HP (se toma de la placa del motor accionador). En su defecto se utiliza la potencia en HP requerida por la máquina accionada.
- ii) Tipo de motor y de maquinaria movida, tipo de aplicación.
- iii) Velocidad en RPM del eje impulsor y del eje impulsado (para este último, límites: máximo y mínimo).
- iv) Distancia tentativa entre centros de eje.
- v) Por lo menos un diámetro de una de las ruedas dentadas.

2.2.8.1 Secuencia de cálculo de la cadena, ecuaciones y condiciones de diseño

1. Debido a que las máquinas conducidas tienen formas particulares de funcionamiento, se deben prevenir fallas debidas a los golpes, vibraciones o tirones. De forma similar, las máquinas motoras tienen formas particulares de funcionamiento, algunas son más suaves

que otras, o tienen un impulso inicial o un giro a tirones. Estas situaciones se consideran a través de un factor de servicio (f_s) que aumenta la potencia a transmitir para obtener la potencia de diseño que considera las características de la máquina y el motor utilizado. El factor del servicio f_s se determina del Anexo A.1 en función del tipo de motor que más se asemeja a nuestro diseño y del tipo de maquinaria movida.

2. Cálculo de la potencia de diseño: Una vez obtenido el factor f_s , este se multiplica por la potencia a transmitir, para obtener la *potencia de diseño*.

$$P_{\text{diseño}} = P_{\text{nominal}} \times f_s. \quad \text{Ec. 12}$$

3. Selección tentativa del tamaño de la cadena (número y paso en pulg) y del número de dientes mínimo recomendado para la rueda dentada pequeña (rueda motora). Para ello se usa el gráfico del Anexo A.2, en función de la potencia de diseño ($P_{\text{diseño}}$), de las RPM del eje más rápido y del número de ramales para la cadena.
4. Con las tablas de capacidad de potencia del Anexo A.3 (HORSEPOWER RATINGS), Hallar la potencia transmisible por ramal o ramales de cadena, P_{ramal} , entrando con las RPM del eje más rápido y el número de dientes de la rueda pequeña.
5. Verificar que la potencia por ramal sea mayor o igual que la potencia de diseño, $P_{\text{ramal}} \geq P_{\text{diseño}}$.
6. Determinar la relación de transmisión o de velocidades.

La razón entre la velocidad del eje más rápido dividido por la velocidad del eje más lento, es la relación de transmisión " R_t ". Se indica como "1: R_t ". Con este valor se obtiene el tamaño de las catalinas a utilizar. La relación R_t o R_v debe corresponder a la razón entre la cantidad de dientes de la catalina grande (la del eje más lento) denominada corona dividida por la cantidad de dientes de la catalina pequeña (la del eje más rápido) denominada piñón.

$$R_v = \frac{\text{RPM}_{\text{rapido}}}{\text{RPM}_{\text{lento}}} = \frac{\omega_p}{\omega_c} = \frac{N_c}{N_p} \quad \text{o} \quad R_v = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{N_2}{N_1} \quad \text{Ec. 13}$$

Donde:

$\omega_p, (\omega_1), \omega_c, (\omega_2)$: Velocidad angular de los dos ejes en RPM.

$N_c, (N_2)$: Cantidad de dientes de la corona

$N_p, (N_1)$: Cantidad de dientes del piñón.

7. Si no se selecciona de un catálogo del mercado. Calcular el número de dientes de la rueda grande (corona) con la ecuación anterior, para algunos fabricantes este valor tiene un máximo de 120 dientes.
8. Ajustar la relación de velocidad R_v . Con el número de dientes tomado del gráfico del Anexo A.1 y con el calculado en el paso anterior, verificar que la relación de transmisión este ajustada.
9. Calcular la velocidad lineal o periférica de la cadena. Los valores óptimos de velocidad recomendados están entre 197 pie/min (1 m/s) y 820 pie/min (4,17 m/s). Para el cálculo puede usarse:

$$V = \frac{Np\omega}{60.000} \quad [\text{m/s}] \quad \text{Ec. 14}$$

Donde:

N: Es número de dientes de la rueda;

p: Es paso de la cadena en $[mm]$ y

ω = velocidad de rotación de la rueda en $[RPM]$.

10. Determinar el tipo de lubricación de la cadena de las tablas de capacidad de potencia del Anexo A.3 donde se determina la potencia por ramal.

11. Cálculo de los diámetros de las ruedas dentadas.

$$D_p = \frac{p}{\text{sen} \frac{180^\circ}{N}} \quad \text{Ec. 15}$$

$$D_o = p \left(0,6 + \cot \frac{180^\circ}{N} \right) \quad \text{Ec. 16}$$

Dónde:

D_p : Es el diámetro primitivo de la rueda dentada en $[mm]$.

D_o : Es el diámetro exterior de la rueda dentada en $[mm]$.

N: Es número de dientes de la rueda y

P: Es el paso en [mm].

12. Cálculo de la longitud de la cadena y distancia entre centros.

Las relaciones entre la distancia central C, la longitud de la cadena L, y el número de dientes del piñón N_p y la corona N_c vienen dadas por:

12.1 Si se conoce la distancia central y es fija, utilizar la ecuación siguiente para calcular la longitud

$$L = 2C + \frac{N_p + N_c}{2} + \frac{(N_c - N_p)^2}{4\pi^2 C} \quad \text{Ec. 17}$$

12.2 Si no se conoce la distancia central utilice una aproximación para la distancia entre centros $30\text{pasos} < C < 50\text{pasos}$ (30 y 50 pasos de la cadena) y calcular la longitud con la Ec.17 y con esta longitud recalculer C con la Ec. 18. (Siempre se toma un número entero de pasos).

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_c + N_p}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{N_c + N_p}{2} \right)^2 - \frac{8(N_c - N_p)^2}{4\pi^2}} \right] \quad \text{Ec. 18}$$

13. Cálculo de las tensiones en la cadena.

La fuerza ejercida sobre los apoyos puede calcularse por

$$F = F_T + F_c \quad \text{Ec. 19}$$

Dónde:

F_T : Fuerza de tracción en la cadena [N].

F_c : Fuerza centrífuga sobre la cadena [N].

Siendo,

$$F_T = \frac{P}{V} \quad \text{Ec. 20}$$

Dónde:

P: Potencia transmitida en [watt] y

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

$$F_c = \frac{G}{g} V^2 \quad \text{Ec. 21}$$

Dónde:

G: Peso por unidad de longitud de la cadena en [Kg/m]

g: Fuerza de gravedad (9,80 m/s²)

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

F_c: Fuerza centrífuga sobre la cadena [N].

2.2.9 Tensiones de diseño para ejes.

En una flecha o eje en particular pueden existir al mismo tiempo condiciones distintas que generan esfuerzo o tensión. Para cualquier parte del eje que transmite potencia, habrá una tensión por esfuerzo de corte por torsión, mientras que la tensión por esfuerzo de flexión se presenta en esas mismas partes. Quizá haya otras partes en las que sólo se genere tensiones por esfuerzos de flexión. Algunos puntos tal vez no se sujeten a flexión, tampoco a torsión pero experimentarán tensión por esfuerzo de corte vertical. Sobre las otras tensiones o esfuerzos sobreponerse esfuerzos por tracción o por compresión. Entonces habrá algunos puntos en los que no se genere en absoluto tensiones o esfuerzos significativos.

En consecuencia, decidir qué tensión de diseño utilizar depende de la situación del punto que interesa. En muchos proyectos de diseño y análisis de flechas o ejes deben hacerse cálculos en distintos puntos para considerar en su totalidad la variedad de condiciones de carga y de geometría que existen.

Resultan útiles varios casos analizados en el capítulo 6, del Texto del Dr. Tassoni D. (2.006), para el cálculo de factores de seguridad N, para determinar las tensiones de diseño de flechas o ejes. Se supone que las tensiones o esfuerzo de flexión son por completo inversos y sucesivos debido a que el eje gira. Dado que los materiales dúctiles muestran un mayor desempeño bajo tales cargas, se supone que el material con que se fabrica el eje o la flecha es dúctil. Se supone, también, que la carga por torsión es relativamente constante y actúa en

un sentido. Si existen situaciones de otro tipo remítase al caso que resulte apropiado en el capítulo 6 del mismo autor.

- Tensión por esfuerzo de corte

En el capítulo 6 del Texto del Dr. Tassoni D. (2.006) se determinó que el método más preciso para prever fallas en materiales dúctiles debido a una tensión constante por esfuerzo de corte era la teoría de la distorsión de la energía, en la cual la tensión por esfuerzo de corte de diseño se calcula a partir de

$$\tau_{adm} = \frac{0,577S_y}{N} \quad \text{Ec. 22}$$

Se utilizará este valor para tensión por esfuerzo de corte por torsión constante, tensión por esfuerzo de corte vertical o tensión por esfuerzo de corte directo en una flecha o eje.

- Tensión por esfuerzo de corte vertical

Una viga que soporta cargas transversales a su eje experimentará fuerzas de corte que se denotan por V, cuya tensión por esfuerzo de corte vertical viene dado por la ecuación:

Sección rectangular $\tau_{m\acute{a}x} = \frac{3V}{2A}$ Ec. 23

Sección circular $\tau_{m\acute{a}x} = \frac{4V}{3A}$ Ec. 24

Sección doble T $\tau_{m\acute{a}x} = \frac{V}{th}$ Ec. 25

t espesor del alma, h altura

2.2.10 Diseño de ejes sujetos a flexión totalmente alternante y torsión uniforme.

Aquellos ejes que soportan engranajes rectos o cilíndricos, poleas acanaladas o ruedas dentadas de cadena son ejemplos de flechas o ejes que sólo se ven sujetos a flexión o torsión. La potencia que es transmitida genera torsión y las fuerzas transversales en los elementos originan flexión. En el caso general, no todas las fuerzas transversales actúan en el mismo

plano. En tales casos, primero se elabora las gráficas de momento de flexión para dos planos perpendiculares.

El procedimiento supone que la carga es a flexión totalmente alternante (con componente medio a flexión igual a cero) y un par de torsión uniforme (con componente del par de torsión alternante igual a cero) a un nivel tal que genere esfuerzos por debajo del límite de fluencia elástico a torsión del material. Este procedimiento es conocido como MÉTODO ASME.

El diámetro del eje según este criterio ASME, tomado del Norton R. (1.999) y del Mott R. (1.995), viene dado por:

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_f M a_F}{S_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{M_T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec. 26}$$

Dónde:

D: Diámetro del eje, [m]

N: Factor de seguridad

$M a_F$: Momento de flexión alternante, [N m], calculado como

$$M a_F = \frac{1}{2} (M_{Fmáx} - M_{Fmín}) \quad \text{Ec. 27}$$

M_T : Momento torsor uniforme o torsor medio, [N m], calculado como

$$M_T = M_{Tm} = \frac{1}{2} (M_{Tmáx} + M_{Tmín}) . \quad \text{Ec. 28}$$

K_f : Concentrador de esfuerzos a la fatiga por flexión (Ver Anexo B).

S_y : Límite de fluencia del material [MPa].

S_n : Es el límite de fatiga real para un material ferroso [Pa], valor que se obtiene de la ecuación

$$S_n = S'_n \prod_{i=1}^n C_i \quad \text{Ec. 29}$$

Siendo:

S'_n : Es el límite de fatiga teórico del material [Pa], valor que se encuentra tabulado para cada material.

Cuando no se tienen valores experimentales de S'_n se puede utilizar la ecuación siguiente:

$$S'_n = 0,5 S_u \quad \text{Ec. 30}$$

Siendo:

S_u : El esfuerzo último o de ruptura del material [Pa], obtenido en un ensayo de tracción.

C_i : Son Factores de corrección de Marin (Ver Anexo C).

$i = 1$, $C_1 = C_s$ = factor de corrección por acabado superficial.

$i = 2$, $C_2 = C_d$ = factor de corrección por dimensión de la pieza.

$i = 3$, $C_3 = C_{cf}$ = factor de corrección de confiabilidad funcional.

$i = 4$, $C_4 = C_t$ = factor de corrección por temperatura de trabajo.

$i = 5$, $C_5 = C_a$ = factor de corrección por carga axial.

$i = 6$, $C_6 = C_c$ = factor de corrección por carga de corte.

$i = 7$, $C_7 = C_o$ = otros factores de corrección.

2.2.11 Selección de los rodamientos

La selección de un rodamiento toma en cuenta la capacidad de carga, como se analizó, al igual que la geometría del rodamiento que asegurará que puede instalarse en forma conveniente en la máquina. En primer lugar, se consideran rodamientos no montados que sólo soportan cargas radiales. Después, se consideraran rodamientos no montados que soportan una combinación de carga radial y carga de empuje. El término no montado se refiere al caso en el que el diseñador debe prever la aplicación correcta del rodamiento en el eje y dentro de la carcasa.

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:

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{Ec. 31}$$

Donde: F_r es la carga radial que se aplica sobre el rodamiento; F_a es la carga axial que se aplica sobre el rodamiento; X es el factor de carga axial de la Figura 18; Y es el factor de carga de empuje de la Figura 18 y V es un factor de rotación igual a 1 si gira la pista interna ó 1,2 si gira la externa.

La duración de un rodamiento para una carga cualquiera es:

$$\frac{L_d}{10^6} = \left(\frac{C}{F_d} \right)^a \quad \text{Ec. 32}$$

Dónde: C es la capacidad básica de carga. Es la carga radial constante que puede soportar un rodamiento hasta una duración nominal de un millón de revoluciones; L_d es la vida útil del diseño; F_d es la carga de diseño; a vale 3 para rodamientos de bolas y 10/3 para rodamientos de rodillos.

La carga necesaria C para una carga y una vida útil de diseño específicas será:

$$C = F_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{a}} \quad \text{Ec. 33}$$

Es habitual también que el fabricante proporcione la capacidad de carga para una vida útil a una velocidad especificada. Así, L_d *Número de revoluciones de diseño* se calcularía de la forma:

$$L_d = (h) \cdot (rpm) \cdot 60 \text{ (min/h)} \quad \text{Ec. 34}$$

Donde h es la vida útil de diseño en horas, tomada de la Figura 19.

e	T/C_0	Y	e	T/C_0	Y
0,19	0,014	2,30	0,34	0,170	1,31
0,22	0,028	1,99	0,38	0,280	1,15
0,26	0,056	1,71	0,42	0,420	1,04
0,28	0,084	1,55	0,44	0,560	1,00
0,30	0,110	1,45			

Nota: $X = 0,56$ para todos los valores de Y .

Figura 18: Factores radiales y de empuje para rodamientos de hilera única, ranura profunda.

Fuente: Pizzella G. (2 .006).

<i>Uso</i>	<i>Vida útil de diseño</i> L_{10}, h
Aparatos domésticos	1 000–2 000
Motores para aviones	1 000–4 000
Automotriz	1 500–5 000
Equipo agrícola	3 000–6 000
Elevadores, ventiladores industriales, engranes de uso múltiple	8 000–15 000
Motores eléctricos, ventiladores industriales con tolva, máquinas industriales en general	20 000–30 000
Bombas y compresoras	40 000–60 000
Equipo crítico en operación continua las 24 horas	100 000–200 000

Figura 19: Vida útil de Diseño recomendada para Rodamientos.

Fuente: Manual del Marks. (1.998).

2.2.12 Análisis de tensión para determinar la longitud de la cuña de unión.

Para las cuñas que transmiten potencia existen dos modos potenciales en que pueden presentarse fallas: corte a lo largo de la interfase entre eje y maza y falla por compresión debida a la acción de apoyo entre los lados de la cuña y el material del eje o de la maza. El análisis para cualquier de los modos en que se presentan fallas requiere de una comprensión de las fuerza que ejercen acción sobre la cuña. La figura 20 muestra el caso hipotético en el que el torque en el eje genera una fuerza al lado izquierdo de la cuña. A su vez, la cuña ejerce una fuerza sobre el lado derecho del cuñero de la maza.

Así la fuerza de reacción de la maza, de nuevo en la cuña, genera un conjunto de fuerzas opuestas que coloca a la cuña en esfuerzo de corte directo a lo largo de su sección transversal, $W \times L$. La magnitud de la fuerza de corte puede encontrarse a partir de

$$F = \frac{T}{(D/2)} \quad \text{Ec. 35}$$

Así, el esfuerzo de corte es

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{T}{(D/2)(WL)} = \frac{2T}{DWL} \quad \text{Ec. 36}$$

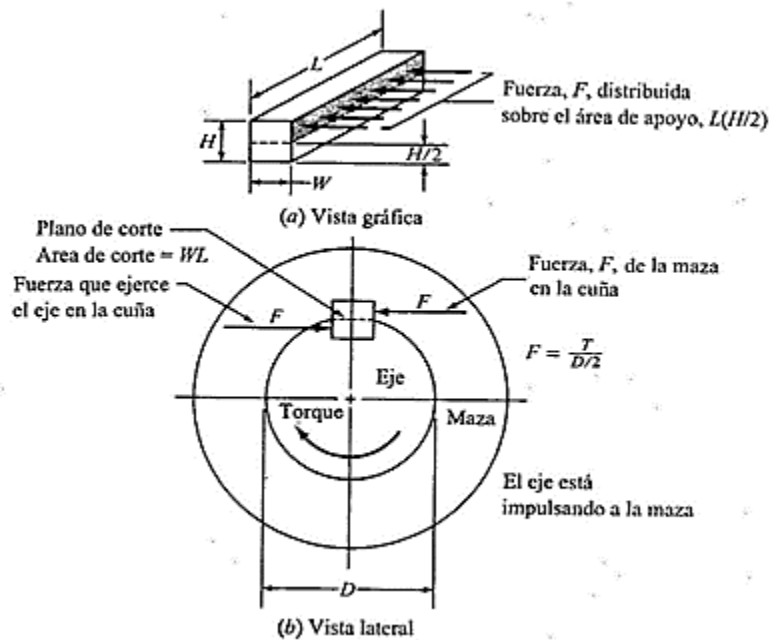


Figura 20: Fuerzas que actúan sobre una cuña
Fuente: Mott R. (1.995).

En diseño, puede establecerse que la tensión por esfuerzo de corte es igual a una tensión de diseño en corte que corresponde a la teoría de falla por tensión máxima de esfuerzo de corte

$$\tau_d = \frac{0,577S_y}{N} \quad \text{Ec. 37}$$

Por consiguiente, la longitud que se necesita para la cuña es

$$L = \frac{2T}{\tau_d DW} \quad \text{Ec. 38}$$

La falla en condición de apoyo se relaciona con la tensión o esfuerzo por compresión en el lado de la cuña, el lado del cuñero del eje o el lado del cuñero de la maza. El área en compresión es la misma para cualquiera de estas zonas, $L \times (H/2)$. Por tanto, la falla se presenta en la superficie con la resistencia a la deformación por compresión más baja. La tensión de diseño para compresión viene dada por

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} \quad \text{Ec. 39}$$

Por lo tanto la tensión por compresión viene dada por

$$\sigma = \frac{F}{A_c} = \frac{T}{(D/2)(L)(H/2)} = \frac{4T}{DHL} \quad \text{Ec. 40}$$

Permitir que esta tensión o esfuerzo sea igual a la tensión o esfuerzo de compresión ofrece la posibilidad de calcular la longitud de la cuña que se requiere para este tipo de falla,

$$L = \frac{4T}{\sigma_d DH} = \frac{4TN}{DWS_y} \quad \text{Ec. 4}$$

En aplicaciones industriales típicas $N = 3$ resulta adecuado.

En la figura 21 puede verse una forma típica de las cuñas paralelas,

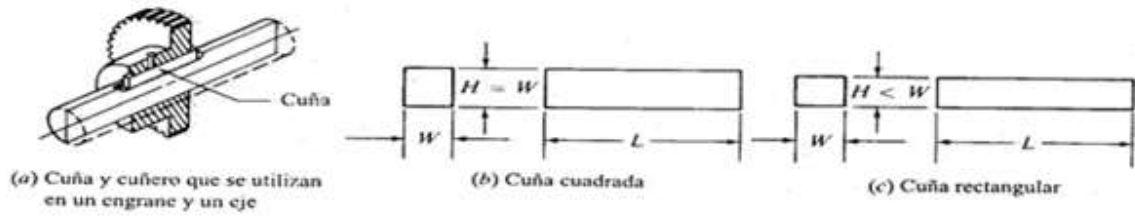


Figura 21: Cuñas paralelas.

Fuente: Mott R. (1.995).

La Figura 22 proporciona las dimensiones que se prefieren para cuñas paralelas como una función del diámetro del eje, como se especifica en la norma ANSI B 17.1-1967. Nominalmente, el ancho o espesor es de un cuarto del diámetro del eje.

Diámetro nominal de la flecha		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incluso)	Espesor, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
3/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16
1 1/4	1 3/8	3/16	3/16	1/4
1 3/8	1 1/2	3/8	3/8	1/4
1 1/2	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 3/4	3/4	3/4	7/16
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8	3/4
3 3/4	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2
7 1/2	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Nota: Se recomiendan los valores que no aparecen en las áreas sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.
Fuente: ANSI Standard B17.1-1967, *Keys and Keyseats* (American Society of Mechanical Engineers, Nueva York).

Profundidad del cuñero $H/2$

Más de	Hasta (incluso)	Radio del chaflán	Chaflán a 45°
1/8	1/4	1/32	3/64
1/4	1/2	1/16	5/64
1/2	7/8	1/8	5/32
7/8	1 1/4	3/16	7/32
1 1/4	1 3/4	1/4	9/32
1 3/4	2 1/2	3/8	13/32

Nota: Todas las dimensiones se dan en pulgadas.
Fuente: ANSI Standard B17.1-1967, *Keys and Keyseats* (American Society of Mechanical Engineers, Nueva York).

Figura 22: Tamaño de cuña contra tamaño de eje.

Fuente: Mott R. (1.995).

2.2.13 Resistencias de los Tornillos de Unión.

Los tornillos, pernos y espárragos para aplicaciones estructurales deben seleccionarse en base a su resistencia de prueba S_p según normas SAE, ASTM o ISO, tal y como se muestra

en el Anexo D. Estas organizaciones definen los grados o las clases de perno y especifican el material, el tratamiento térmico y una resistencia mínima de prueba, para el perno o el tornillo. La resistencia de prueba S_p es el esfuerzo con el cual el perno comienza a tener una distorsión permanente; está cerca de la resistencia a la fluencia del material, pero no más debajo de ésta. El grado o la clase de cada perno se señalan con marcas (o sin ellas) sobre la cabeza. La tabla 8-11 del Anexo D presenta información sobre la resistencia para varios grados ISO de pernos. Las marcas en la cabeza, para cada grado o clase, se ilustran en las figuras de la misma tabla.

Una de las aplicaciones fundamentales de pernos y tuercas es sujetar piezas para mantenerlas juntas en situaciones donde las cargas aplicadas someten el(los) perno(s) a tensión, como se indica en la figura 23. Es una práctica común precargar la junta apretando el(los) perno(s) con un torque suficiente para crear cargas de tensión aproximadas a su resistencia de prueba. Para ensambles cargados estáticamente, se utiliza algunas veces una precarga que genera un esfuerzo en el perno tan alto como el 90% de la resistencia de prueba. Para ensambles cargados dinámicamente (carga de fatiga), se usa comúnmente una precarga del 75% o más de la resistencia de prueba. Suponiendo que los pernos tienen el tamaño adecuado para las cargas aplicadas, estas precargas altas hacen muy improbable que los pernos se rompan durante el servicio, si no se rompen mientras se someten a tensión (se aprietan). Las razones de esto son sutiles y requieren del conocimiento de cómo interactúan las elasticidades del perno y de los elementos sujetos, cuando el perno se aprieta y cuando una carga externa se aplica posteriormente.

Para la mayoría de los usos, los ensambles con tornillos y pernos con tuerca, idealmente deberían apretarse para producir una fuerza de tensión inicial F_i , casi igual que la totalidad de la carga de prueba (ver Tablas 8-1 y 8-11 del Anexo D), la cual se define como la máxima fuerza a la tensión que no produce un asentamiento permanente medible en forma.

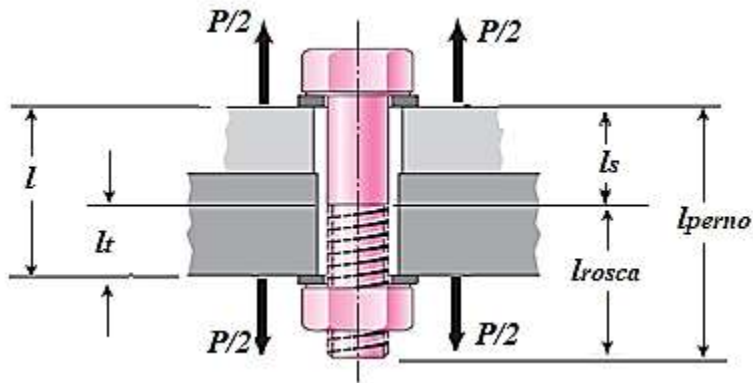


Figura 23: Conjunto atornillado en tensión.

Fuente: Norton R. (1.999).

Normal. (Esta es un poco menor que la fuerza a la tensión que produce un alargamiento permanente de 0,2% en una prueba para calcular S_y). Entonces la carga de apriete inicial viene dada por:

$$F_i = K_i A_t S_p \quad \text{Ec. 42}$$

Para cargas estáticas $K_i = 0,9$ con lo cual la Ec. 9 se hace:

$$F_i = 0,9 A_t S_p \quad \text{Ec. 43}$$

Donde: S_p es la Resistencia mínima de prueba del tornillo en MPa (Tabla 8-11 del anexo D); A_t es el área del esfuerzo de tensión (Tabla 8-1 del anexo D).

La longitud de la rosca de tornillos l_{rosca} , de serie en milímetros, donde d es el diámetro nominal, se expresa mediante

$$l_{rosca} = \begin{cases} 2d + 6; & l \leq 125 \\ 2d + 12; & 125 < l \leq 200 \\ 2d + 25; & l > 200 \end{cases} \quad d \leq 48 \quad \text{Ec. 44}$$

Donde las dimensiones están en milímetros.

La longitud del vástago sin usar l_s , y de la rosca l_t que está en la zona de sujeción l , vienen dadas por

$$l_s = l_{perno} - l_{rosca} \quad \text{y} \quad l_t = l - l_s \quad \text{Ec. 45}$$

Se desea revisar las cargas, las deflexiones y los esfuerzos, tanto en el perno como el cilindro, bajo precarga, y después de que se aplica una carga externa. La constante del resorte de una barra en tensión se obtiene con la ecuación de la deflexión de una barra en tensión:

$$\delta = \frac{F \cdot l}{A \cdot E} \quad \text{y} \quad k = \frac{F}{\delta} = \frac{AE}{l} \quad \text{Ec. 46}$$

El material que se sujeta se compone generalmente de dos o más piezas, que suelen ser de materiales diferentes. Además, un perno largo tiene hilos sólo sobre una porción de su longitud; por lo tanto, tiene dos áreas con secciones transversales diferentes. Estas secciones de rigidez diferente actúan como resortes en serie que se combinan de acuerdo con la ecuación

$$\frac{1}{k_b} = \frac{l_t}{A_t \cdot E_b} + \frac{l_s}{A_b \cdot E_b} \quad \text{y} \quad k_b = \frac{A_t \cdot A_b}{A_b \cdot l_t + A_t \cdot l_s} E_b \quad \text{Ec. 47}$$

Para un perno redondo de diámetro d , con una longitud l_t de cuerda cargada axialmente dentro de la zona de sujeción y de longitud l_s , como se indica en la figura 23.

Donde A_b es el área total de la sección transversal, A_t es el área de esfuerzo por tensión del perno y l_s es la longitud del vástago sin cuerda.

Para la geometría del material cilíndrico de la figura 23 (ignorando las pestañas), la constante de resorte del material es

$$\frac{1}{k_m} = \frac{l_1}{A_{m1} \cdot E_1} + \frac{l_2}{A_{m2} \cdot E_2} \quad \text{Ec. 48}$$

Si los materiales sujetos son iguales

$$k_m = A_m \frac{E_m}{l} = \frac{\pi}{4} (D_{ef})^2 \frac{E_m}{l} \quad \text{Ec. 49}$$

Donde A_m es el área efectiva del material sujetado. Si A_m se define como un cilindro sólido con un diámetro efectivo D_{ef} .

2.2.13.1 Pernos precargados bajo carga estática.

La figura 24-a grafica el comportamiento carga-deflexión del perno y el material sobre ejes comunes, con la longitud inicial tomada en la deflexión δ igual a cero. Se observa que la

pendiente de la línea del perno es positiva, debido a que su longitud se incrementa conforme aumenta la fuerza. La pendiente de la línea del material es negativa, ya que su longitud disminuye conforme se incrementa la fuerza. El material es más rígido que el perno, puesto que su área es típicamente más grande y se considera el mismo material para ambos. La fuerza en el material y en el perno es la misma, ya que permanecen en contacto. Como la fuerza de precarga F_i se introduce apretando el perno, la deflexión δ_b del perno y δ_m del material están controladas por sus constantes de resorte y alcanzan los puntos A y B en sus respectivas curvas de carga-deflexión, como se indica en la figura 24-a. Considerando los supuestos de las magnitudes relativas de k_b y k_m , el perno se estira más (δ_b) de lo que se comprime el material (δ_m).

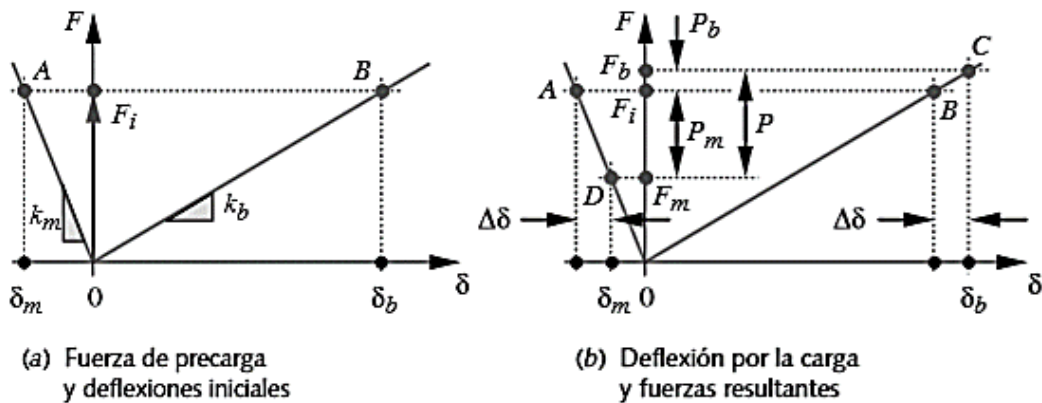


Figura 24: Efectos de la precarga sobre el perno y el material:
(a) precarga y (b) carga aplicada.

Fuente: Norton R. (1.999).

Cuando se aplica una carga externa P a la junta de la figura 23, se produce una deflexión adicional $\Delta\delta$ tanto en el perno como en el material, como se muestra en la figura 24-b. Esta deflexión es la misma en el perno y en el material, a menos que la carga aplicada sea lo suficientemente grande para separar la junta (es decir, $P_m > F_i$). La deflexión adicional $\Delta\delta$ crea un nuevo escenario de carga en el perno y en el material, como se indica en la figura 24-b. La carga en el material tiene una reducción P_m y mueve hacia abajo de la línea de rigidez del material, al punto D, con un nuevo valor F_m . La carga en el perno tiene un

incremento P_b y mueve hacia arriba la línea de rigidez del perno al punto C , con un nuevo valor F_b . La carga aplicada P está dividida en dos componentes, una (P_m) tomada por el material y otra (P_b) tomada por el perno, luego:

$$P = P_m + P_b \quad \text{Ec. 50}$$

La carga de compresión F_m en el material es ahora

$$F_m = F_i - P_m \quad \text{y} \quad F_m \geq 0 \quad \text{Ec. 51}$$

En la Ec.49 si F_m tiene un valor negativo, se hace $F_m = 0$, debido a que el material no puede soportar la fuerza de tensión y se separará.

La carga de tensión F_b sobre el perno se convierte en

$$F_b = F_i + P_b \quad \text{Ec. 52}$$

Se puede resumir la información de la figura 24 de la siguiente manera. El cambio común en la deflexión $\Delta\delta$ debido a la carga aplicada P es

$$\Delta\delta = \frac{P_b}{k_b} = \frac{P_m}{k_m} \quad \text{ó} \quad P_b = \frac{k_b}{k_m} P_m \quad \text{Ec. 53}$$

Combinando las Ecs. 48 y 50 se tiene:

$$P_b = \frac{k_b}{k_m+k_b} P = C \cdot P \quad \text{con} \quad C = \frac{k_b}{k_m+k_b} \quad \text{Ec. 54}$$

El término C se conoce como constante de rigidez de la junta o sólo constante de junta. Observe que C generalmente es < 1 y si k_b es pequeño, comparado con k_m , C será una fracción pequeña. Esto confirma que el perno estará sometido únicamente a una porción de la carga aplicada P . De la misma manera,

$$P_m = \frac{k_m}{k_m+k_b} P = (1 - C) \cdot P \quad \text{con} \quad C = \frac{k_b}{k_m+k_b} \quad \text{Ec. 55}$$

Estas expresiones de P_b y P_m se sustituyen en las ecuaciones 49 y 50, para obtener expresiones de las cargas del perno y del material en términos de la carga aplicada P :

$$F_m = F_i - (1 - C) \cdot P \quad \text{con } C = \frac{k_b}{k_m + k_b} \quad \text{Ec. 56}$$

$$F_b = F_i + C \cdot P \quad \text{Ec. 57}$$

2.2.13.2 Pernos precargados bajo carga dinámica.

El valor de la precarga es incluso mayor para juntas cargadas dinámicamente que para juntas cargadas estáticamente. Si se considera otra vez la junta de la figura 23, pero haciendo que la fuerza aplicada P sea función del tiempo, así como que varíe entre un valor mínimo y un valor máximo P_{\min} y P_{\max} , ambos positivos. Una situación muy común es la de una carga variable ($P_{\min} = 0$), tal como la de un perno en un recipiente de presión que está ciclado desde cero hasta la presión máxima.

La Figura 25 presenta el diagrama carga-deflexión de un ensamble con pernos sujeto a una carga fluctuante. Cuando la carga variable es igual a cero, el diagrama es como el de la figura 25-a, es decir, con sólo la precarga estática F_i presente. Cuando la carga llega al máximo, el diagrama es como el de la figura 25-b. P_{\max} se divide entre el perno y el material de la misma forma que en el caso de carga estática de la figura 24. El perno está sujeto tan sólo a una porción de la carga fluctuante debido a la presencia de la precarga, la cual causa que el material absorba la mayor cantidad de las oscilaciones de la carga. Esto reduce drásticamente el riesgo del esfuerzo alternante de tensión en el perno, que existiría sin precarga. Las oscilaciones del esfuerzo de compresión en el material no son preocupantes en relación con la falla por fatiga, la cual siempre es consecuencia del esfuerzo de tensión.

Las fuerzas media y alternante experimentadas por el perno son:

$$F_{\text{alternante}} = \frac{F_b - F_i}{2} \quad \text{y} \quad F_{\text{media}} = \frac{F_b + F_i}{2} \quad \text{Ec. 58}$$

Donde F_b se obtiene con la Ec. 54 con $P = P_{\max}$.

Los esfuerzos medio y alternante en el perno son:

$$\sigma_a = K_f \frac{F_{\text{alternante}}}{A_t} \quad \text{y} \quad \sigma_m = K_{fm} \frac{F_{\text{media}}}{A_t} \quad \text{Ec. 59}$$

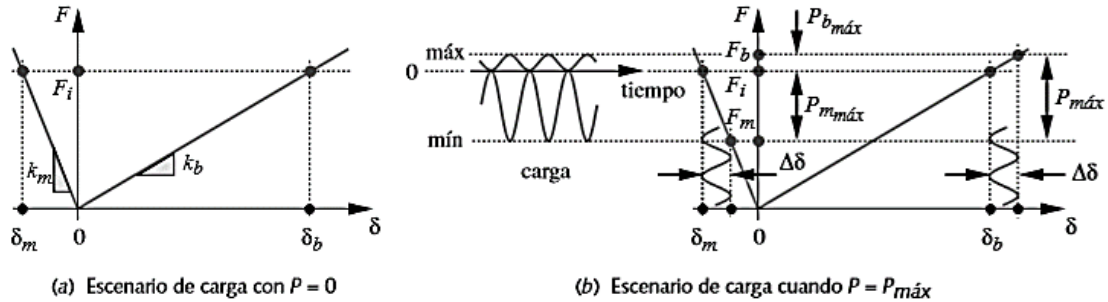


Figura 25: Efectos sobre un perno y el material de una carga variable desde cero hasta $P_{m\acute{a}x}$.

Fuente: Norton R. (1.999).

Donde A_t es el \u00e1rea de esfuerzo por tensi\u00f3n en el perno de la tabla 8-1 del anexo D, K_f es el factor de concentraci\u00f3n de esfuerzos por fatiga del perno, el cual se calcula a partir de:

$$K_f = 5,7 + 0,02682d \quad \text{con } d \text{ en mm} \quad \text{Ec. 60}$$

Donde d es el di\u00e1metro nominal de la cuerda; K_{fm} es el factor de concentraci\u00f3n de esfuerzos medio, K_{fm} generalmente estar\u00e1 cerca de 1,0 en pernos precargados.

El esfuerzo debido a la fuerza F_i de precarga es

$$\sigma_i = K_{fm} \frac{F_i}{A_t} \quad \text{Ec. 61}$$

Los esfuerzos calculados con las ecuaciones 56 y 58 necesitan compararse con un conjunto adecuado de par\u00e1metros de resistencia del material; como los pernos o tornillos est\u00e1n fabricados de acero la teor\u00eda de dise\u00f1o m\u00e1s apropiada es la de Soderberg, con la cual aplicando la notaci\u00f3n consistente con este tema, el valor del factor de seguridad a fatiga es:

$$N_f = \frac{S_n(S_y - \sigma_i)}{S_n(\sigma_m - \sigma_i) + S_y \sigma_a} \quad \text{Ec. 62}$$

Donde S_n es el límite de fatiga del material del perno, calculado con las Ecs. 29 y 30; S_y es el límite de fluencia del material tomado de las tablas del Anexo D.

La carga P_o requerida para separar la junta se puede obtener con la ecuación 56, haciendo F_m igual a cero.

$$P_o = \frac{F_i}{1 - C} \quad \text{Ec. 63}$$

El factor de seguridad contra la separación de la junta se obtiene a partir de

$$N_s = \frac{P_o}{P} = \frac{F_i}{P(1-C)} \quad \text{Ec. 64}$$

2.3 Definición de Términos

Conminución: es un término general utilizado para indicar la reducción de tamaño de un material y que puede ser aplicado sin importar el mecanismo de fractura involucrado.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1 Tipo de investigación.

En este sentido se comprende, que es un proyecto factible por dar una solución viable a cierta problemática. “Se trata de una propuesta de acción para resolver un problema práctico o satisfacer una necesidad. Es indispensable que dicha propuesta se acompañe de una investigación, que demuestre su factibilidad o posibilidad de realización” (Arias, 2016, p.134).

3.2 Nivel de investigación.

La presente investigación es en esencia descriptiva, porque se observa y describe el comportamiento de un sujeto u objeto. Arias (2016) afirma:

“Consiste en la caracterización de un hecho, fenómeno, individuo o grupo, con el fin de establecer su estructura o comportamiento. Los resultados de este tipo de investigación se ubican en un nivel intermedio en cuanto a la profundidad de los conocimientos se refiere”. (p.24).

El objetivo principal de una investigación de tipo descriptivo es describir algunas características fundamentales de conjuntos homogéneos de fenómenos. El presente trabajo de grado se es de un nivel investigativo descriptivo. Este se desarrolla partiendo de la descripción de los diferentes parámetros que involucran el proceso de la solidificación del sulfato de aluminio, hasta convertirlo en una loza de piedra de gran dureza.

3.3 Diseño de investigación.

En la perspectiva que aquí se adopta, es documental, motivado a que, está basada en el análisis e interpretación de fuentes documentales de diversos autores. “Se concreta exclusivamente en la recopilación de información en diversas fuentes. Indaga sobre un tema en documentos-escritos u orales- uno de, los ejemplos más típicos de esta investigación son las obras de historia” (Palella y Martins, 2010, p.90).

3.4 Población y muestra.

3.4.1 Población.

Según Arias (2016):

“La población, o en términos más precisos población objetivo, es un conjunto finito o infinito de elementos con características comunes para los cuáles serán extensivas las conclusiones de la investigación. Esta queda delimitada por el problema y por los objetivos del estudio”. (p.81)

Tomando en cuenta lo antes mencionado se logra puntualizar que son elementos seleccionados con características comunes para lograr llegar a cabo la investigación que en este caso es en la empresa **ÁCIDOS Y MINERALES DE VENEZUELA, C.A. (AMV, C.A.)**.

3.4.2 Muestra.

“La muestra es un subconjunto representativo y finito que se extrae de la población accesible” (Arias, 2016, p. 83). Tomando esto de referencia tenemos que la muestra es un grupo que será seleccionado en la zona de estudio del proyecto que representara a la población total.

Teniendo claro esto se puede decir que la muestra tomada en este caso será en el área de la loza de roca de sulfato de aluminio.

3.5 Técnica e instrumentos de recolección de datos.

Arias (2.016) afirma:

Una vez efectuada la operacionalización de las variables y definidos los indicadores, es hora de seleccionar las técnicas e instrumentos de recolección de datos pertinentes para verificar las hipótesis o responder a las interrogantes formuladas. Todo en correspondencia con el problema, los objetivos y el diseño de la investigación. (p.67).

Para analizar los datos obtenidos se emplearán las siguientes técnicas:

a) La entrevista estructurada. Se realizará un formato de preguntas sistematizadas, el cual facilitará la entrevista que se les realizará a especialistas relacionados con la investigación; de esta forma el entrevistado se limita solo al tema que compete.

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.

3.6 Fases de la Investigación

En este capítulo se describirá el procedimiento ejecutado durante el desarrollo de la investigación la cual fue desplegada en cuatro fases las cuales proporcionarán el cumplimiento a los objetivos específicos ya mencionados.

Fase I. 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.

La fase I considerará 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.

Fase II. Generar posibles soluciones a los problemas detectados en el proceso de trituración para así seleccionar la mejor alternativa.

En esta etapa se procederá a elaborar, en primer lugar, una propuesta acerca del diseño definitivo basado en soluciones técnicas, aportadas por el investigador junto a los ingenieros. Como criterios de selección están: economía, el uso de los recursos existentes en la planta y fácil ejecución del diseño. Una vez obtenida las especificaciones del sistema a rediseñar se procederá a la selección de la mejor alternativa de solución, utilizando el método de ponderación de criterios y soluciones, propuesta por el Prof. Nelson Vílchez.

Fase III. Diseñar la mejor solución.

Posteriormente, una vez que se tenga la seguridad de haber obtenido la mejor alternativa de solución, en esta fase, se procederá al diseño de los elementos mecánicos y

selección de los dispositivos. Según las diferentes teorías, leyes y demás herramientas de diseño se pretende cubrir en su totalidad los aspectos relacionados con el mismo. Se levantará la siguiente información:

1. Listado de piezas.
2. Análisis de cargas y esfuerzos en los elementos diseñados.
3. Selección y dimensionamiento de los elementos del sistema basándose en las teorías de diseño existentes.

Fase IV. Determinación de la factibilidad económica del sistema diseñado.

En esta etapa se elaborará un listado de todos los materiales y equipos necesarios para la implementación del diseño. Se buscarán las cotizaciones de equipos visitando a proveedores o mediante consultas en la web. Esta información se utilizará para determinar los flujos monetarios del proyecto para así evaluar la factibilidad económica del mismo aplicando un modelo básico de rentabilidad.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

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 Evaluación de 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.

Una vez hecho el estudio del proceso de trituración, se observó que 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.

En la producción del sulfato de aluminio se obtiene una mezcla líquida de composición muy pastosa (ver figura 26), 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.

Esta mezcla ya endurecida, al llegar al final de la banda transportadora es fragmentada por una prensa trituradora, como se muestra en la figura 27, dispuesta de dientes de tal forma que penetran la loza hasta convertirla en rocas de sulfato de aluminio de dimensiones irregulares.

Esta problemática está provocando pérdidas económicas para la empresa debido a los atrasos que ocasionan las paradas en el proceso (ver figura 28), 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 26: Mezcla de sulfato de aluminio.
Fuente: AMV. C.A. (2019).



Figura 27: Rejilla metálica.
Fuente: AMV. C.A. (2019).



Figura 28: Sulfato de aluminio atascado.
Fuente: AMV. C.A. (2019).

4.2 Generar posibles soluciones a los problemas detectados en el proceso de trituración para así seleccionar la mejor alternativa.

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.

4.2.1 Búsqueda de soluciones.

4.2.1.1 Trituradora de martillos (Alternativa 1).

Este dispositivo, descrito como en la figura 29, 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 más pequeñas y muy finas.

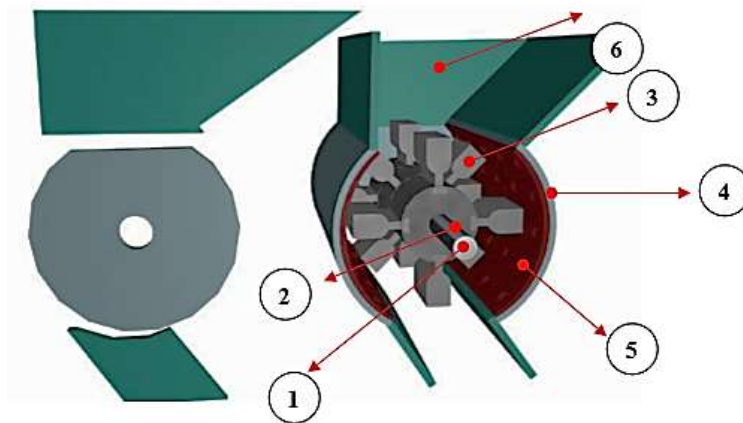


Figura 29: Trituradora de martillos

Fuente: Castro H. (2019).

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

4.2.1.2 Trituradora de rodillo doble (Alternativa 2).

En este dispositivo, como se describe en la figura 30, 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.

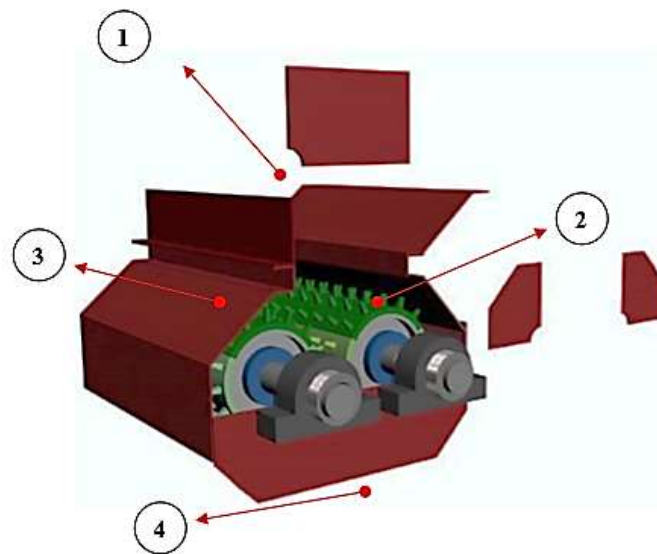


Figura 30: Trituradora de rodillo doble

Fuente: Castro H. (2019).

• **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.

4.2.1.3 Trituradora de rodillo (Alternativa 3).

Este dispositivo, como se describe en la figura 31, 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).

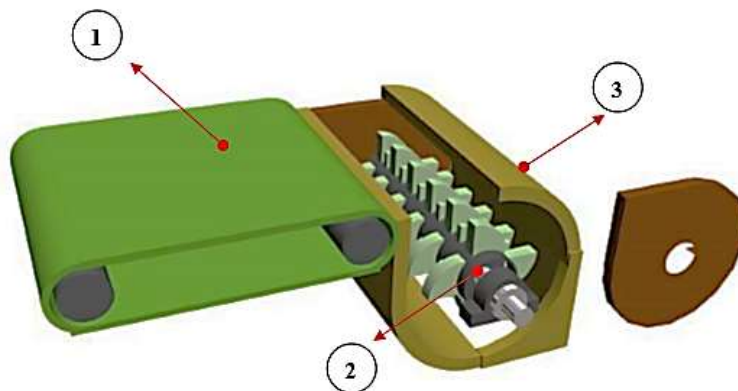


Figura 31: Trituradora de rodillo.

Fuente: Castro H. (2019).

- **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.

4.2.2 Especificaciones de diseño.

Por medio 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:

4.2.2.1 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.

4.2.2.2 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 5 cm de diámetro.
- No debe ser hidráulico.
- El funcionamiento del equipo no debe requerir más de un operario.

4.2.2.3 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.

4.2.3 Selección de la mejor solución.

Una vez planteadas las especificaciones de diseño se aplicará la metodología correspondiente a Vílchez N. (2002) para enumerar e identificar cada una de ellas y por consiguiente decidir cuál es la solución que concuerda con las exigencias establecidas para el dispositivo a diseñar. En la Tabla 1 se muestran las posibles soluciones, esto es, las distintas alternativas de solución.

Tabla 1: Listado de posibles soluciones.

PSX	POSIBLE SOLUCIÓN
PS1	Alternativa de solución 1 (Trituradora de martillos).
PS2	Alternativa de solución 2 (Trituradora de rodillo doble).
PS3	Alternativa de solución 3 (Trituradora de rodillo).

Fuente: Castro H. (2019).

La Tabla 2 muestra las restricciones que se le imponen a la mejor solución.

Tabla 2: Listado de Restricciones.

RX	POSIBLE SOLUCIÓN
R1	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 5 cm de diámetro.
R5	No debe ser hidráulico.
R6	El funcionamiento del equipo no debe requerir más de un operario.

Fuente: Castro H. (2019).

En la Tabla 3 se muestra la aplicación de las restricciones a las posibles soluciones. A continuación la Tabla 4 muestra las soluciones que pasaron la prueba, es decir, las que están aprobadas. Es a estas soluciones aprobadas que se les aplicaran los criterios de solución enumerados en la Tabla 5 los cuales son ponderados en la Tabla 6.

Tabla 3: Aplicación de restricciones a posibles soluciones.

RX	R1	R2	R3	R4	R5	R6	APROBADO
PS1	SI	SI	SI	SI	SI	SI	SI
PS2	SI	SI	SI	SI	SI	SI	SI
PS3	SI	NO					NO

Fuente: Castro H. (2019).

Tabla 4: Listado de soluciones aprobadas.

PSX	SX	POSIBLE SOLUCIÓN
PS1	S1	Trituradora de martillos.
PS2	S2	Trituradora de rodillo doble.

Fuente: Castro H. (2019).

Tabla 5: Listado de criterios.

CX	CRITERIO
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.

Fuente: Castro H. (2019).

Tabla 6: Ponderación de criterios.

PCX	C1	C2	C3	C4	C5	C6	Número de Veces	Ponderación
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

Fuente: Castro H. (2019).

A continuación se hará una ponderación de las soluciones respecto a cada uno de los criterios, los resultados se muestran en las Tablas de la 7 a la 12, que a continuación se detallan.

Tabla 7: Criterio 1 “Menor espacio físico”.

SX	S1	S2	Número de Veces	Ponderación
SI			0	1
S2	S2		1	2

Fuente: Castro H. (2019).

Tabla 8: Criterio 2 “Menor consumo de energía posible.”

SX	S1	S2	Número de Veces	Ponderación
SI			0	1
S2	S2		1	2

Fuente: Castro H. (2019).

Tabla 9: Criterio 3 “Proceso más sencillo”.

SX	S1	S2	Número de Veces	Ponderación
SI			1	2
S2	S1		0	1

Fuente: Castro H. (2019).

Tabla 10: Criterio 4 “Menor cantidad de elementos”.

SX	S1	S2	Número de Veces	Ponderación
SI			0	1
S2	S2		1	2

Fuente: Castro H. (2019).

Tabla 11: Criterio 5 “Mayor factibilidad de mantenimiento”.

SX	S1	S2	Número de Veces	Ponderación
SI			0	1
S2	S2		1	2

Fuente: Castro H. (2019).

Tabla 12: Criterio 6 “Menor costo”.

SX	S1	S2	Número de Veces	Ponderación
SI			0	1
S2	S2		1	2

Fuente: Castro H. (2019).

Finalmente en la Tabla 13 se hace la ponderación final de las soluciones.

Tabla 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	3		PS15	1	1	PS25	2	2
PC6	4		PS16	1	4	PS26	2	8
					$\sum = 27$			$\sum = 36$

Fuente: Castro H. (2019).

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 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.

4.2.4 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 es 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 las máquinas está limitado, también están los diferentes materiales con los que pueden ser construidas:
 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 está 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, porque en ella desempeña un papel importante, 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 está 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 Diseño de la mejor solución.

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. 32). Los bujes normalmente tienen la función de sujetar la polea al eje, sin embargo para este 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.

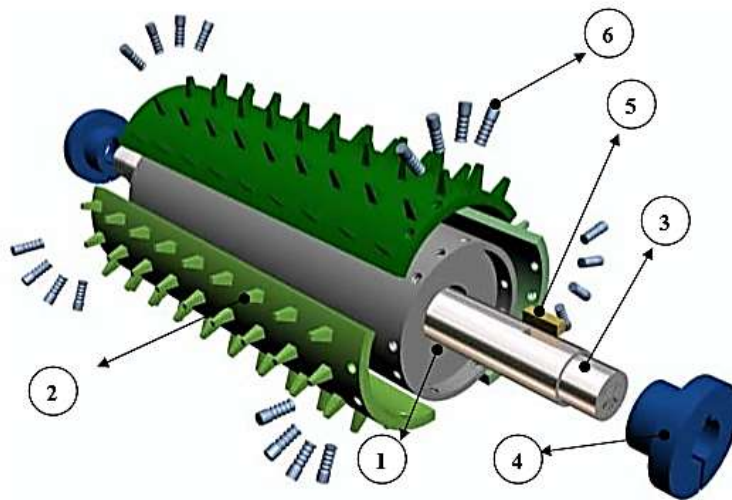


Figura 32: Despiece del rodillo de trituración.

Fuente: Castro H. (2019).

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 cromomanganeso 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 más livianos que los bastidores de acero de acero colado que se utilizaban antes.

En la figura 33 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.

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 34.

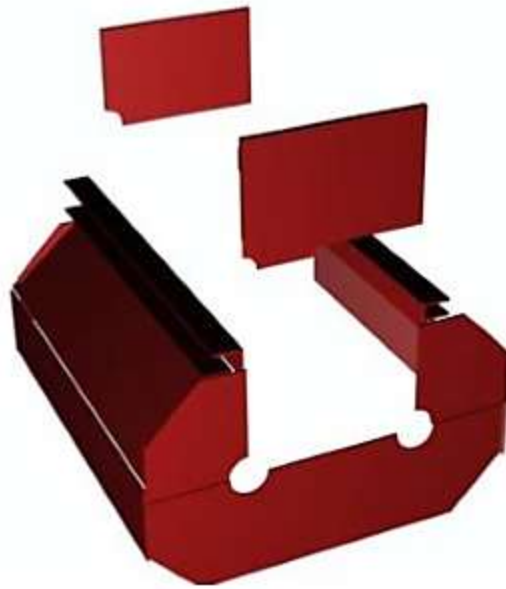


Figura 33: Bastidor.
Fuente: Castro H. (2019).

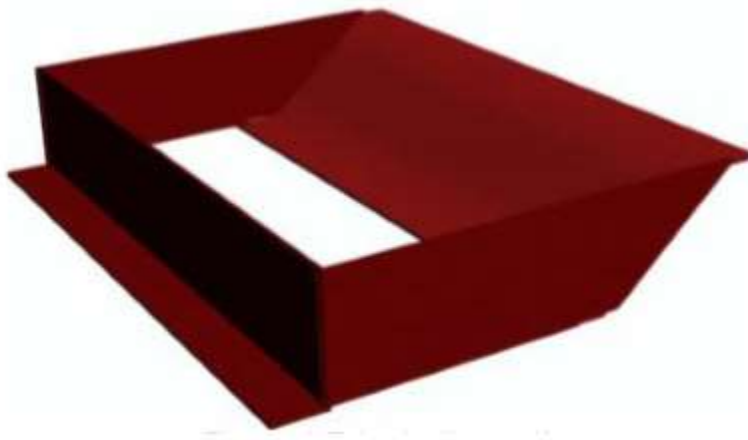


Figura 34: Tolva.
Fuente: Castro H. (2019).

4.3.4 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.

De las leyes de trituración, la de mayor aplicación es la denominada Tercera Ley de Bond, (Ec. 4). 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 (ver Figura 35).

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	1,40	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	1,57
Pizarra	2,63	15,87
Esquisto	2,57	14,30
Roca volcánica	2,87	19,32

Figura 35: Diferentes índices de trabajo W_i .

Fuente: McCabe, W (2019).

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 se procede 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 se sabe que el índice de trabajo de la bauxita es igual a 8,78 y éste adquiere una menor dureza al reaccionar con ácido sulfúrico, se tomará 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 se tomará 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, se calculará el motor para una producción de $\dot{m}= 60$ ton/h, como un factor de seguridad.

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 Ecs. 5 y 6.

$$D_i = \frac{1100+50+300}{3} = 483,33 \text{ mm}$$

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

También,

$$\text{Diámetro de partícula} = \sqrt[3]{50 \cdot 1100 \cdot 300} = 254,582 \text{ mm}=0,255 \text{ m}$$

Se utilizará como $D_i = 0,483 \text{ m}$ por ser el mayor valor.

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 todos los valores obtenidos en la Ec. 4, se tiene:

$$P_{trit} = 60(0,3162)(6,73) \left(\frac{1}{\sqrt{50}} - \frac{1}{\sqrt{483,33}} \right)$$

$$P_{trit} = 12,24 \text{ kW} (16,41 \text{ HP}).$$

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 motor reductor. Así pues, la potencia neta que deberá suministrar el motor es de:

$$P_{motor} = \frac{P_{trit}}{\eta_1 \eta_2}$$

$$P_{motor} = \frac{12,24}{0,95(0,93)} = 13,85 \text{ kW (18,57 HP)}$$

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 9,29 HP. Se toma finalmente como potencia nominal un motor de 10 HP para cada rodillo, el cual corresponde a la lista de motores comercializados.

Como para los cálculos se ha 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.

4.3.5 Fuerzas que actúan sobre los rodillos de trituración

Un procedimiento más 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 haya aplicado una fuerza igual o superior a la resistencia de los enlaces que unen a los átomos que constituyen al mineral.

En la figura 36 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.

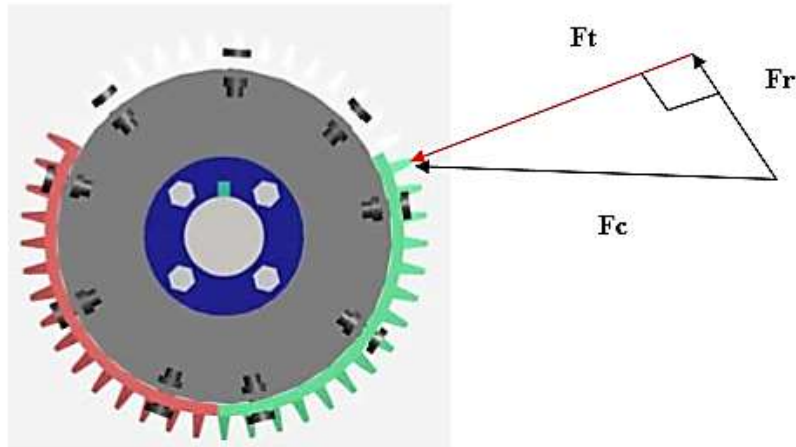


Figura 36: Fuerzas que actúan sobre el rodillo.

Fuente: Castro H. (2019).

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.

Por otra parte, 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 37. Este valor según Mular A. y otros (2.002) no debe exceder los 40° , ya que de lo contrario las partículas podrían no ser atrapadas por los rodillos.

Para determinar la fuerza de compresión " F_c " 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).

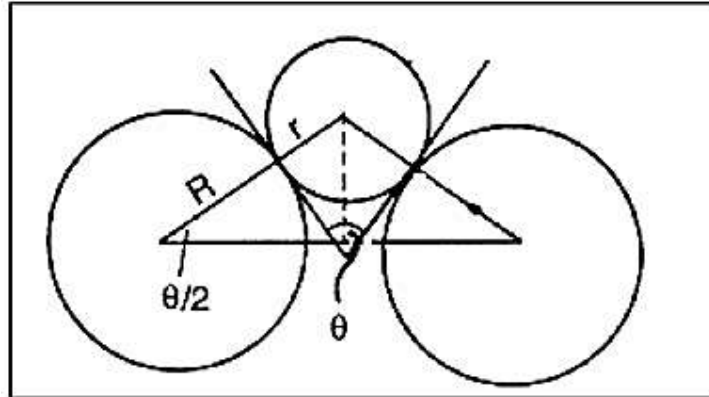


Figura 37: Fuerzas sobre una partícula en trituradores de rodillos.
Fuente: Mular A. y otros (2.002).

El primer ensayo se realizó siguiendo la metodología de la norma COVENIN 1465-79, la cual se puede observar con detalle en el Anexo E. 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 38), y una vez alcanzada su solidificación se obtuvieron cubos de 5 cm de lado según la norma (ver figura 39).

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. 40) y este a su vez se utilizó para realizar los ensayos a compresión del sulfato de aluminio.



Figura 38: Moldes con sulfato de aluminio.
Fuente: Castro H. (2019).



Figura 39: Muestras de sulfato de aluminio.
Fuente: Castro H. (2019).



Figura 40: Diente utilizado en el ensayo a compresión.
Fuente: Castro H. (2019).

El dispositivo utilizado para la realización de este ensayo es una máquina de compresión FORNEY, ubicada en la planta de AMV. C.A. la cual se puede observar en la figura 38 y cuyos datos de placa se presenta a continuación:

El diente fabricado se adaptó al cilindro superior de la máquina de compresión como se observa en la figura 41.



Figura 41: Máquina de compresión

Fuente: AMV. C.A. (2019).

Marca: FORNEY

Modelo: F25EX-F-TPILOT

Serial: 07268

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



Figura 42: Ensayo de compresión 1.

Fuente: Castro H. (2019).

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 43).



Figura 43: Ensayo de compresión 2.
Fuente: Castro H. (2019).

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 44).



Figura 44: Ensayo de compresión 3.
Fuente: Castro H. (2019).

Los resultados de estos ensayos se muestran a continuación en la Tabla 14:

Tabla 14: Resultados obtenidos de ensayos a compresión.

Muestra	Ensayo N° 1		Ensayo N° 2		Ensayo N° 3	
Item	Espesor (cm)	Fuerza (N)	Espesor (cm)	Fuerza (N)	Espesor (cm)	Fuerza (N)
1	5	2952	4	2207	4,8	7279
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	2521
6	5	2550	4,8	6082	4,5	3433

Fuente: Castro H. (2019).

Al analizar los resultados de los ensayos, que se muestran en la tabla 14, se puede concluir que el sulfato de aluminio presenta un comportamiento muy frágil (Figura 45), 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 se observa que el sulfato que opuso mayor resistencia a ser fracturado fue el sulfato de aluminio Grado 1 SALH (solidó blanco), cuyo valor más 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 se toma como fuerza de compresión correspondiente al valor más alto de los resultados obtenidos.



Figura 45: Rocas ensayadas.

Fuente: Castro H. (2019).

4.3.6 Cálculo del ángulo de mordedura (NIP)

Una vez obtenida la fuerza de compresión se procede a calcular las demás fuerzas presentes en el proceso, en la figura 46 se observa cómo se forma el ángulo NIP.

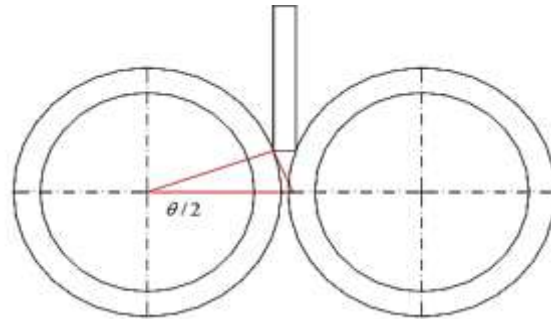


Figura 46: Formación de Angulo θ
Fuente: Castro H. (2019).

Para el cálculo del ángulo NIP se debe conocer el radio del rodillo, en este 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 entre los rodillos de trituración y la roca, como se muestra en la figura 46.

Tomando en consideración las dimensiones, se tiene que la geometría es la que se muestra en la figura 47.

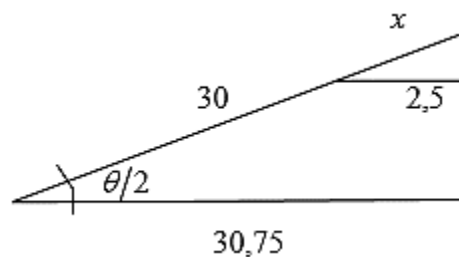


Figura 47: Calculo de ángulo de mordedura.
Fuente: Castro H. (2019).

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

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

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

$$\theta/2 = \cos^{-1} 0,942 = 19,54^\circ \rightarrow \theta = 39,08^\circ < 40^\circ.$$

Como el ángulo de mordedura NIP es menor de 40° , cumple con los valores recomendados.

4.3.7 Cálculo 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 entre esta fuerza y la de roce es de $19,54^\circ$, se puede calcular la fuerza tangencial (fuerza de roce) tal y como se muestra en la figura 48.

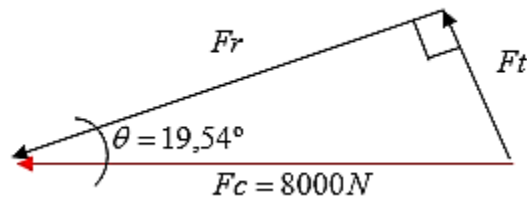


Figura 48: Triángulo de fuerzas generadas.

Fuente: Castro H. (2019).

Del triángulo de la figura 42, se tiene:

$$\cos \theta = \frac{F_r}{F_c} \rightarrow F_r = F_c \cos \theta = 8.000x \cos(19,54)$$

$$F_r = 7.539,26 \text{ N.}$$

$$\sin \theta = \frac{F_t}{F_c} \rightarrow F_t = F_c \sin \theta = 8.000x \sin(19,54)$$

$$F_t = 2.675,72 \text{ N}$$

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 49).

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 50).

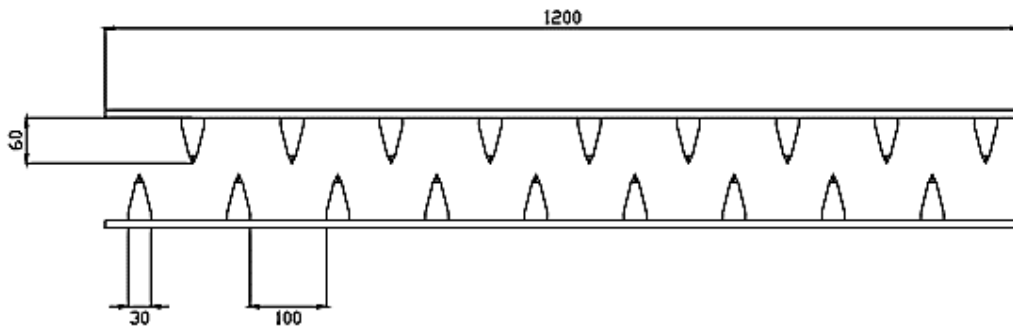


Figura 49: Distribución de dientes, sección longitudinal (Dimensiones en mm).

Fuente: Castro H. (2019).

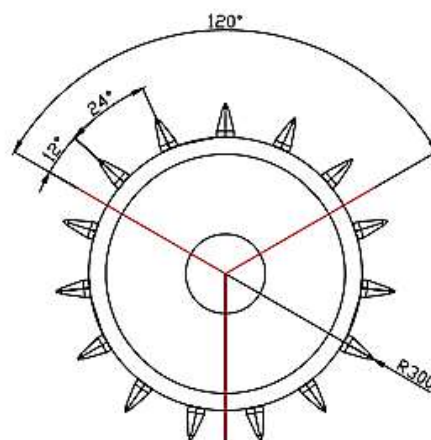


Figura 50: Distribución de dientes, sección transversal (Dimensiones en mm).

Fuente: Castro H. (2019).

4.3.8 Cálculo del peso del rodillo.

Para poder calcular el peso de cada rodillo es necesario conocer su masa, debido a que por las Leyes de Newton, $\text{Peso} = \text{masa} \times \text{gravedad}$.

Luego la masa del rodillo es: $m_T = \rho \times Vol_T$

Donde:

m_T : Es masa total del rodillo triturador (Kg)

ρ : Es la densidad del material del rodillo, acero (7.850 Kg/m^3). Tomado de la biblioteca de SolidWorks.

Vol_T : Es volumen total del rodillo triturador (m^3).

El volumen total, aproximado, del rodillo triturador, tomando como referencia la figura 51, se calcula como sigue:

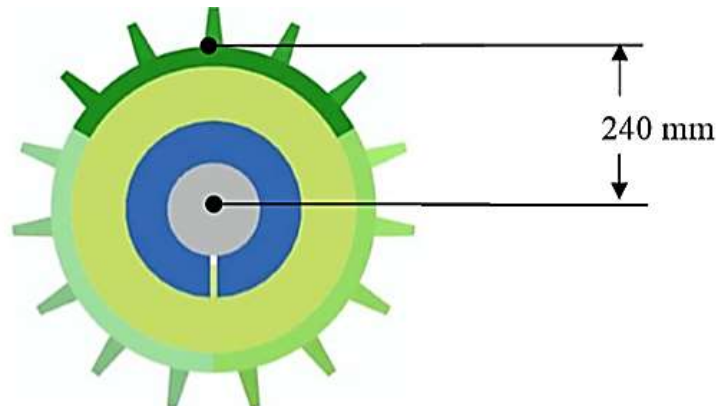


Figura 51: Sección de rodillo de trituración. (Dimensiones en mm).

Fuente: Castro H. (2019).

$$Vol_T = Vol_1 + Vol_2$$

$$Vol_1 = \pi r_1^2 l_1 = \pi (0,24)^2 (1,20) = 0,217 \text{ Kg/m}^3$$

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

$$Vol_d = \frac{1}{3} h (b^2 + bxc + b^2) = \frac{1}{3} 0,06 [(0,03)^2 + 0,03 \times 0,03 + (0,03)^2]$$

$$Vol_d = 54 \times 10^{-5} m^3$$

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.

$$Vol_2 = 54 \times 10^{-5} \times 135 \text{ dientes} = 7,29 \times 10^{-3} m^3.$$

Por lo tanto:

$$Vol_T = 0,217 + 0,00729 = 0,2249 m^3.$$

Finalmente el peso del cilindro, utilizando la Ec. 10, es:

$$m_T = \rho \times Vol_T = 7.850 \times 0,2249 = 1.760,67 \text{ Kg}$$

La fuerza que ejerce el peso viene a ser:

$$W_{rodillo} = 1.760,67 \times 9,81 = 17.272,17 \text{ N}.$$

4.3.9 Cálculo de la potencia del motor

4.3.9.1 Potencia de trituración.

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 este 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.

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 2.675,72 N. Si se multiplica 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.

Luego:

$$F_{tr} = 2.875,72 \cdot 9 \cdot 0,8 = 19.265,18 \text{ N}$$

$$M_T = F_{tr} \cdot r = 19.265,18 (0,3) = 5.779,55 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Para calcular la potencia en los rodillos se utiliza la Ec. 6.

$$Pot_r = 5.779,55 (40) \left(\frac{2\pi}{60} \right) \rightarrow Pot_r = 24.209,34 \text{ W}$$

$$Pot_r = 32,47 \text{ HP}$$

4.3.9.2 Potencia para vencer la inercia de rotación

Esta se determina usando las ecuaciones 7, 8 y 9. Sustituyendo el valor de la masa en la Ec. 9, se tiene:

$$J_{ir} = \frac{1760,67 \cdot 0,3^2}{2} \rightarrow J_{ir} = 79,23 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

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 Ec. 11 se obtiene que:

$$\alpha_{ir} = \frac{40(2\pi)}{60(3)} = 1,40 \text{ rad/s}^2$$

El torque necesario para mover los rodillos es:

$$T_{ir} = 79,23(1,40) = 110,92 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Con la Ec. 6 de potencia para vencer la inercia de rotación se obtiene:

$$Pot_{ir} = 110,92 \cdot 4,19 = 464,62 \text{ W} \rightarrow Pot_{ir} = 0,62 \text{ HP}$$

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

$$Pot_T = Pot_r + Pot_{ir} = 24.209,34 + 464,62$$

$$Pot_T = 24.673,96 \text{ W} \rightarrow Pot_T = 33,09 \text{ HP}.$$

4.3.10 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 catálogo de la casa Browning, anexo F, sabiendo que la potencia requerida para mover los rodillos es de 33,09 hp y su velocidad angular es de 40 rpm, se procede 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.* (2.724,18 *N · m.*).

4.3.11 Selección de la cadena

Siguiendo los pasos descritos en la sección 2.2.8.1, se procede a calcular la cadena.

- Factor de servicio

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

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

– Potencia de diseño.

Se multiplica el factor de servicio por la potencia a ser transmitida. (Ec.12)

$$Pot_d = Pot_T \times fs = 24.673,96 (1,4) \rightarrow Pot_d = 34,54kW (46,32 HP)$$

- Selección de cadena tentativa.

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

Según el anexo A.2 la selección es una cadena tentativa número 160 de paso de 2 pulg (50,80 mm) con una rueda catalina de 19 dientes.

- Comprobación de cadena y rueda catalina pequeña.

En las tablas de capacidad de potencia del anexo A.3, para la cadena número 160 con una rueda de 19 dientes y girando a 88 rpm la potencia transmitida por ramal es de 44 HP; lo cual representa 95 % 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 empleando la Ec. 13, es:

$$R_v = \frac{88}{40} = \frac{N_2}{19} \rightarrow N_2 = 19 \left(\frac{88}{40} \right) = 41,8 \rightarrow N_2 = 42 \text{ dientes}$$

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

- Cálculo de la velocidad lineal o periférica de la cadena.

Haciendo uso de la Ec. 14 se tiene que la velocidad lineal es:

$$V = \frac{19(50,80)(88)}{60.000} = 1,42 \text{ m/s, (Dentro del rango recomendado).}$$

- Tipo de lubricación de la cadena.

De las tablas de capacidad de potencia del Anexo A.3 donde se determina la potencia por ramal, se puede observar que la lubricación es del tipo III (Por baño y por disco salpicado).

- Cálculo de los diámetros de las ruedas dentadas.

Mediante la Ec. 15 se calculan los diámetros primitivos de las catalinas, obteniéndose los siguientes valores:

$$D_1 = \frac{50,80}{\text{sen}\left(\frac{180}{19}\right)} \rightarrow D_1 = 308,60 \text{ mm y}$$

$$D_2 = \frac{50,80}{\text{sen}\left(\frac{180}{42}\right)} \rightarrow D_2 = 679,80 \text{ mm}$$

- Cálculo de la longitud de la cadena y distancia entre centros.

Como no se conoce la distancia central C, se supone C = 30 pasos y se utiliza la Ec. 17 para determinar la longitud de la cadena.

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

$$L = 90,95 \text{ pasos}$$

Como esta fórmula no puede dar resultados no enteros, entonces la longitud será el entero más próximo, esto es:

$$L = 91 \text{ pasos}$$

Se recalcula la distancia entre centros la Ec. 18:

$$C = \frac{1}{4} \left[91 - \frac{19 + 42}{2} + \sqrt{\left(91 - \frac{19 + 42}{2}\right)^2 - \frac{8(42 - 19)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = 30,2 \text{ pasos} \rightarrow C = 1,53 \text{ m.}$$

- Cálculo de las tensiones en la cadena.

Utilizando las ecuaciones 20 y 21 se tienen la fuerza de tracción y centrífuga sobre la cadena,

$$F_T = \frac{P}{V} = \frac{24.673,96}{1,42} = 17.376 \text{ N}$$

$$F_c = \frac{G}{g} V^2$$

$$\text{Del Catálogo del MORSE } G = 3,8 \frac{\text{lb}f}{\text{pie}} \left(\frac{1 \text{ pie}}{0,3 \text{ m}} \right) \left(\frac{0,45 \text{ Kg}f}{1 \text{ lb}f} \right) = 5,7 \frac{\text{kg}f}{\text{m}}$$

$$F_c = \frac{5,7}{9,81} (1,42)^2 = 1,17 \text{ N (Despreciable con respecto a } F_T).$$

Por la Ec. 19,

$$F = F_T + F_c = 17.376 + 1,17.$$

Lo que indica que la fuerza ejercida sobre los apoyos de la cadena es:

$$F = 17.377,2 \text{ N.}$$

El torque transmitido por la cadena a todo el rodillo por la Ec. 6 es igual a:

$$T = \frac{24.673,96}{39,80 \left(\frac{2\pi}{60} \right)} = 5.920 \text{ N m.}$$

4.3.12 Diseño del eje

El eje de la transmisión presenta la configuración que se detalla en la figura 52.

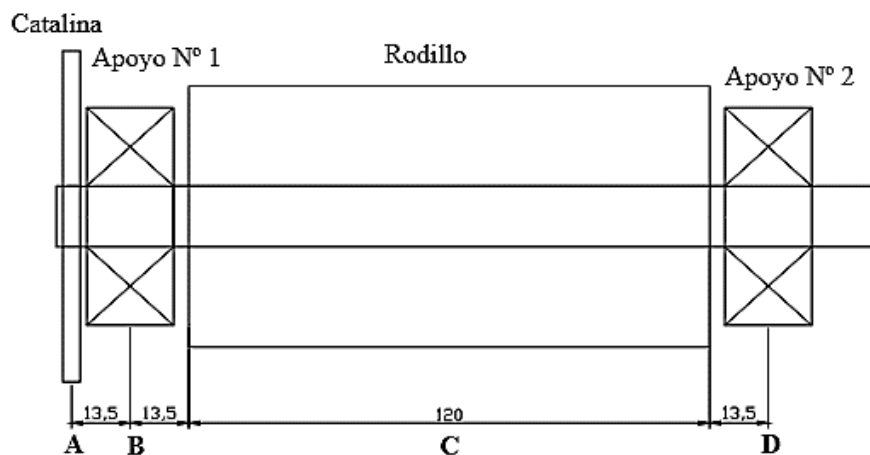


Figura 52: Eje de la trituradora (Dimensiones en cm).

Fuente: Castro H. (2019).

En el diagrama de fuerzas que se presenta en la figura 53 se pueden observar todas las fuerzas que actúan en el eje, así como los momentos de torsión.

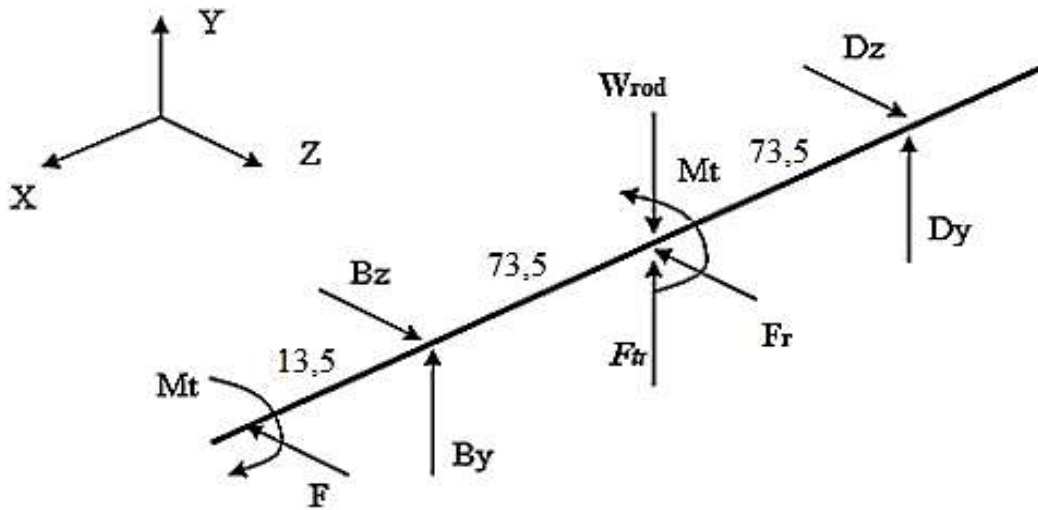


Figura 53: Diagrama de cuerpo libre del eje.
Fuente: Castro H. (2019).

Primero se estudia el plano X-Y. (Ver figura 51).

$$\sum F_y = 0 \rightarrow B_y - W_{rod} + F_{tr} + D_y = 0$$

$$B_y - 17.272,17 + 19.265,55 + D_y = 0 \quad (1)$$

$$\curvearrowright \sum M_B = 0 \rightarrow -0,735W_{rod} + 0,735F_{tr} + 1,47D_y = 0$$

$$-0,735(17.272,17) + 0,735(19.265,55) + 1,47D_y = 0 \rightarrow D_y = -996,7 \text{ N}$$

Sustituyendo $D_y = -996,7$ en (1)

$$B_y = -996,7 \text{ N.}$$

En el plano X-Z (Ver figura 52).

$$\sum F_z = 0 \rightarrow -F + B_z - F_r + D_z = 0$$

$$-17.377,2 + B_z - 7.539,26(9)(0,8) + D_z = 0 \rightarrow B_z + D_z - 71.659,87 = 0 \quad (2)$$

$$\curvearrowleft \sum M_D = 0 \rightarrow -1,605F - 0,735F_r + 1,47B_z = 0$$

$$-1,605(17.377,2) - 0,735(54.282,67) + 1,47B_z = 0 \rightarrow B_z = 46.114,4 \text{ N}$$

Sustituyendo $B_z = 46.114,4 \text{ N}$ (2)

$$D_z = 25.545,5 \text{ N.}$$

- **Diagramas de corte y momento.**

Una vez que se obtienen el valor de las reacciones en los apoyos se elaboran los diagramas de corte y momento en los dos planos.

Plano X-Y

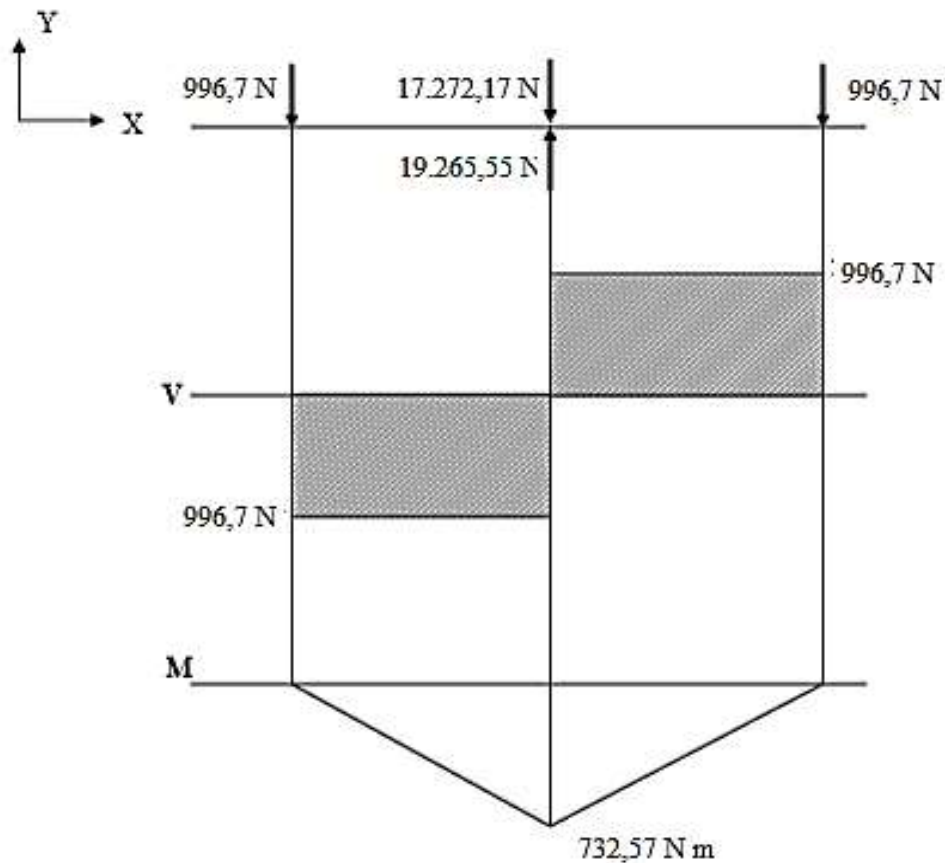


Figura 54: Diagrama de corte y momento flector en el Plano X-Y.

Fuente: Castro H. (2019).

Plano X-Z

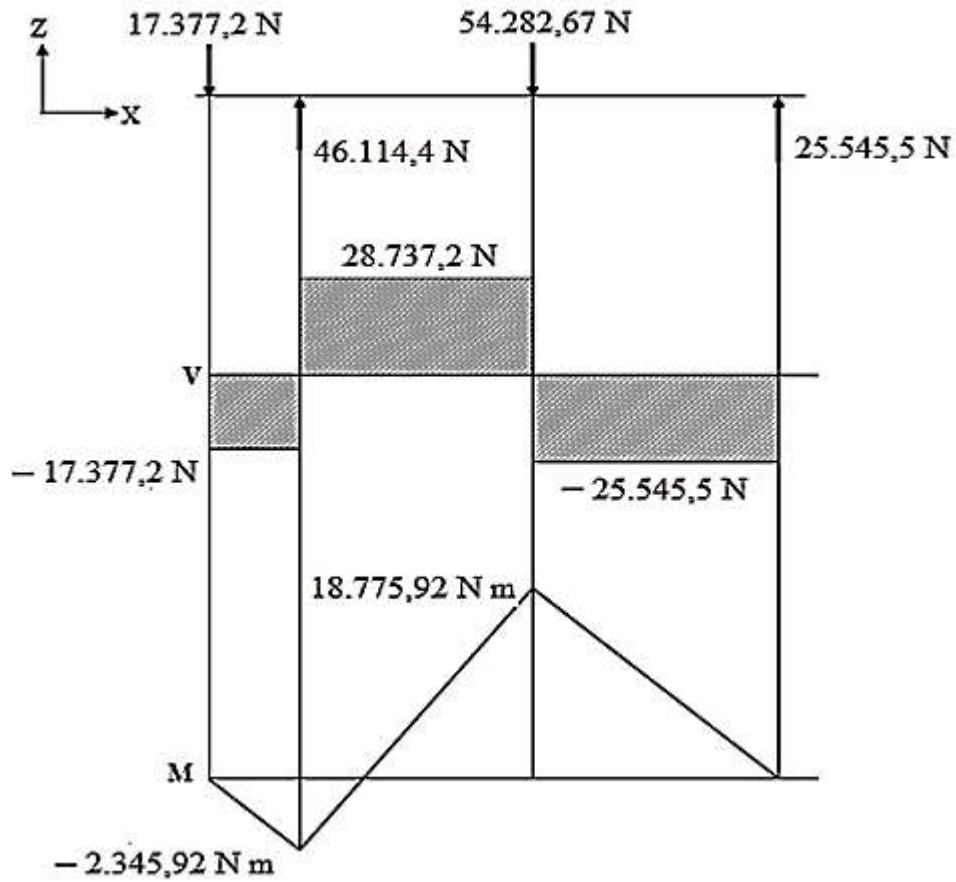


Figura 55: Diagrama de corte y momento flector en el Plano X-Z.

Fuente: Castro H. (2019).

- **Diseño del eje por fatiga.**

La geometría propuesta para diseñar el eje se muestra en la figura 56.

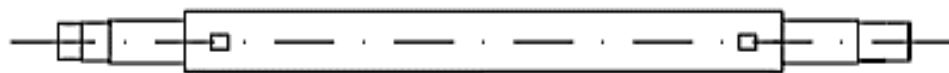


Figura 56: Geometría propuesta para el eje.

Fuente: Castro H. (2019).

Como el eje está sometido a flexión totalmente alternante y a un torsor uniforme igual a 5.920 N m, se utilizara la Ec. 26 para calcular los diámetros, utilizando un acero AISI 1045 laminado en frio con $S_y = 531 \text{ MPa}$ y $S_u = 627 \text{ MPa}$, (Ver Anexo G).

Se utilizará un factor de seguridad $N = 3$ para aplicaciones industriales típicas.

Para utilizar la Ec. 26 se necesita, en todos los puntos críticos del eje, el valor del límite de fatiga S'_n , utilizando la Ec 30, se tiene el valor teórico

$$S'_n = 0,5 S_u = 0,5(627) = 313,5 \text{ MPa}$$

El valor real se calcula con la Ec.29, considerando modificadores de Marin por acabado superficial, tamaño, confiabilidad y por carga de corte, la temperatura a considerar es la ambiente y no hay cargas axiales

$$S_n = S'_n C_s C_d C_c f C_c$$

$$C_s = 4,51(627)^{-0,265} = 0,82 \text{ (Ver Anexo C)}$$

$$C_d = 0,85 \text{ para } 12,5 \text{ mm} < d < 50 \text{ mm} \text{ (Ver Anexo C)}$$

$$C_c f = 0,83 \text{ para una confiabilidad del 99\% (Ver Anexo C)}$$

$$C_c = 0,6 \text{ por carga de corte (Ver Anexo C)}$$

$$S_n = 313,5 (0,82)(0,85)(0,83)(0,6)$$

$$S_n = 108,82 \text{ MPa}$$

El diseño continuará con el cálculo del diámetro mínimo aceptable del eje en diversos puntos a lo largo de él. En cada punto, se observará la magnitud del torque y del momento de flexión que existen en el mismo, y se estimará el valor de los factores de concentración de tensión. Si en el área que circunda el punto que interesa, existe más de una concentración de tensión, para fines de diseño se utiliza el más grande. Esto supone que las propias discontinuidades geométricas no interactúan, lo cual es una práctica adecuada. Por ejemplo, en el punto A, el cuñero debe terminar antes de que empiece el chaflán del hombro.

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 5.920 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 se utilizará un factor

de concentración de tensión en este cálculo, pero entonces el diámetro nominal en la ranura aumentara el resultado calculado alrededor de 6 %, según Mott R. (1.995). El resultado debe ser conservador para las geometrías típicas correspondientes a ranuras.

$$D_A = \left[\frac{32(3)}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{5.920}{531 \times 10^6} \right)^2} \right]^{1/3} = 6,6572 \times 10^{-2} \text{ m.}$$

El diámetro en el asiento de la catalina en A es $D_A = 1,06 \times 6,6572 = 7,06 \text{ cm.}$

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 el diámetro a ;a izquierda sea un poco más pequeño que el diámetro a la derecha en el asiento del cojinete para que permitir que deslice a lo largo del eje hasta que alcance su posición final.

A la izquierda de B el momento en flexión en el plano X-Z es igual a 2.345,92 N.m, y en el plano X-Y, haciendo una consideración de triángulos semejantes en el punto a 13,5 mm del punto A,

$$\frac{13,5}{73,5} = \frac{M_{xy}}{732,57} \rightarrow M_{xy} = 134,55 \text{ N m.}$$

Luego el momento flector total en el punto B es igual a:

$$M_f = \sqrt{(134,55)^2 + (2.345,92)^2} = 2.349,78 \text{ N m}$$

Por la izquierda el diámetro del cojinete es

$$D_{Bi} = \left[\frac{32(3)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1,5 \times 2.349,78}{108,82 \times 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{5.920}{531 \times 10^6} \right)^2} \right]^{1/3} = 0,1010 \text{ m}$$

Por la derecha el diámetro del cojinete es

$$D_{Bd} = \left[\frac{32(3)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2,5 \times 2.349,78}{108,82 \times 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{5.920}{531 \times 10^6} \right)^2} \right]^{1/3} = 0,1188 \text{ m}$$

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 se encuentra el momento máximo en ambos planos y $k_f = 1$.

$$M_{fC} = \sqrt{(732,57)^2 + (18.775,92)^2} = 18.790,21 \text{ N m}$$

$$D_C = \left[\frac{32(3)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1 \times 18.790,21}{108,82 \times 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{5.920}{531 \times 10^6} \right)^2} \right]^{1/3} = 0,1742 \text{ m}$$

Punto D: En este punto también se encuentra un cojinete el cual está sometido a un esfuerzo de corte puro por lo tanto se calcula utilizando las Ecs. 22 y 24 como sigue:

$$\tau_{adm} = \frac{0,577S_y}{N} = \frac{0,577(531)}{3} \rightarrow \tau_{adm} = 102,13 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{4V}{3A} \rightarrow A = \frac{4V}{3\tau_{adm}}$$

$$V = \sqrt{(996,7)^2 + (25.545,5)^2} = 25.565 \text{ N}$$

Sustituyendo en la ecuación del área

$$A = \frac{4(25.565)}{3(102,13)} = 333,76 \text{ mm}^2 \rightarrow D_D = \sqrt{\frac{4(333,76)}{\pi}} = 20,6 \text{ mm.}$$

Se tomará el mismo diámetro del otro asiento de cojinete en B, esto es,

$$D_D = 118,8 \text{ mm.}$$

4.3.13 Resumen y selección de diámetros convenientes.

En la tabla 15 se muestran los diseño del eje.

Tabla 15: Diámetros estandarizados para el eje.

Elemento	Identificación del diámetro	Diámetro mínimo (mm)	Diámetro estandarizado (mm)
Corona en A	D_A	70,60	71
Hombro en B	D_{Bi}	101,00	101
Cojinete en B	D_{Bd}	118,80	119
Cilindro	D_C	174,20	175
Cojinete en D	D_D	118,80	119

Fuente: Castro H. (2.019).

4.3.14 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 4140 templado y revenido a 400°F con una resistencia máxima a la tensión de 1.772 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 lámina de acero 1035 laminado en frío y soldado totalmente relevado de esfuerzos, la convierten en una unidad virtualmente indestructible. La sólida carcasa está diseñada con paredes de fácil apertura para una inspección rápida

4.3.15 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 este diseño se escogen 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 recalcularse la vida.

La carga equivalente sobre el rodamiento se obtiene de la Ec. 31 y ya que la pista interna de rotación del cojinete gira $V = 1$.

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 más esforzado, el cual es el del apoyo N° 1, debido a que posee un mayor momento flector.

$$F_r = \sqrt{(996,7)^2 + (46.114,4)^2} = 46.125,2 \text{ N.}$$

El Número de revoluciones de diseño se calcularía de la forma:

$$L_d = (h) \cdot (\text{rpm}) \cdot 60 (\text{min/h}) = 30.000 h(40 \text{ rev/min})(60 \text{ min/h}) = 72 \times 10^6 \text{ rev}$$

La carga necesaria C se obtiene de la Ec. 33

$$C = (46.125,2) \left(\frac{72 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}} = 166.394,13 \text{ N}$$

Para este 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. (Ver anexo H).

4.3.16 Selección del buje.

Para la selección del buje se tomó en cuenta el diámetro del eje 17,50 cm (6 y 7/8 pulg.), y con el catálogo de productos de Browning que se encuentra en el Anexo I, se seleccionó el buje modelo P, el cual acepta ejes que están en el rango de hasta 7 pulgadas.

4.3.17 Cálculo del chavetero.

Siguiendo el procedimiento descrito en el aparte 2.2.12, de la figura 21 se obtienen las dimensiones para diámetros del eje 16,51 y 19,05 cm (6 1/2 y 7 1/2 pulg) la cuña debe

ser cuadrada de espesor W y altura H igual a $1\frac{3}{4}$ pulg (4,45 cm) ó rectangular de $W = 1\frac{3}{4}$ pulg y $H = 1\frac{1}{2}$ pulg (4,45 x 3,81cm). Como el diámetro del eje en cuestión es de 175 mm (6,89 pulg) se selecciona una cuña rectangular de $1\frac{3}{4} \times 1\frac{1}{2}$ pulg. La longitud de la cuña puede establecerse usando la Ec. 38

$$L = \frac{2T}{\tau_d DW} \text{ con } T = 5.920 \text{ N m, } D = 175 \text{ mm y } W = 1,75 \text{ pug} = 44.45 \text{ mm}$$

En diseño, puede establecerse que la tensión por esfuerzo de corte es igual a una tensión de diseño en corte que corresponde a la teoría de falla por tensión máxima de esfuerzo de corte, considerando un acero AISI 1020 como material para la cuña con $S_y = 393 \text{ MPa}$ (Tomado del anexo G), y el factor de seguridad para aplicaciones industriales típicas igual a 3, se tiene

$$\tau_d = \frac{0,577S_y}{N} = \frac{0,577(393)}{3} = 75,6 \text{ MPa.}$$

$$\text{Luego la longitud de la cuña es } L = \frac{2(5.920 \times 1000)}{75,6(175)(44,45)} = 20,1 \text{ mm.}$$

La falla en condición de apoyo se relaciona con la tensión o esfuerzo por compresión en el lado de la cuña, el lado del cuñero del eje o el lado del cuñero de la maza. El área en compresión es la misma para cualquiera de estas zonas, $L \times (H/2)$.

Por tanto, la falla se presenta en la superficie con la resistencia a la deformación por compresión más baja. La tensión de diseño para compresión viene dada por la Ec. 39.

Por lo tanto la tensión por compresión viene dada por la Ec. 40 de donde la longitud de la cuña por compresión es

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} = \frac{4(5.920 \times 1000)(3)}{(175)(44,45)(393)} = 23,4 \text{ mm.}$$

Según el catálogo de bujes suministrado por el fabricante (Anexo I). Los bujes vienen provistos con sus respectivos cuñeros. Para el modelo escogido en el punto 4.3.16, este conlleva unas medidas de: $W = 1\frac{3}{4}$ pulg, $H = 3/4$ pulg, $L = 9\frac{3}{8}$ pulg.

Por lo tanto la chaveta tendrá un tamaño de 4,445 x 1,905 x 23,812 cm, como se muestra en la figura 57.

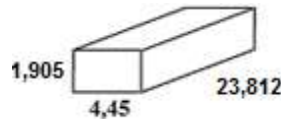


Figura 57: Dimensiones de la cuña.
Fuente: Castro H. (2019).

4.3.18 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 1,5 m de longitud (ver anexo J), 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.

4.3.19 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 16: Datos técnicos de la máquina trituradora.

MODELO	Trituradora de rodillo
MATERIAL	Sulfato de aluminio
DISTANCIA ENTRE EJES	1810 mm
LONGITUD LATERAL	1385 mm
VELOCIDAD DE LOS RODILLOS	40 RPM
DIMENSIONES	1810x1385x1162 mm
PESO	5000 Kg
CAPACIDAD	40- 60 t/h
POTENCIA	35 hp

TAMAÑO DE ENTRADA	1000x50x300 mm ³
TAMAÑO DE SALIDA	60x40x50 mm ³

Fuente: Castro H. (2.019).

4.3.20 Cálculo de tornillos.

4.3.20.1 Tornillos en las superficies dentadas.

La unión tiene una dimensión de 2 pulg (50,8 mm) de espesor donde tiene una carga aplicada fluctuante entre ($P = 0$ y $P = 8.000 N$).

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 ISO 5.8 para una longitud de sujeción de 50,8 mm y diámetro de 30 mm, suponiendo una longitud del mismo de 73,0 mm para permitir que sobresalga lo suficiente para la tuerca. En el anexo D se muestra la resistencia mínima de prueba de este perno que es $S_p = 380 MPa$, su resistencia mínima a la fluencia $S_y = 420 MPa$ y su resistencia última a la tensión $S_u = 520 MPa$ y del anexo D el área de esfuerzo a tensión; que es $561 mm^2$.

Calculo de la precarga de la Ec.43

$$F_i = 0,9(561)(380) = 191.862 N.$$

La longitud de la rosca de tornillos l_{rosca} , de serie en milímetros es, según la Ec. 44

$$l_{rosca} = 2(30) + 6 = 66 mm.$$

La longitud del vástago sin usar l_s , y de la rosca l_t que está en la zona de sujeción l , vienen dadas por la Ec. 45,

$$l_s = 73 - 66 = 7 mm \quad y \quad l_t = 50,80 - 7 = 43,80 mm$$

Con la Ec. 47 se calcula la rigidez del perno

$$\frac{1}{k_b} = \frac{43,8}{561 \cdot (206,8 \times 10^3)} + \frac{7 \times 4}{\pi(30)^2 \cdot (206,8 \times 10^3)} \rightarrow k_b = 2.350.592,53 N/mm.$$

Con la Ec. 49 se calcula la rigidez del material

Del anexo D el perno seleccionado de diámetro mayor nominal 30 mm tiene un área al diámetro menor de 519 mm², por lo que el diámetro menor es de 25,71 mm y el diámetro medio sería igual a 27,86 mm, haciendo este diámetro el D_{ef} ,

$$k_m = \frac{\pi}{4} (27,86)^2 \frac{206,8 \times 10^3}{50,8} = 2.481.640,84 \frac{N}{mm}$$

El factor de rigidez de la unión según la Ec. $C = \frac{k_b}{k_m + k_b}$ es:

$$C = \frac{2.350.592,53}{2.481.640,84 + 2.350.592,53} = 0,4864$$

Con las Ecs. 54 y 55 se calculan los valores de la carga aplicada P que está dividida en dos componentes, una (P_m) tomada por el material y otra (P_b) tomada por el perno

$$P_b = 0,4864 \cdot \frac{8000}{6} = 648,53 \text{ N} \quad \text{y} \quad P_m = (1 - 0,4864) \cdot \frac{8000}{6} = 684,80 \text{ N}.$$

La carga de compresión F_m en el material es ahora, según Ec. 51

$$F_m = F_i - P_m = 191.862 - 684,8 = 191.177,20 \text{ N} \text{ y}$$

La carga de tensión F_b sobre el perno se obtiene de la Ec. 52

$$F_b = 191.862 + 684,80 = 192.546,80 \text{ N}.$$

Dado que estas cargas están fluctuando, es necesario que se calculen las componentes medios y alternantes de la fuerza soportada por el perno, por medio de las Ecs. 58, para calcular los esfuerzos medio y alternante para verificar los pernos por fatiga; para lo cual se emplean las Ecs. 59

$$F_{alterna} = \frac{192.546,8 - 191.862}{2} = 342,40 \text{ N} \quad \text{y} \quad F_{media} = \frac{192.546,8 + 191.862}{2} = 192.204,40 \text{ N}$$

$$\sigma_a = K_f \frac{F_{alterna}}{A_t} \quad \text{con} \quad K_f = 5,7 + 0,02682(30) = 6,50$$

$$\sigma_a = 6,5 \times \frac{342,4}{561} = 3,97 \text{ MPa} \text{ y}$$

$$\sigma_m = K_{fm} \frac{F_{media}}{A_t} = (1) \times \frac{192.204,4}{561} = 342,61 \text{ MPa}.$$

El esfuerzo debido a la fuerza F_i de precarga según la Ec. 61 es

$$\sigma_i = K_{fm} \frac{F_i}{A_t} = (1) \frac{191.862}{561} = 342 \text{ MPa}.$$

Por la Ec. 29 $S_n = S'_n \prod_{i=1}^n C_i = S'_n \times C_a \times C_c \times C_s$ y la Ec. 30 $S'_n = 0,5 S_u$

$$S'_n = 0,5 S_u = 0,5(520) = 260 \text{ MPa}$$

$$S_n = 260 \times 0,9 [4,51 \times (520^{-0,265})] = 201,21 \text{ MPa.}$$

El valor del factor de seguridad a fatiga según la Ec. 62 es:

$$N_f = \frac{S_n(S_y - \sigma_i)}{S_n(\sigma_m - \sigma_i) + S_y \sigma_a} = \frac{201,21(420 - 342)}{201,21(342,61 - 342) + 420(3,97)} = 8,76$$

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

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} = \frac{192.546,8}{561} = 343,22 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad a la fluencia será por lo tanto

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_b} = \frac{420}{343,22} = 1,22.$$

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 Ec.63:

$$P_o = \frac{F_i}{1 - C} = \frac{191.862}{1 - 0,4864} = 373.563 \text{ N}$$

El factor de seguridad contra la separación de la junta se obtiene a partir de la Ec. 64

$$N_s = \frac{P_o}{P} = \frac{373.563}{8000(1 - 0,4864)} = 91.$$

4.3.20.2 Tornillos en el buje.

El buje según el catalogo del anexo I, requiere de cuatro tornillos para su sujeción al cilindro, tal y como se muestra en la Figura 58.

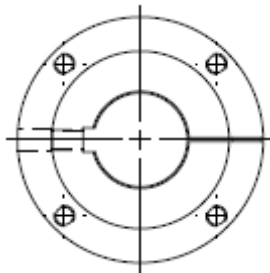


Figura 58: Buje de acople entre eje y el cilindro.

Fuente: Martin Sproket (2019).

Con el torsor calculado en 4.3.9.1 que es igual a $M_t = 5.779,55 \text{ N m}$, se calcula la fuerza de corte en cada uno de los cuatro tornillos de buje, cuyo radio $r = 5,875 \text{ pulg (0,149 m)}$.

$$F_{Mt} = \frac{M_t}{4r} = \frac{5.779,55}{4(0,149)} = 9697,231 \text{ N.}$$

La fuerza directa sobre cada tornillo viene dada por el peso del buje 120 lb (54,431 kg).

$$F_P = \frac{P}{4} = \frac{54,431 \times 9,81}{4} = 133,492 \text{ N}$$

La fuerza resultante que actúa sobre cada tornillo es

$$F_{Buje} = F_{Mt} + F_P = 9697,231 \text{ N} + 133,492 \text{ N} = 9830,723 \text{ N}$$

Suponiendo un diámetro de prueba para los tornillos de 6 mm, el esfuerzo cortante

$$\tau_{tor} = \frac{F_{Buje}}{A_B} = \frac{9830,723}{\pi(6)^2/4} = 347,690 \text{ Mpa}$$

Se escogerá un perno de acero ISO 9.8 de acero de medio carbono, con un límite de fluencia elástico al cortante de (720 MPa). (Según el Anexo D).

$$N_S = \frac{S_{ys}}{\tau_{tor}} = \frac{720}{347,690} = 2,07$$

4.3.20.3 Tornillos en la carcasa.

El perno a utilizar es de roscas roladas. Las dos partes unidas son de acero y se le aplicara una precarga del 75% para conexiones reutilizables. Se escogerá un perno de acero ISO 4.8 para una longitud de sujeción de 25,4 mm y diámetro de 10 mm, suponiendo una longitud del mismo de 31,75 mm para permitir que sobresalga lo suficiente para la tuerca. En el anexo D se muestra la resistencia mínima de prueba de este perno que es $S_p = 310 \text{ MPa}$, su resistencia mínima a la fluencia $S_y = 340 \text{ MPa}$ y su resistencia última a la tensión $S_u = 420 \text{ MPa}$ y del anexo D el área de esfuerzo a tensión; que es 58 mm^2 .

Calculo de la precarga de la Ec.43

$$F_i = 0,75(58)(310) = 13.485 \text{ N.}$$

La longitud de la rosca de tornillos l_{rosca} , de serie en milímetros es, según la Ec. 44

$$l_{rosca} = 2(10) + 6 = 26 \text{ mm.}$$

La longitud del vástago sin usar l_s , y de la rosca l_t que está en la zona de sujeción l , vienen dadas por la Ec. 45,

$$l_s = 31,75 - 26 = 5,75 \text{ mm} \quad \text{y} \quad l_t = 25,4 - 5,75 = 19,65 \text{ mm}$$

Con la Ec. 47 se calcula la rigidez del perno

$$\frac{1}{k_b} = \frac{19,65}{58 \cdot (206,8 \times 10^3)} + \frac{5,75 \times 4}{\pi(10)^2 \cdot (206,8 \times 10^3)} \rightarrow k_b = 501.936,415 \text{ N/mm.}$$

Con la Ec. 49 se calcula la rigidez del material

Del anexo D el perno seleccionado de diámetro mayor nominal 10 mm tiene un área al diámetro menor de $52,3 \text{ mm}^2$, por lo que el diámetro menor es de 8,162 mm y el diámetro medio sería igual a 9,08 mm, haciendo este diámetro el D_{ef} ,

$$k_m = \frac{\pi}{4} (9,08)^2 \frac{206,8 \times 10^3}{25,4} = 526.936,366 \frac{N}{mm}.$$

El factor de rigidez de la unión según la Ec. $C = \frac{k_b}{k_m + k_b}$ es:

$$C = \frac{501.936,415}{526.936,366 + 501.936,415} = 0,48$$

Con las Ecs. 54 y 55 se calculan los valores de la carga aplicada P (la cual viene dada por el peso de la lámina a sujetar $m = 12,87 \text{ Kg}$) que está dividida en dos componentes, una (P_m) tomada por el material y otra (P_b) tomada por el perno

$$Peso = 12,87 \text{ Kg} \times \frac{9,81 \text{ N}}{\text{Kg}} = 126,255 \text{ N}$$

$$P_b = 0,4879 \cdot \frac{126,255}{4} = 15,398 \text{ N} \quad \text{y} \quad P_m = (1 - 0,4879) \cdot \frac{126,255}{4} = 16,164 \text{ N}.$$

La carga de compresión F_m en el material es ahora, según Ec. 51

$$F_m = F_i - P_m = 13.485 - 16,164 = 13.468,836 \text{ N y}$$

La carga de tensión F_b sobre el perno se obtiene de la Ec. 52

$$F_b = 13.485 + 15,398 = 13.469,602 \text{ N}.$$

Dado que estas cargas están fluctuando, es necesario que se calculen las componentes medios y alternantes de la fuerza soportada por el perno, por medio de las Ecs. 58, para calcular los esfuerzos medio y alternante para verificar los pernos por fatiga; para lo cual se emplean las Ecs. 59

$$F_{alterna} = \frac{13.469,602 - 13.468,836}{2} = 0,383 \text{ N} \quad \text{y} \quad F_{media} = \frac{13.469,602 + 13.468,836}{2} = 13.469,219 \text{ N}$$

$$\sigma_a = K_f \frac{F_{alterna}}{A_t} \quad \text{con} \quad K_f = 5,7 + 0,02682(10) = 5,968$$

$$\sigma_a = 5,968 \times \frac{0,383}{58} = 0,039 \text{ MPa y}$$

$$\sigma_m = K_{fm} \frac{F_{media}}{A_t} = (1) \times \frac{13469,219}{58} = 232,228 \text{ MPa.}$$

El esfuerzo debido a la fuerza F_i de precarga según la Ec. 61 es

$$\sigma_i = K_{fm} \frac{F_i}{A_t} = (1) \frac{13.485}{58} = 232,5 \text{ MPa.}$$

Por la Ec. 29 $S_n = S'_n \prod_{i=1}^n C_i = S'_n \times C_a \times C_c \times C_s$ y la Ec. 30 $S'_n = 0,5 S_u$

$$S'_n = 0,5 S_u = 0,5(420) = 210 \text{ MPa}$$

$$S_n = 210 \times 0,9 [4,51 \times (420^{-0,265})] = 171,980 \text{ MPa.}$$

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

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} = \frac{13.469,602}{52,3} = 257.545 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad a la fluencia será por lo tanto

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_b} = \frac{340}{257,545} = 1,32.$$

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 Ec.63:

$$P_o = \frac{F_i}{1-c} = \frac{13.485}{1-0,48} = 25.932,69 \text{ N}$$

El factor de seguridad contra la separación de la junta se obtiene a partir de la Ec. 64

$$N_s = \frac{P_o}{P} = \frac{25.932,69}{126,255(1-0,48)} = 427,915.$$

4.4 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 económicas son herramientas de uso general.

4.4.1 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 cinco años para el estudio de factibilidad económica.

Tabla 17: Inversión inicial

Descripción	Precio (Bs.)
4 Rodamientos de rodillos de rotula modelo 22220K (SKF).	16.000.000, ⁰⁰
4 Bujes QD de 7 pulgadas (Browning).	1.400.000, ⁰⁰
2 Cilindros macizos de acero 4140 de 430mm x 1,30m (Ferrum).	80.000.000, ⁰⁰
2 Cilindros macizos de acero 1045 de 175mm x 2m (Ferrum).	40.000.000, ⁰⁰
6 Superficies dentadas de acero al manganeso 1340 fundidas.	180.000.000, ⁰⁰
4 Láminas de acero 5mm x 2400mm x 1200mm. (H. Welle).	12.000.000, ⁰⁰
4 m de vigas IPE 330x160 mm (Ferrum).	2.240.000, ⁰⁰
2 Motoreductores de 35 Hp (Mounting Browning).	60.000.000, ⁰⁰
2 Piñones de 19 dientes (Mounting Browning).	1.080.026, ⁰⁰
2 Coronas de 42 dientes (Mounting Browning).	2.880.000, ⁰⁰
11 m de cadenas número 180 de paso 2 ^{1/4} .	10.913.832, ⁰⁰
48 Tornillos SAE 5.2	216.000, ⁰⁰
Elaboración del proyecto (mecanizado de piezas, mano de obra, instalación y suministro de materiales).	100.000.000, ⁰⁰
Total de capital fijo tangible.	506.729.858,⁰⁰

Fuente: Castro H. (2.019).

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. (Ver Tabla 18).

Tabla 18: Activos fijos intangibles.

Descripción	Precio (Bs.)
Estudios de ingeniería.	40.672.985, ⁸⁰
Imprevistos.	54.740.284, ³⁴
Total CFI.	95.413.270,¹⁸

Fuente: Castro H. (2.019).

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.

$$C_T = 40.672.985,^{80} \text{ Bs.}$$

Luego la inversión inicial es

$$I_i = C_{ft} + C_{fi} + C_T = 506.729.858,00 + 95.413.270,18 + 40.672.985,80 = 642.816.114,00 \text{ Bs.}$$

4.4.2 Costos operacionales.

- Consumo Eléctrico

El costo del consumo eléctrico en Venezuela es de 600Bs/KwH, la máquina trituradora tiene un promedio de consumo diario de 0,56Kw, lo que se traduciría a 666.624,⁰⁰ Bs/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 40.672.985,⁸⁰ Bs/año; entonces:

$$\sum Costos_{oper} = 666.624,00 + 40.672.985,80 = 41.339.609,80 \text{ Bs/año}$$

4.4.3 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:

$$F_{mt} = IB - \sum Costos_{oper} - C_{ft} - C_{fi} \pm C_T \cdot C + VR_n$$

Para el año cero (2.019) el único flujo monetario neto está representado por la inversión inicial, y se obtiene:

$$F_{mt}(2019) = 642.816.114,^{00} \text{ Bs.}$$

Los costos operacionales se ven reflejados a partir del año 1 (2020), así como los ingresos brutos obtenidos por la implementación del proyecto, por lo tanto cada año habrá un costo operacional de 41.339.609,80 Bs./año y unos ingresos brutos de 144.688.634,³⁰ Bs./año. En la figura 59 se muestran los flujos monetarios en la escala del tiempo en donde el capital de trabajo es recuperado al final del proyecto.

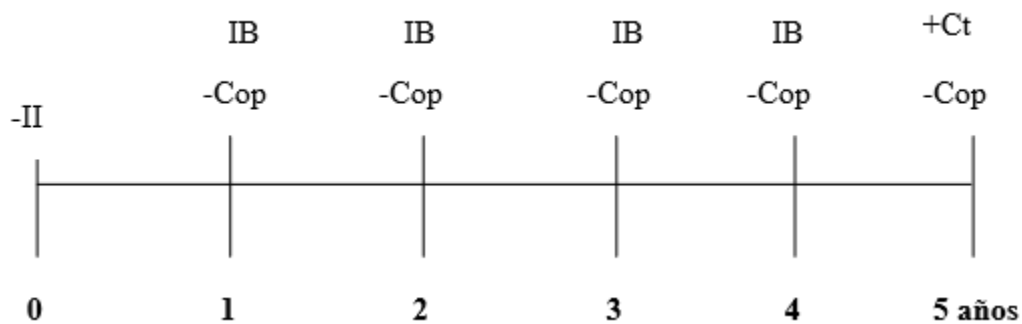


Figura 59: Escala de tiempo de los flujos monetarios.

Fuente: Castro H. (2019).

4.4.4 Rentabilidad del proyecto (Valor actual).

El valor actual representa el beneficio o pérdida equivalente en el año cero de la escala de tiempo y se 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.

$$VA_{(\text{Valor Actual})} = 92.667.136,^{00} \text{Bs.}$$

4.4.5 Tiempo de recuperación de la inversión.

La recuperación de la inversión tiene un plazo máximo de 1102 días de trabajo.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

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 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 17.
- 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.
- Por medio del estudio de la factibilidad económica se determinó que el proyecto de investigación es rentable y su inversión se recuperará en 1102 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 máquina y nuevo mantenimiento a aplicar para este dispositivo.
- Colocar cepillos de alambre en las paredes del bastidor para limpiar constantemente el sulfato de aluminio que se queda aglomerado en los rodillos.
- Diseñar e instalar una jaula de protección en el sistema de transmisión de potencia (cadenas y engranajes) como medida de seguridad.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alcalá E, Flores A. y Alfonso A. (2.019). “**Manual de entrenamiento en concentración de minerales**”. En: <http://www.sergeomin.gov.bo/Documentos/Escuela/Manualdeconcentraciondeminerales>.
- Álvarez L, Jorge R. (2.016), “**Diseño de una planta y selección de equipos para trituración de material natural para obtener agregados para la construcción civil y otros usos industriales**”. Tesis de Grado. Facultad de Ingeniería, Universidad Central de Venezuela. Caracas.
- Arias, F (2.016). “**El proyecto de investigación. Introducción a la Metodología Científica**”. Caracas, 6ta. Edición Editorial Episteme.
- Budynas, R. y Nisbett, J. (2.008), *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. (8va. Ed.) México: McGraw-Hill.
- De Caires J. y De Caires Q. (2.014). “**Diseño de una máquina trituradora de envases de vidrio para la industria del reciclaje**”. Tesis de Grado. Facultad de Ingeniería, Universidad Central de Venezuela. Caracas.
- McCabe, W. (1.994). “**Operaciones unitarias en Ingeniería Química**”. Ed. McGraw-Hill.
- MORSE Chain Company, Catálogos (1.974). Ithaca, New York.
- Norton R. (1.999). “**Diseño de Máquinas**”. Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. (Primera Edición en Español) México.
- Mott R. (1.995). “**Diseño de Elementos de Máquinas**”. Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. (Segunda Edición en Español) México.
- Mular Andrew L., Halbe Doug N., Barratt Derek J. (2002). “**Mineral Processing Plant Design, Practice, and Control**”. Published by Society for Mining, Metallurgy, and Exploration, Inc.
- Palella, S. y Martins, F. (2.012). “**Metodología de la investigación cuantitativa**”. Fedupel. Caracas.

- Pizzella, Giovanni (2.006), “**Apuntes de Elementos de Máquinas**”. Universidad José Antonio Páez. Disponible en: <https://drive.google.com/drive/u/0/folders/0B2NkTAsUV-3VSzNzYk1fbXFCbFE>
- Universidad de Buenos Aires. (2.019). “**Apuntes de trituración**”. Disponible en: <http://materias.fi.uba.ar/7202/MaterialAlumnos/ApunteTrituracion.pdf>.
- Tassoni, D. y Pizzella, G. (2006), *Elementos de Máquina*. Ediciones Facultad de Ingeniería. Universidad de Carabobo. Venezuela.
- Waganoff. “**Trituración, molienda y separación de minerales**”. (2.008). Editorial Alsina.
- Vilchez, Nelson/ (2.002). “**Estrategias creativas en el diseño mecánico**”. Universidad de Carabobo. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. Valencia. Venezuela.

Anexo A.1

TABLA DE FACTORES DE SERVICIO

Es aconsejable al calcular un mando a cadena, tener en cuenta la tabla de factores de servicio siguiente:

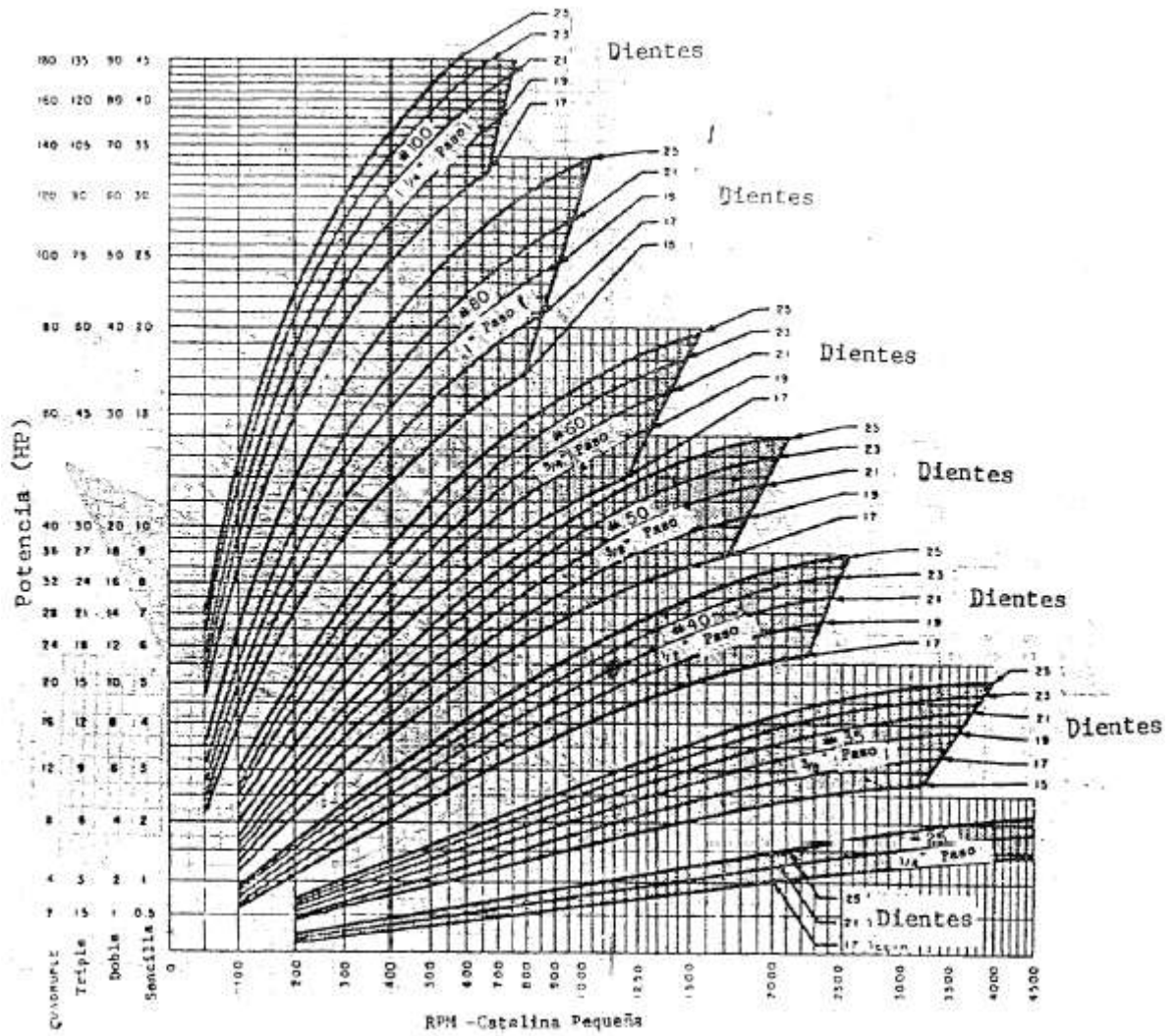
Condiciones de Trabajo	Motor Eléctrico		Motor Diesel	
	8 - 10 hs.	24 hs.	8 - 10 hs.	24 hs.
Uniforme	1,00	1,25	1,25	1,50
Semi Pesado	1,25	1,50	1,50	1,75
Pesado	1,50	1,75	1,75	2,00

Tabla 3-1: Factor de servicio para cadenas según normas BS			
Características del Impulsor			
Características de la Máquina impulsada	Motores de funcionamiento suave	Motores de funcionamiento medio impulsivo	Motores de funcionamiento impulsivo
	Motores eléctricos Turbinas a vapor o a gas, motores de combustión interna con acoplamiento hidráulico	Motores de combustión multicilíndricos y acoplamiento mecánico. Motores eléctricos con arranques frecuentes	Motores de combustión mono cilíndricos o del golpeteo moderado y acoplamiento mecánico
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 (cargas moderadas)			
Agitadores y mezcladores de soluciones sólido-líquido	1,25	1,50	1,75
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			
Máquinas de funcionamiento disperejo (carga de impacto o trabajo pesado)			
Alternadores y generadores de soldadoras	1,75	2,00	2,25
Compresores de uno o dos cilindros			
Excavadoras			
Trituradoras			
Alimentadoras vibratorias			
Sierras circulares y lineales			
Molinos de martillos y de mandíbula			
Maquinaria minera			

Tabla 3-1: Factor de servicio para cadenas según normas BS

Anexo A.2



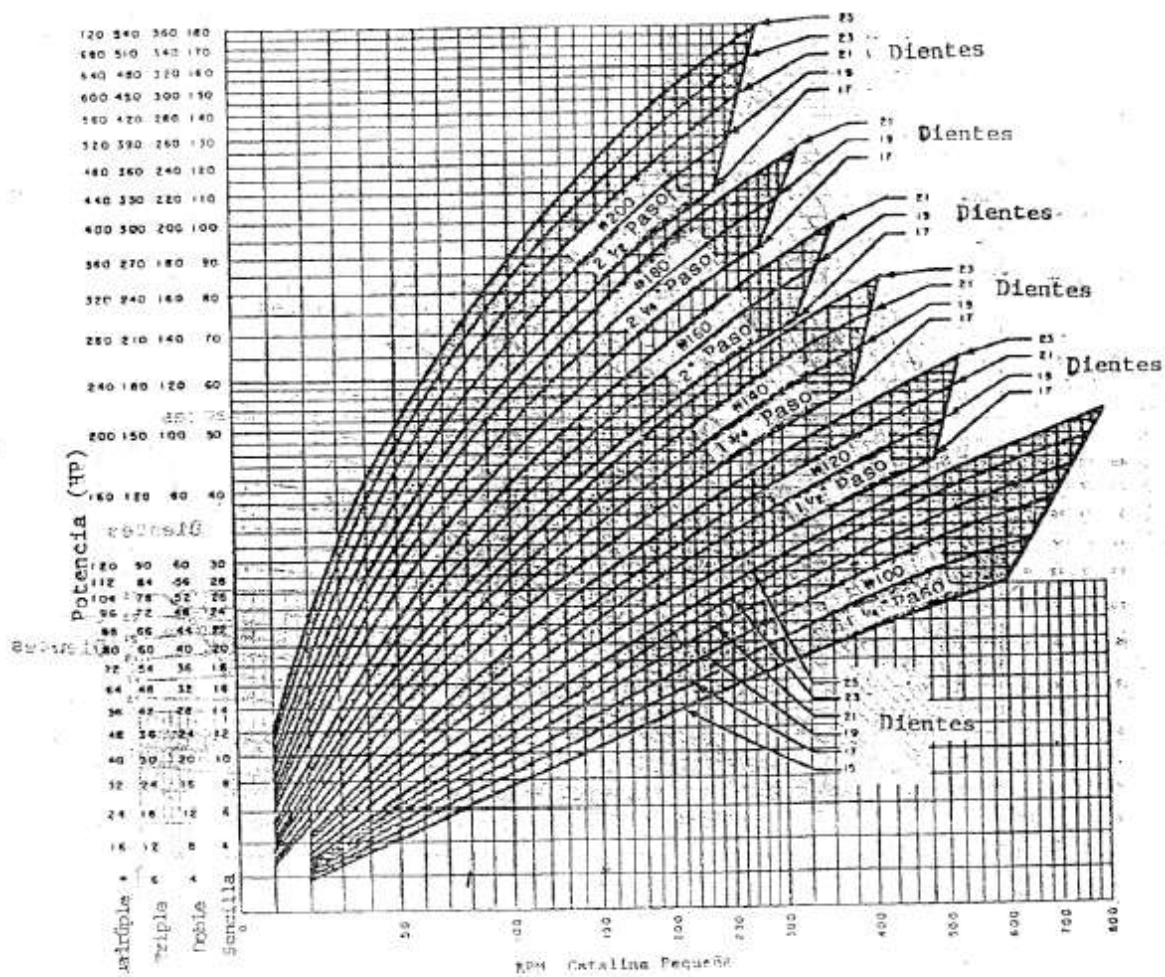


GRAFICO 3.1 Cont.

Anexo A.3

selection of stock roller chain drives

- Determine the R.P.M. and diameter of the high speed shaft.
- Determine the total H.P. to be transmitted after reference to the Table of Service Factors on A-19.
- Select the chain pitch and number of teeth in the small sprocket from the Horsepower Rating Tables.
 - Be sure the small sprocket will accommodate the high speed shaft diameter.
 - If the high speed shaft diameter exceeds the maximum bore in the selected small sprocket it will be necessary either to increase the number of teeth in the sprocket or select the next larger pitch chain.
- Determine the required ratio:

$$\frac{\text{RPM high speed shaft}}{\text{RPM slow speed shaft}} = \text{Ratio}$$
- Multiply the number of teeth in the small sprocket by the ratio to obtain the number of teeth in the large sprocket. If a sprocket with the correct number of teeth is not listed, refer to the table, "Ratios Possible with Stock Sprockets" for the closest combination.

GENERAL RECOMMENDATIONS ON SPROCKET SIZES

Unless speeds are low it is not advisable to use less than 16 teeth in the smaller sprocket. When ratios are low, relatively large sprockets may be used, giving less chain pull, lower bearing loads and less joint articulation. If, on the other hand, ratios and speeds are high, it may be necessary to use a relatively small number of teeth in the high-speed sprocket.

Ratios over 7:1 are generally not recommended for single width roller chain drives. Very slow speed drives (10 to 100 RPM) are often practicable with as few as 9 or 10 teeth in the small sprocket, allowing ratios up to 12:1. In all cases where ratios exceed 5:1, the designer should consider the possibility of using compound drives to obtain maximum service life.



RATIOS POSSIBLE WITH MORSE STOCK SPROCKETS

Number of Teeth — Driver Sprocket

	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
9	1.00																	
10	1.11	1.00																
11	1.22	1.10	1.00															
12	1.33	1.20	1.09	1.00														
13	1.44	1.30	1.18	1.08	1.00													
14	1.56	1.40	1.27	1.17	1.08	1.00												
15	1.67	1.50	1.36	1.25	1.15	1.07	1.00											
16	1.78	1.60	1.45	1.33	1.23	1.14	1.07	1.00										
17	1.89	1.70	1.55	1.42	1.31	1.21	1.13	1.06	1.00									
18	2.00	1.80	1.64	1.50	1.38	1.29	1.20	1.13	1.06	1.00								
19	2.11	1.90	1.73	1.58	1.46	1.36	1.27	1.19	1.12	1.06	1.00							
20	2.22	2.00	1.82	1.67	1.54	1.43	1.33	1.25	1.18	1.11	1.05	1.00						
21	2.33	2.10	1.91	1.75	1.61	1.50	1.40	1.31	1.23	1.17	1.10	1.05	1.00					
22	2.44	2.20	2.00	1.83	1.69	1.57	1.47	1.38	1.29	1.22	1.16	1.10	1.05	1.00				
23	2.56	2.30	2.09	1.92	1.77	1.64	1.53	1.44	1.35	1.28	1.21	1.15	1.10	1.05	1.00			
24	2.67	2.40	2.18	2.00	1.85	1.71	1.60	1.50	1.41	1.33	1.26	1.20	1.14	1.09	1.04	1.00		
25	2.78	2.50	2.27	2.08	1.92	1.79	1.67	1.56	1.47	1.39	1.32	1.25	1.19	1.14	1.09	1.04	1.00	
26	2.89	2.60	2.36	2.17	2.00	1.86	1.73	1.63	1.53	1.44	1.37	1.30	1.24	1.18	1.13	1.08	1.04	1.00
28	3.11	2.80	2.54	2.33	2.15	2.00	1.87	1.75	1.65	1.56	1.48	1.40	1.33	1.27	1.22	1.16	1.12	1.08
30	3.33	3.00	2.73	2.50	2.31	2.14	2.00	1.88	1.76	1.67	1.58	1.50	1.43	1.36	1.30	1.25	1.20	1.15
32	3.56	3.20	2.91	2.67	2.46	2.28	2.13	2.00	1.88	1.78	1.68	1.60	1.52	1.45	1.39	1.33	1.28	1.23
35	3.89	3.50	3.18	2.92	2.69	2.50	2.33	2.19	2.06	1.94	1.84	1.75	1.67	1.59	1.52	1.46	1.40	1.34
36	4.00	3.60	3.27	3.00	2.77	2.57	2.40	2.25	2.12	2.00	1.89	1.80	1.72	1.64	1.56	1.50	1.44	1.38
40	4.44	4.00	3.64	3.33	3.08	2.86	2.67	2.50	2.35	2.22	2.10	2.00	1.90	1.82	1.74	1.67	1.60	1.54
42	4.67	4.20	3.82	3.50	3.23	3.00	2.80	2.62	2.47	2.33	2.21	2.10	2.00	1.91	1.83	1.75	1.68	1.63
45	5.00	4.50	4.09	3.75	3.46	3.21	3.00	2.81	2.65	2.50	2.37	2.25	2.14	2.04	1.96	1.88	1.80	1.73
48	5.33	4.80	4.36	4.00	3.69	3.43	3.20	3.00	2.82	2.67	2.52	2.40	2.28	2.18	2.10	2.00	1.92	1.84
54	6.00	5.40	4.91	4.50	4.15	3.86	3.60	3.38	3.18	3.00	2.84	2.70	2.57	2.45	2.35	2.25	2.16	2.07
60	6.67	6.00	5.45	5.00	4.62	4.29	4.00	3.75	3.53	3.33	3.16	3.00	2.86	2.72	2.60	2.50	2.40	2.30
70	7.77	7.00	6.36	5.83	5.38	5.00	4.67	4.38	4.12	3.89	3.68	3.50	3.33	3.18	3.05	2.92	2.80	2.69
72			6.55	6.00	5.55	5.14	4.80	4.50	4.24	4.00	3.79	3.60	3.43	3.27	3.13	3.00	2.88	2.77
80			7.27	6.67	6.15	5.71	5.33	5.00	4.70	4.44	4.21	4.00	3.81	3.63	3.48	3.34	3.20	3.07
84					6.46	6.00	5.60	5.25	4.94	4.67	4.42	4.20	4.00	3.82	3.66	3.50	3.36	3.23
96					7.38	6.85	6.40	6.00	5.64	5.34	5.05	4.80	4.57	4.36	4.17	4.00	3.84	3.69
112								7.00	6.59	6.23	5.89	5.60	5.33	5.08	4.87	4.67	4.48	4.30

Anexo B

Valores preliminares de diseño para K_f

Aquí se consideran los tipos de discontinuidades geométricas que se encuentran con más regularidad en ejes que transmiten potencia: cuñeros, chaflanes de hombros y anillos de sujeción. En cada caso, de un valor de diseño que se sugiere relativamente alto se obtiene un resultado conservador para la primera aproximación hacia el diseño. De nuevo se hace énfasis que en el diseño final debe verificarse la seguridad. Esto es, si el valor final es más bajo que el valor original de diseño, el diseño aún es seguro. Por el contrario si el valor final es más alto, habrá que analizar otra vez las tensiones para el diseño.

Cuñero

Un cuñero consiste en una ranura longitudinal que se corta en un eje o una flecha para montar una cuña, ello permite transferir torque a partir del eje hacia un elemento que transmite potencia o viceversa. Más adelante se cubre con todo detalle el diseño de las cuñas.

Dos son los tipos de cuñeros que se utilizan con mayor frecuencia: el de perfil y el de corredera o rastra (figura 9-6). El cuñero de perfil se fresa en el eje o flecha utilizando una punta en la fresa con diámetro igual al ancho de la cuña. La ranura resultante tiene el fondo plano y en su extremo presenta una esquina aguda a escuadra. El cuñero de corredera o rastra se fabrica con una cortadora circular para fresar con espesor igual al ancho de la cuña. A medida que la cortadora inicia o termina el cuñero, se obtiene un radio continuo. Por este motivo, el factor de concentración de tensión para el cuñero de corredera o rastra es más bajo que el del cuñero de perfil. Los valores de diseño que por lo regular se utilizan son

$$K_f = 2.0 \text{ (perfil)} \quad \text{y} \quad K_f = 1.6 \text{ (de corredera o rastra)}$$

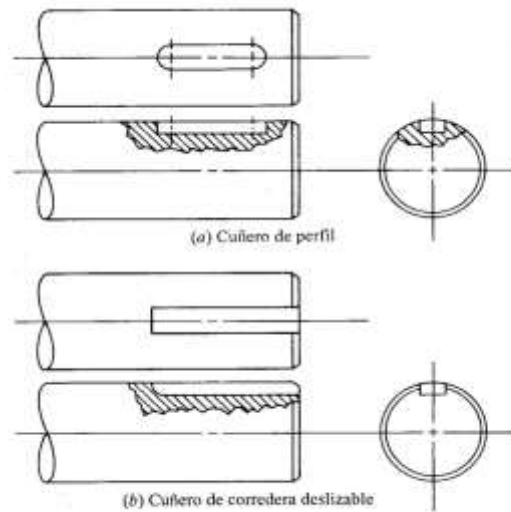


Figura 9-6 Cuñeros

Cada uno de estos valores debe aplicarse al cálculo de esfuerzo o tensión por flexión de la flecha o eje. Los factores consideran tanto la reducción en sección transversal, como el efecto de la discontinuidad. Consulte la bibliografía para conocer detalles acerca de factores de concentración de cuñeros (4). Si la tensión por esfuerzo de corte por torsión es variable en lugar de constante, el factor de concentración de tensión también se aplica a ello.

Chaflanes de hombros

Cuando en un eje se presentan cambios de diámetro para producir un hombro contra el cual se coloca un elemento mecánico, se genera una concentración de tensión que depende de la relación entre los dos

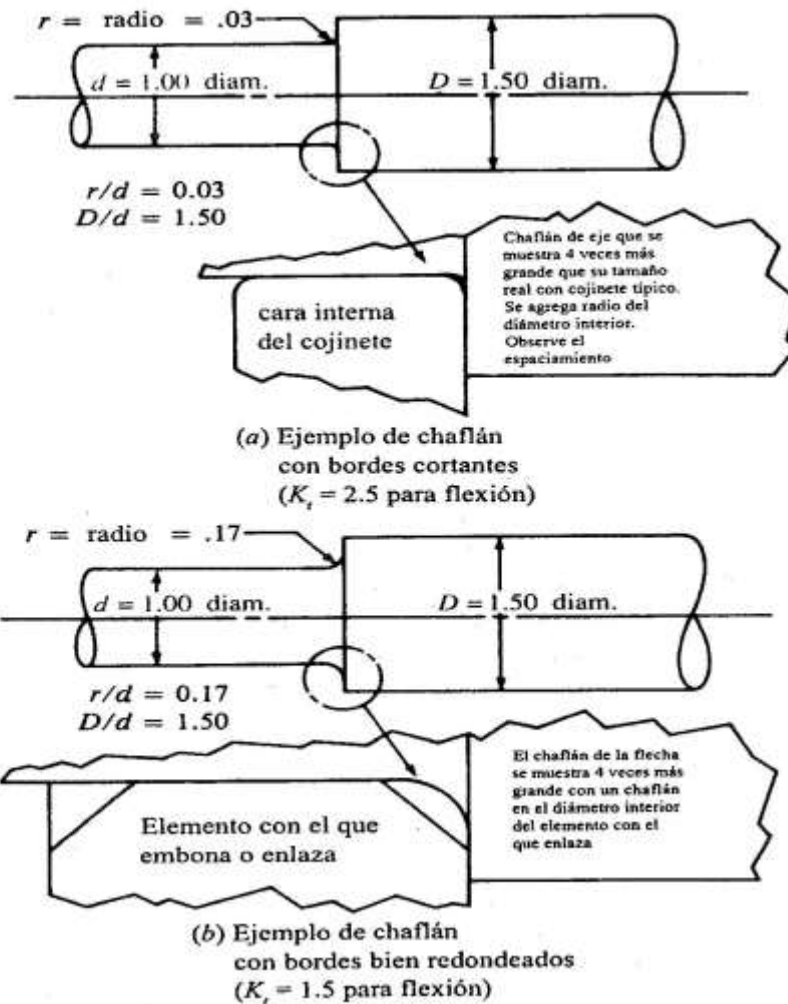


Figura 9-7 Chaflanes en ejes

Diámetros y del diámetro del chaflán (véase la figura 9-7). Se sugiere que el diámetro del chaflán sea lo más grande posible para minimizar la concentración de tensión; sin embargo, a veces el diseño del engrane, el cojinete u otro elemento afecta el radio que puede utilizarse para fines de diseño. Los chaflanes se clasificarán de acuerdo con dos categorías: con bordes cortantes y con bordes redondeados. En este caso, el término con bordes cortantes en realidad no significa eso, es decir, sin ningún radio de chaflán en absoluto. Tal configuración de hombro tendría un factor de concentración de tensión en extremo alto y esto debe evitarse. Por el contrario, con bordes cortantes describe un hombro con un radio de chaflán relativamente pequeño. Una situación en la que es probable que se presente el caso anterior es donde se va a colocar un cojinete de bola. El canal interno del cojinete tiene un radio que se produce en la fábrica; no obstante, es pequeño. El

radio del chaflán en el eje debe ser aún más pequeño para que el cojinete asiente debidamente contra el hombro. Cuando se coloca un elemento con un chaflán más grande en su diámetro interior que asienta contra el hombro o cuando no se asienta nada que se apoye en el hombro, el radio del chaflán puede ser mucho más grande, bien redondeado, y el factor de concentración de esfuerzo es más pequeño. Para el diseño de flexión utilizaremos los valores siguientes

$$K_f = 2,5 \text{ (chaflán con bordes cortantes)}$$

$$K_f = 1,5 \text{ (chaflán bien redondeado)}$$

En la gráfica para factores de concentración de tensión que se incluye en el apéndice E-1, E-2 y E-3 del Texto del Dr. Tassoni, podrá observar que estos valores corresponden a relaciones de r/d de aproximadamente 0,03 para el caso del chaflán con bordes cortantes y de 0,17 para el chaflán con los bordes bien redondeados para una relación D/d de 1,50.

Ranuras para anillos de sujeción

Los anillos de sujeción se utilizan en muchos tipos de aplicaciones en los ejes. Los anillos se colocan en ranuras que se hacen en las flechas o ejes, después que se ubica en su lugar el elemento que se va a sujetar. La geometría de la ranura la establece el fabricante del anillo. Su configuración común es una ranura hueca con los bordes de las paredes rectas al igual que su fondo y un chaflán pequeño en la base de la ranura. Se puede obtener una idea aproximada del comportamiento de la flecha en el área que circunda la ranura si se considera dos hombros con chaflán de bordes cortantes colocados casi juntos. En consecuencia, el factor de concentración de tensión o esfuerzo para una ranura es alto.

Cuando existe flexión, utilizaremos $K_f = 3,0$ para diseño preliminar como un factor estimado que considera los chaflanes y la reducción en diámetro para calcular el diámetro nominal del eje flecha antes de correr la ranura. Cuando se presenta torsión junto con la flexión o cuando sólo existe torsión en una sección que interesa, el factor de concentración de la tensión no se aplica la tensión por esfuerzo de corte por torsión porque es constante. Sin embargo, para considerar la disminución de diámetro en la ranura aumente el diámetro resultante que calculó en aproximadamente 6%, un valor típico para anillos de sujeción comerciales. Pero después de que haya especificado el diámetro final del eje y la geometría de la ranura, deberá calcular la tensión o esfuerzo en la ranura con el factor de concentración de tensión adecuado para la geometría de la ranura.

Anexo C

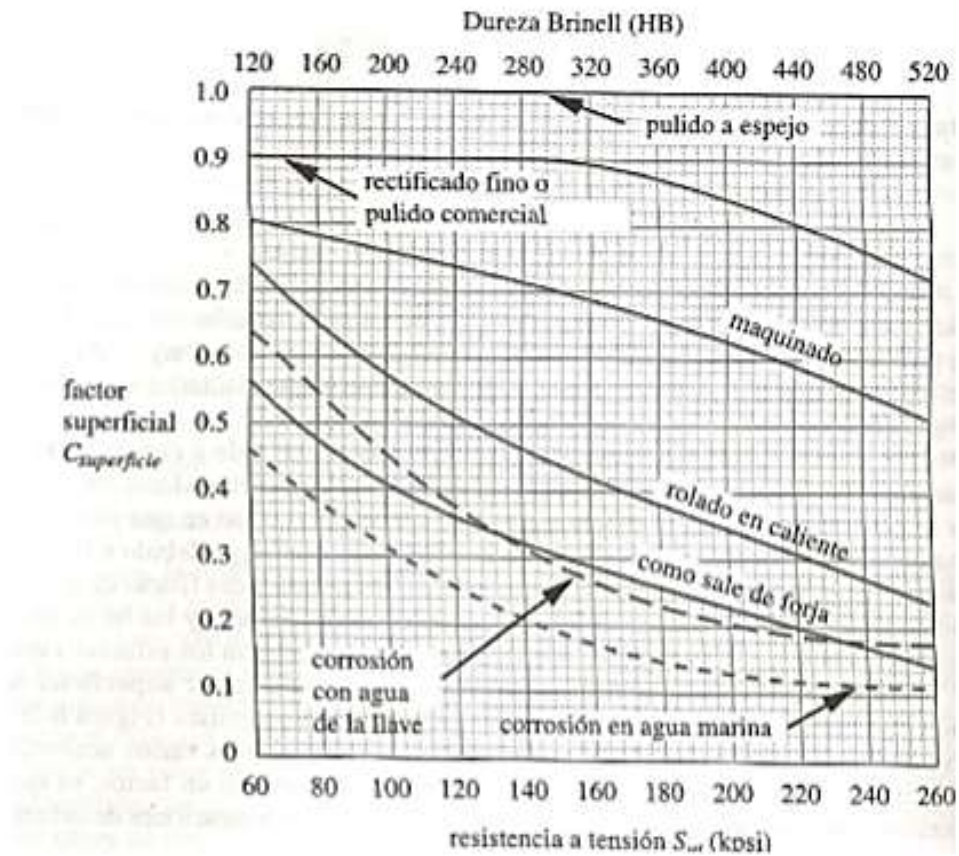


Figura B-1: Factores superficiales para diversos acabados en aceros

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
Laminado en caliente	57,7	-0,718	14,4	-0,718
Forjado	272	-0,995	39,9	-0,995

Tabla B-1: Coeficientes para la ecuación del factor superficial $C_s = A(S_u)^b$.

Confiabilidad funcional, (C_{cf}). La totalidad de la información referida a valores de resistencia, tanto de fluencia como de ruptura, de los ensayos a tracción estáticos y de los valores de resistencia a la fatiga y del límite de fatiga, según sea el caso y el material de fabricación de la pieza, indican que de acuerdo a su fabricación, los valores que se reportan están en una banda de dispersión del 50%; esto significa que solo la mitad de las piezas presentarán, por lo menos, la durabilidad esperada según las condiciones de trabajo que le han sido impuestas. Si la confiabilidad funcional que se desea tener es del 50%, el valor del factor $C_{cf} = 1$; pero, si deseamos una confiabilidad mayor, por ejemplo del 99%, entonces $C_{cf} = 0,83$ (ver F.Stulen, H. Cummings, W. Schulte, "Preventing Fatigue Failures", parte 5, Machine Design, Volumen 33, p. 161, 1961). Para valores que aseguren la supervivencia de casi la totalidad de las piezas, digamos del 99,99%, el valor de C_{cf} sería de 0,72.

Temperatura de trabajo, (C_t). Para valores de temperatura cercanos a la temperatura del ambiente, utilizar $C_t = 1$. Para condiciones de trabajo que se sitúen a "bajas", o bien a "altas" temperaturas, el factor debe determinarse. Forzosamente, esto deberá realizarse por medio de ensayos de laboratorio que simulen las condiciones de trabajo a las cuales estará sometida la pieza.

Corrección por Carga Axial, (C_a). Mientras existan solamente cargas de flexión en un ensayo de fatiga, sólo las fibras externas estarán sometidas al máximo de las tensiones; pero si existe una carga axial variable, que genere tensiones, alternativas, repetidas o fluctuantes, todas las fibras transversales estarán sometidas a dicha tensión y esto aumenta la posibilidad de falla por fatiga, si un sistema como este está actuando $C_a = 0,9$.

Corrección por Carga de corte, (C_c). Cuando esté presente un sistema de carga que introduzca tensiones de corte variables, se ha encontrado en función de la maleabilidad del material de la pieza, los siguientes valores experimentales

$C_c = 0,5$ para materiales muy dúctiles.

$C_c = 0,6$ para materiales medianamente dúctiles (aceros).

$C_c = 0,8$ para materiales frágiles.

$Cd = 1$ para medidas de la sección transversal de hasta $d = 12,5$ mm.

$Cd = 0,85$ para medidas de la sección transversal de $12,5 \text{ mm} < d < 50,0$ mm.

$Cd = 0,75$ para medidas de la sección transversal de $50,0 \text{ mm} < d < 100,0$ mm.

Para medidas mayores que las indicadas deberán efectuarse pruebas de laboratorio determinar el valor de Cd .

Estos valores son tomados de Charles R. Mischke, "Prediction of Stochastic Endurance Strength," *Trans. of ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, vol. 109, no. 1, January 1987, Table 3. Los cuales son:

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

Anexo D

Tabla 8-1





Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino*

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

*Las ecuaciones y los datos utilizados para elaborar esta tabla se obtuvieron de la norma ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978. El diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_r = d - 1.226869p$, y el diámetro de paso a partir de $d_p = d - 0.649519p$. La media del diámetro de paso y el diámetro menor se usaron para calcular el área de esfuerzo de tensión.

Tabla 8-11

Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero*

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

*La longitud de la rosca de pernos y tornillos de cabeza es

$$l_T = \begin{cases} 2d + 6 & l \leq 125 \\ 2d + 12 & 125 < l \leq 200 \\ 2d + 25 & l > 200 \end{cases}$$

donde l es la longitud del perno. La longitud de la rosca de pernos estructurales es ligeramente menor que lo indicado.

[†]Las resistencias mínimas son las resistencias que excede 99% de los sujetadores.

Anexo E

NORMA VENEZOLANA	
METODO DE ENSAYO PARA DETERMINAR LA RESIS- TENCIA A LA COMPRESION DE LA PIEDRA NATU- RAL PARA LA CONSTRUCCION	COVENIN 1465-79
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 existan variaciones perceptibles, se seleccionan tantas muestras como sean necesarias para determinar la variación en la resistencia a la compresión.	

ción.(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 recojido 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 $105 \pm 20C$ durante 24 horas.

5.2 CONDICION HUMEDA

Las probetas se deben sumergir en agua a una temperatura de $20 \pm 5VC$ 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 núcleo. 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 húmedo y seco, 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 sí. De vez en cuando es necesario realizar ensayos para determinar la resistencia perpendicular a cada una de estas 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 identificadas 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 permite 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 (σ 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 F

Browning Speed Reducers **Concentric**
 Motor RPM 1750 (Continued) **SERIES 7000**

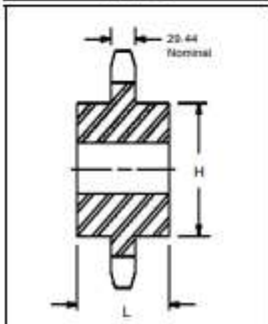
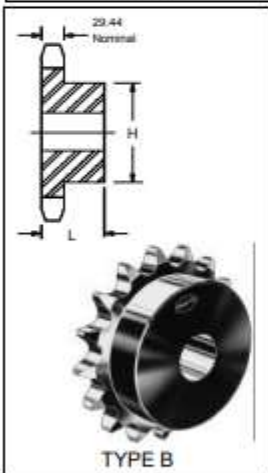
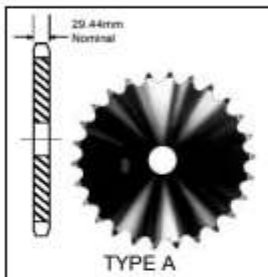
Exact Ratio RPM, HP and Torque											
Nom. RPM	Nom. Ratio	Size of 67000 Reducer									
		75		76		77		78		79	
438	4	3.67	7502	3.08	7602	3.08	7702	3.01	7802	4.07	7902
		16.04	2150	21.44	2050	26.24	3615	39.77	5240	66.63	9371
389	4.5	4.57	7602	4.59	7602	4.59	7702	4.37	7802	4.68	7902
		13.04	2208	18.50	2050	22.74	3615	41.60	6200	66.63	10727
350	6	4.88	7502	5.06	7602	5.06	7702	4.91	7802	5.10	7902
		13.07	2208	16.88	2050	20.64	3615	42.14	7168	66.63	11750
313	5.6	5.51	7502	5.59	7602	5.59	7702	5.48	7802	5.70	7902
		11.57	2208	15.26	2050	18.68	3615	35.76	6786	57.53	11350
278	6.3	6.10	7502	6.41	7602	6.41	7702	6.21	7802	6.38	7902
		10.45	2208	13.31	2050	16.28	3615	36.63	7883	53.87	11903
246	7.1	6.96	7502	7.09	7602	7.09	7702	6.86	7802	7.18	7902
		9.17	2208	12.03	2050	14.73	3615	34.35	8160	48.81	12133
219	8	7.63	7512	7.65	7612	7.65	7712	7.69	7812	7.92	7912
		10.29	2718	17.61	4780	21.32	5767	39.77	10320	66.63	18252
194	9	9.02	7512	9.06	7612	9.06	7712	8.60	7812	9.07	7912
		9.26	2891	15.26	4780	19.35	6050	38.41	11446	64.65	20305
175	10	9.62	7512	9.98	7612	9.98	7712	9.67	7812	9.94	7912
		8.84	2047	13.85	4780	18.13	6266	35.65	11033	60.66	20256
166	11.2	10.89	7512	11.03	7612	11.03	7712	10.78	7812	11.10	7912
		8.18	3082	12.69	4800	16.56	6330	33.16	12391	56.06	21544
149	12.5	12.04	7512	12.65	7612	12.65	7712	12.23	7812	12.43	7912
		7.64	3186	11.20	4900	15.46	6774	30.33	12844	52.23	22478
125	14	13.72	7512	13.98	7612	13.98	7712	13.50	7812	13.98	7912
		7.02	3335	10.55	5100	14.12	6830	29.00	13090	47.77	23128
109	16	15.82	7512	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	7512	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	24781
88	20	19.18	7512	19.64	7612	19.64	7712	19.77	7812	19.07	7912
		5.60	3710	8.25	5600	10.49	7132	19.86	13601	36.51	24111
78	22.4	21.31	7512	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	7512	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	7512	27.80	7612	27.80	7712	27.42	7812	27.05	7912
		4.25	3964	5.83	5600	7.41	7132	14.49	13760	27.74	25967
56	31.5	30.29	7512	30.24	7612	30.24	7712	31.90	7812	30.14	7912
		3.79	3977	5.36	5600	6.61	7132	12.52	13826	25.00	26068



Metric Sprockets

2.00 INCH (50,80mm) PITCH **SIMPLEX**

ISO **32B-1**



CHAIN DATA:
 BS 228/22
 ISO 32B-1
 PITCH: 50,80mm(2.00 in.)
 ROLLER DIAMETER: 29,21mm (1.15 in.)
 ROLLER WIDTH: 30,99mm (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.) Kilo	Catalog Number	Bore Stock		Weight (Approx.) Kilo
			Stock MM	Max. MM	H MM	L MM			MM	Kilo	
11	180,31	32B11*	40	83	120	80	9,04	32A11*	32	5,00	
12	196,28	32B12*	40	89	133	80	11,11	32A12*	32	6,02	
13	212,27	32B13*	40	102	152	70	12,61	32A13*	32	7,12	
14	228,29	32B14*	40	102	152	70	14,97	32A14*	32	8,32	
15	244,33	32B15*	40	102	178	70	17,32	32A15*	40	9,50	
16	260,39	32B16*	40	103	178	70	18,78	32A16*	40	11,64	
17	276,46	32B17*	40	103	178	70	20,23	32A17*	40	12,35	
18	292,55	32B18*	40	103	178	70	21,88	32A18*	40	13,96	
19	308,64	32B19*	40	103	178	70	23,53	32A19*	40	15,57	
20	324,74	32B20*	40	133	178	70	25,37	32A20*	40	17,36	
21	340,84	32B21*	40	133	178	70	27,20	32A21*	40	19,15	
22	356,96	32B22*	40	133	178	70	29,23	32A22*	40	21,13	
23	373,07	32B23*	40	133	178	70	31,25	32A23*	40	23,10	
24	389,19	32B24*	40	133	178	76	35,33	32A24*	40	25,25	
25	405,32	32B25*	40	133	178	76	36,80	32A25*	40	27,41	
26	421,45	32B26*	40	133	181	76	39,41	32A26*	40	30,25	
27	437,58	32B27*	40	133	181	76	42,02	32A27*	40	33,10	
28	453,72	32B28*	40	133	181	76	44,62	32A28*	40	35,94	
30	485,99	32B30*	40	133	181	76	49,84	32A30*	40	41,63	
32	518,28	32B32*	40	139	203	76	58,02	32A32*	40	47,31	
38	615,17	32B38*	40	139	203	114	86,78	32A38*	40	64,37	
40	647,47	32C40*	40	139	203	114	91,35	32A40*	40	72,98	
42	679,78	32C42*	40	139	203	114	95,91	32A42*	40	81,60	
45	728,25	32C45*	40	139	203	127	116,97	32A45*	40	94,52	
48	776,72	32C48*	40	139	203	127	130,43	32A48*	40	107,44	
54	873,68	32C54*	40	139	203	127	157,34	32A54*	40	133,29	
57	922,16	32C57*	40	139	203	127	170,79	32A57*	40	146,21	
60	970,65	32C60*	40	139	203	127	184,25	32A60*	40	164,35	
68	1099,96	32C68*	40	139	203	127	220,13	32A68*	40	212,73	
72	1164,62	32C72*	40	139	203	152	282,31	32A72*	40	236,91	
76	1229,28	32C76*	40	139	203	152	297,99	32A76*	40	261,10	

Maximum 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 G

TABLA C-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono

Datos de varias fuentes. * Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	laminado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800°F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	laminado en caliente	45	310	82	565	16	163
	laminado en frío	77	531	91	627	12	179
1050	laminado en caliente	50	345	90	621	15	179
	normalizado @ 1 650°F	62	427	108	745	20	217
	laminado en frío	84	579	100	689	10	197
	templado y revenido @ 1 200°F	78	538	104	717	28	235
	templado y revenido @ 800°F	115	793	158	1 089	13	444
	templado y revenido @ 400°F	117	807	163	1 124	9	514
1060	laminado en caliente	54	372	98	676	12	200
	normalizado @ 1 650°F	61	421	112	772	18	229
	templado y revenido @ 1 200°F	76	524	116	800	23	229
	templado y revenido @ 1 000°F	97	669	148	965	17	277
	templado y revenido @ 800°F	111	765	156	1 076	14	311
1095	laminado en caliente	66	455	120	827	10	248
	normalizado @ 1 650°F	72	496	147	1 014	9	13
	templado y revenido @ 1 200°F	80	552	130	896	21	269
	templado y revenido @ 800°F	112	772	176	1 213	12	363
	templado y revenido @ 600°F	118	814	183	1 262	10	375

* SAE Handbook, Society of Automotive Engineers, Warrendale PA.; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

TABLA C-10 Propiedades mecánicas de algunos aceros de aleación y para herramienta

Datos de varias fuentes. * Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell o Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1340	recocido	63	434	102	703	25	204HB
	templado y revenido	109	752	125	862	21	250HB
4027	recocido	47	324	75	517	30	150HB
	templado y revenido	113	779	132	910	12	264HB
4130	recocido @ 1 450°F	52	359	81	558	28	156HB
	normalizado @ 1 650°F	63	434	97	669	25	197HB
	templado y revenido @ 1 200°F	102	703	118	814	22	245HB
	templado y revenido @ 800°F	173	1 193	186	1 282	13	380HB
	templado y revenido @ 400°F	212	1 462	236	1 627	10	41HB
4140	recocido @ 1 450°F	61	421	95	655	26	192HB
	normalizado @ 1 650°F	95	655	148	1 020	18	302HB
	templado y revenido @ 1 200°F	95	655	110	758	22	230HB
	templado y revenido @ 800°F	165	1 138	181	1 248	13	370HB
	templado y revenido @ 400°F	238	1 641	257	1 772	8	510HB
4340	templado y revenido @ 1 200°F	124	855	140	965	19	280HB
	templado y revenido @ 1 000°F	156	1 076	170	1 172	13	360HB
	templado y revenido @ 800°F	198	1 365	213	1 469	10	430HB
	templado y revenido @ 600°F	230	1 586	250	1 724	10	486HB
6150	recocido	59	407	96	662	23	192HB
	templado y revenido	148	1 020	157	1 082	16	314HB
8740	recocido	60	414	95	655	25	190HB
	templado y revenido	133	917	144	993	18	288HB
H-11	recocido @ 1 600°F	53	365	100	689	25	96HRB
	templado y revenido @ 1 000°F	250	1 724	295	2 034	9	55HRC
L-2	recocido @ 1 425°F	74	510	103	710	25	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	260	1 793	290	1 999	5	54HRC
L-6	recocido @ 1 425°F	55	379	95	655	25	93HRB
	templado y revenido @ 1 600°F	260	1 793	290	1 999	4	54HRC
P-20	recocido @ 1 425°F	75	517	100	689	17	97HRB
	templado y revenido @ 400°F	205	1 413	270	1 862	10	52HRC
S-1	recocido @ 1 475°F	60	414	100	689	24	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	275	1 896	300	2 068	4	57HRC
S-5	recocido @ 1 450°F	64	441	105	724	25	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	280	1 931	340	2 344	5	59HRC
S-7	recocido @ 1 525°F	55	379	93	641	25	95HRB
	templado y revenido @ 400°F	210	1 448	315	2 172	7	58HRC
A-8	recocido @ 1 550°F	65	448	103	710	24	97HRB
	templado y revenido @ 1050°F	225	1 551	265	1 827	9	52HRC

* Machine Design Materials Reference Issue, Penton Publishing, Cleveland, Ohio; Metals Handbook, ASM, Materials Park, Ohio.

Anexo I



Bujes QD

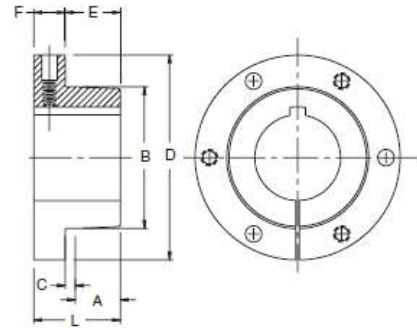


Tabla N.º 1. Especificaciones de los bujes

Buje	Opciones de barrenos (in)	Dimensiones (in)							Tornillos hexagonales			Capacidad de torque (in/lb)	Torque (in/lb)	Peso prom. (lb)
		D	L	A	B	C	E	F	N.º	Tamaño	Círculo del perno (in)			
JA	1/2 - 1 1/4	2	1	1/2	1.375	3/16	11/16	5/16	3	10 - 24 x 1	1 21/32	1000	6	0.8
SH	1/2 - 1 5/8	2 11/16	15/16	21/32	1.871	7/32	7/8	7/16	3	1/4 - 20 x 1 3/8	2 1/4	3500	9	1.0
SDS	1/2 - 2	3 1/8	15/16	21/32	2.1875	7/32	7/8	7/16	3	1/4 - 20 x 1 3/8	2 11/16	5000	9	1.2
SD	1/2 - 2	3 1/8	1 13/16	1 5/32	2.1875	7/32	1 3/8	7/16	3	1/4 - 20 x 1 7/8	2 11/16	5000	9	1.5
SK	1/2 - 2 5/8	3 7/8	1 15/16	1 5/32	2.8125	7/32	1 3/8	9/16	3	5/16 - 18 x 2	3 5/16	7000	15	2.0
SF	1/2 - 2 15/16	4 5/8	2 1/16	1 7/32	3.125	7/32	1 7/16	5/8	3	3/8 - 16 x 2	3 7/8	11000	30	3.5
E	7/8 - 3 1/2	6	2 3/4	1 19/32	3.834	9/32	1 7/8	7/8	3	1/2 - 13 x 2 3/4	5	20000	60	9.0
F	1 - 4	6 5/8	3 3/4	2 13/32	4.4375	11/32	2 3/4	1	3	9/16 - 12 x 3 5/8	5 5/8	30000	75	14
J	1 1/2 - 4 1/2	7 1/4	4 5/8	3 3/16	5.1484	5/16	3 1/2	1 1/8	3	5/8 - 11 x 4 1/2	6 1/4	45000	135	22
M	2 - 5 1/2	9	6 3/4	5 5/32	6.494	11/32	5 1/2	1 1/4	4	3/4 - 10 x 6 3/4	7 7/8	85000	225	51
N	2 7/16 - 5 7/8	10	8 1/8	6 1/16	6.992	9/16	6 5/8	1 1/2	4	7/8 - 9 x 8	8 1/2	150000	300	66
P	2 15/16 - 7	1 13/4	9 3/8	7	8.242	5/8	7 5/8	1 3/4	4	1 - 8 x 9 1/2	10	250000	450	122

Nota: Todos los bujes que se muestran, a excepción de los bujes JA, tienen un tornillo prisionero sobre el cuñero.

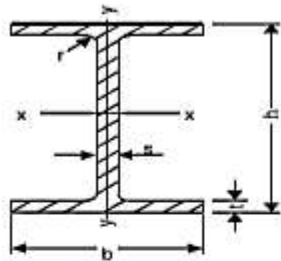
Tabla N.º 1 (cont.)

Barrenos en inventario	Cuñero	N	P
5 9/16	1 1/2 x 3/4	S	X
5 5/8	1 1/2 x 3/4	S	X
5 11/16	1 1/2 x 3/4	S	X
5 3/4	1 1/2 x 3/4	S	X
5 13/16	1 1/2 x 3/4	S	X
5 7/8	1 1/2 x 3/4	S	S
5 15/16	1 1/2 x 3/4	—	S
6	1 1/2 x 3/4	—	S
6 1/16	1 1/2 x 3/4	—	S
6 1/8	1 1/2 x 3/4	—	S
6 3/16	1 1/2 x 3/4	—	S
6 1/4	1 1/2 x 3/4	—	S
6 5/16	1 1/2 x 3/4	—	S
6 3/8	1 1/2 x 3/4	—	S
6 7/16	1 1/2 x 3/4	—	S
6 1/2	1 1/2 x 3/4	—	S
6 9/16	1 3/4 x 3/4	—	S
6 5/8	1 3/4 x 3/4	—	S
6 11/16	1 3/4 x 3/4	—	S
6 3/4	1 3/4 x 3/4	—	S
6 13/16	1 3/4 x 3/4	—	S
6 7/8	1 3/4 x 3/4	—	S
6 15/16	1 3/4 x 3/4	—	S
7	1 3/4 x 3/4	—	S

Anexo J

HIERROBECO, C.A. VIGAS IPE

CATALOGO DE PRODUCTOS



DIMENSIONES

h: Altura
b: Ancho del ala
s: Espesor del alma
t: Espesor del ala
r: Angulo

MOMENTO RESPECTO A LOS EJES

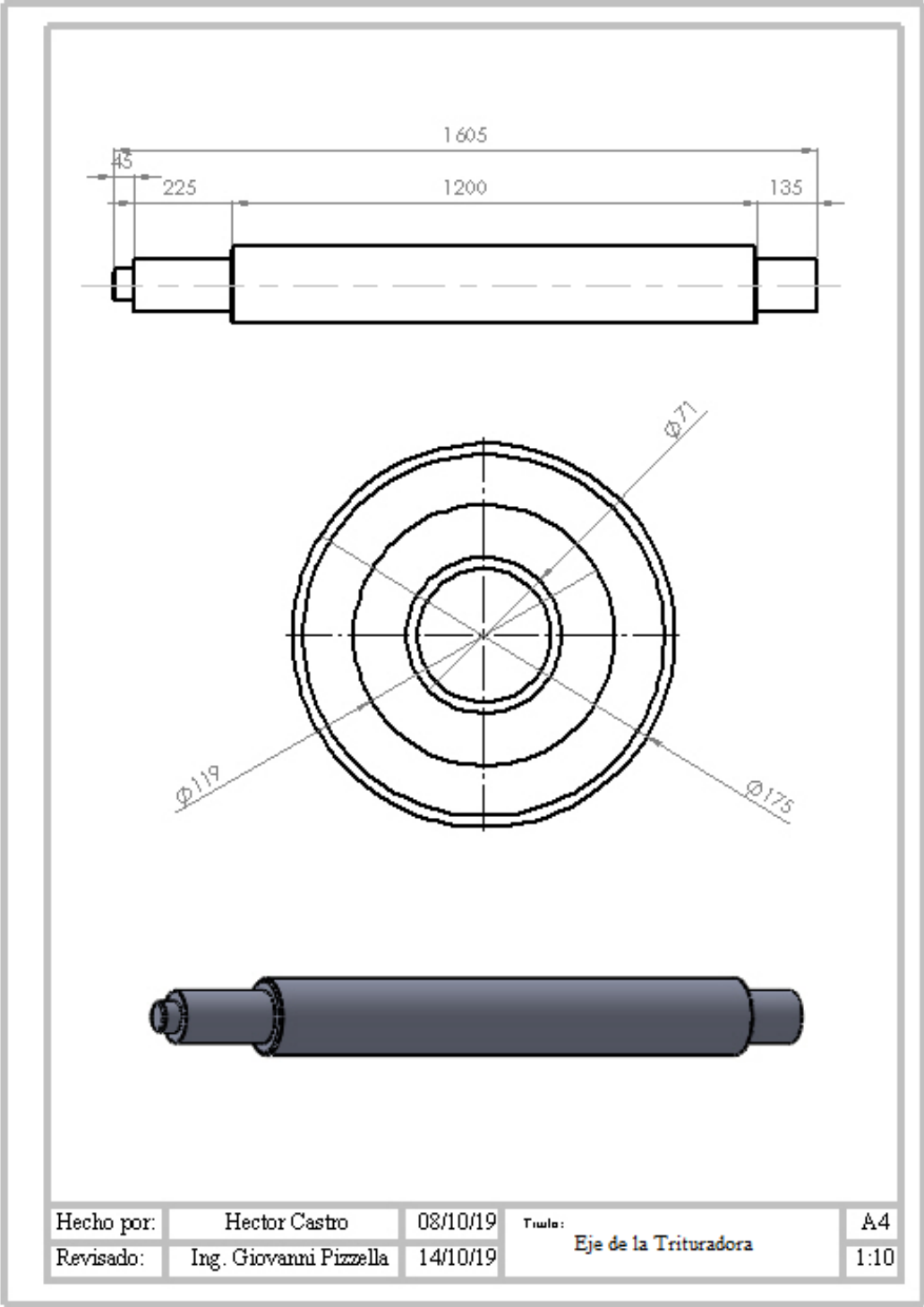
I = Momento de Inercia.
S = Momento de Resistencia
R = Radio de Inercia, siempre referido al eje
De reflexión correspondiente.

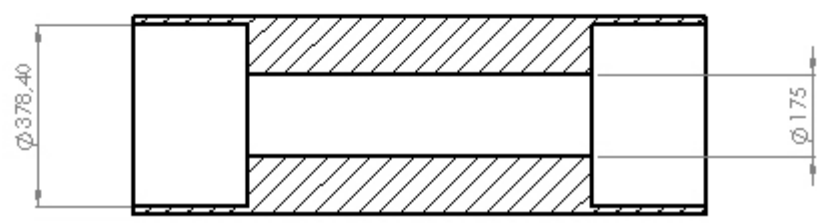
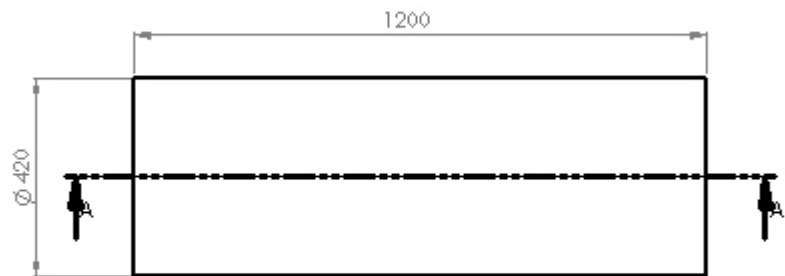
Longitud de 12 metros

Calidad: ⇒ ASTM - A - 36.
⇒ ST - 37 - 2.

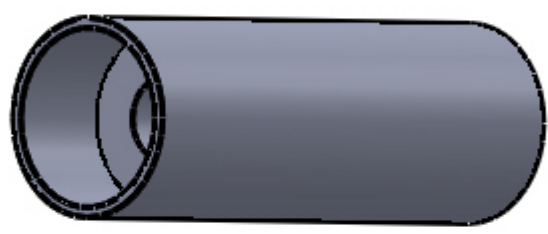
IPE (I)	DIMENSIONES (mm)					AREA cm ²	PESO kg/m	MOMENTO RESPECTO A LOS EJES					
								EJE X - X			EJE Y - Y		
	h	b	s	t	r			I _x cm ⁴	S _x cm ³	R _x cm	I _y cm ⁴	S _y cm ³	R _y cm
80	80	46	3.8	5.2	5	7.64	6.0	80.1	20.0	3.24	8.49	3.69	1.05
100	100	55	4.1	5.7	7	10.30	8.1	171	34.2	4.07	15.90	5.79	1.24
120	120	64	4.4	6.3	7	13.20	10.4	318	53.0	4.90	27.70	8.65	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	68.30	16.70	1.84
180	180	91	5.3	8.0	9	23.90	18.8	1320	146.0	7.42	101.00	22.20	2.05
200	200	100	5.6	8.5	12	28.50	22.4	1940	194.0	8.26	142.00	28.50	2.24
220	220	110	5.9	9.2	12	33.40	26.2	2770	252.0	9.11	205.00	37.30	2.48
240	240	120	6.2	9.8	15	39.10	30.7	3890	324.0	9.97	284.00	47.30	2.69
270	270	135	6.6	10.2	15	45.90	36.1	5790	429.0	11.20	420.00	62.20	3.02
300	300	150	7.1	10.7	15	53.80	42.2	8360	557.0	12.50	604.00	80.50	3.35
330	330	160	7.5	11.5	18	62.60	49.1	11770	713.0	13.70	788.00	98.50	3.55
360	360	170	8.0	12.7	18	72.70	57.1	16270	904.0	15.00	1040.00	123.00	3.79
400	400	180	8.6	13.5	21	84.50	66.3	23130	1160.0	16.50	1320.00	146.00	3.95
450	450	190	9.4	14.6	21	98.80	77.6	33740	1500.0	18.50	1680.00	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	4.31
550	550	210	11.1	17.2	24	134.00	106.0	67120	2440.0	22.30	2670.00	254.00	4.45
600	600	220	12.0	19.0	24	156.00	122.0	92080	3070.0	24.30	3390.00	308.00	4.66

Planos de la maquina trituradora.

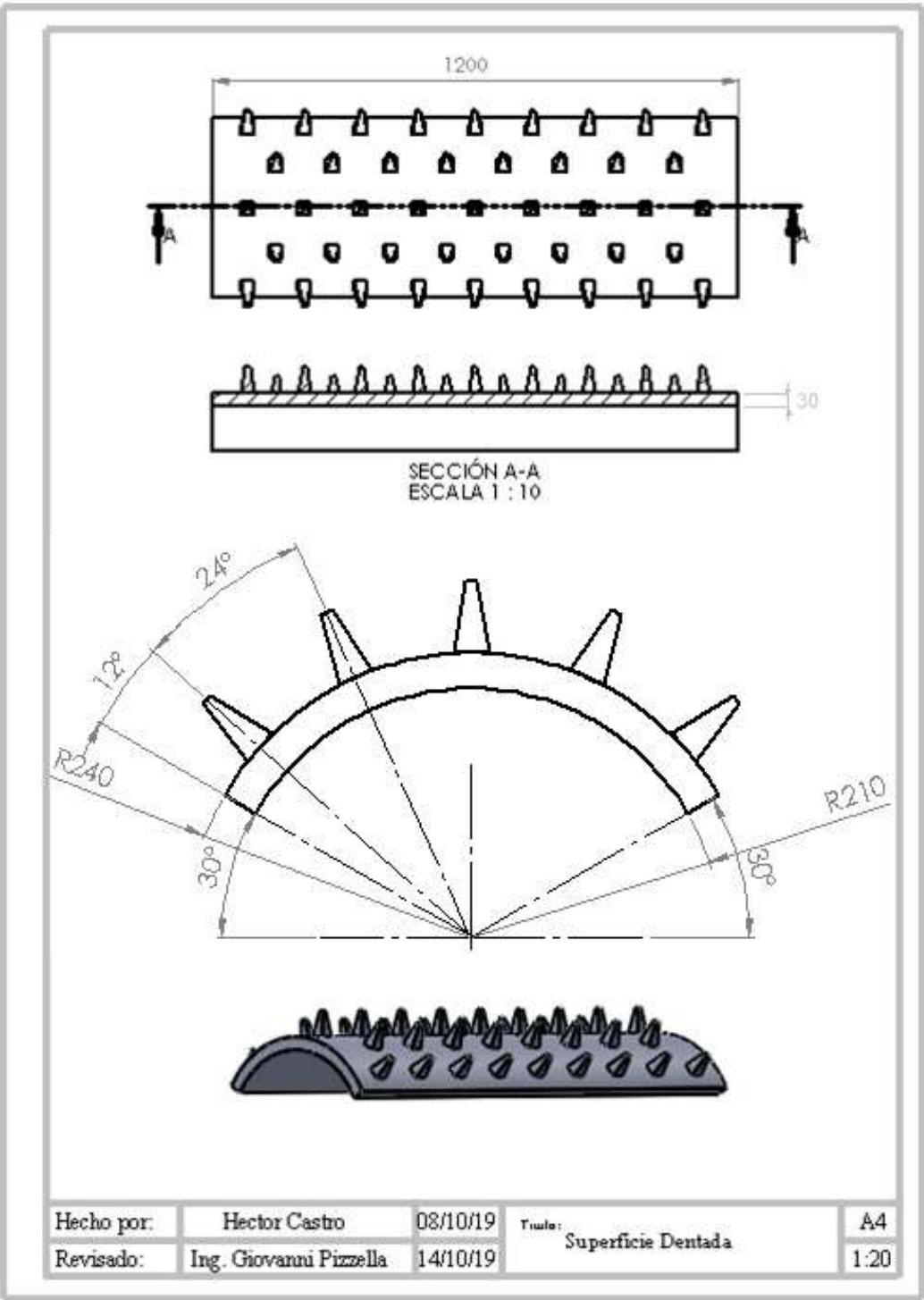


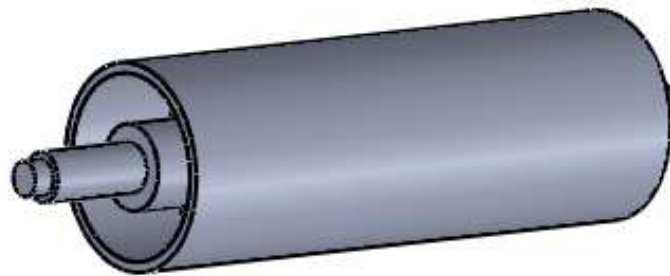
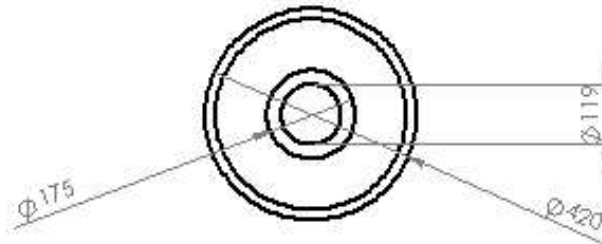
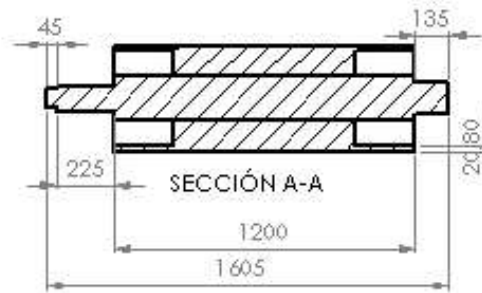


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10

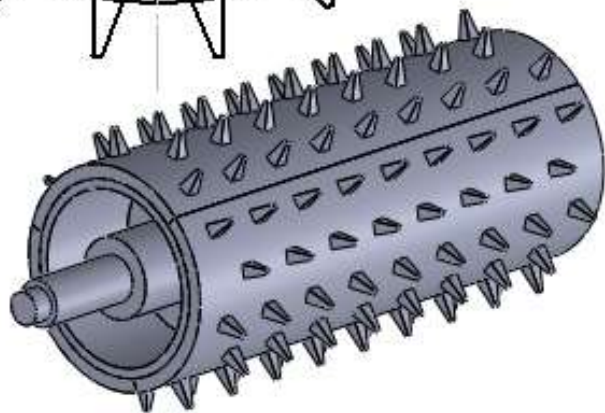
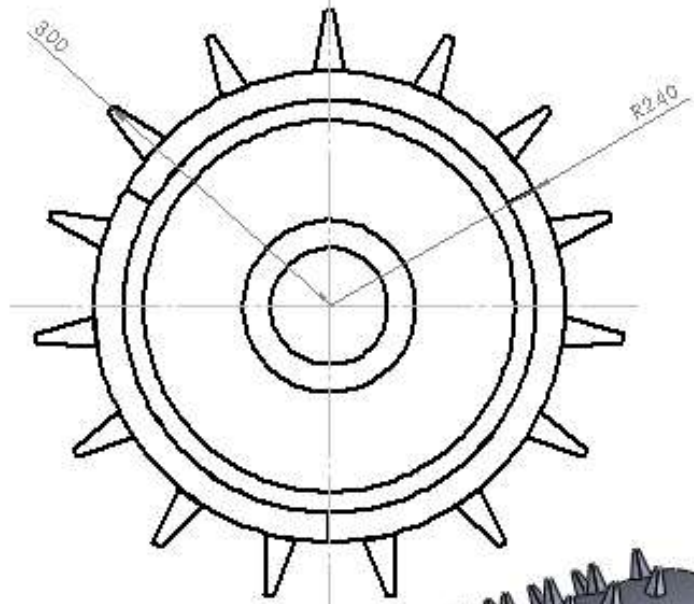
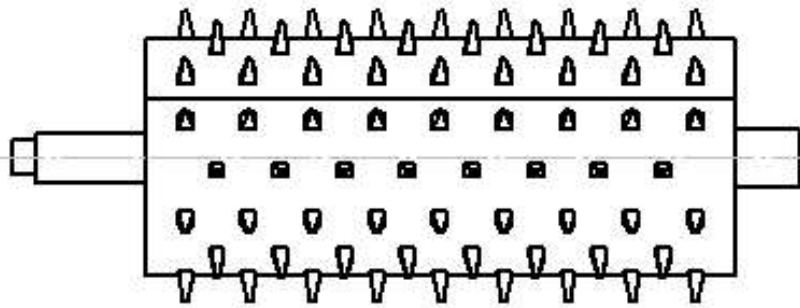


Hecho por:	Hector Castro	08/10/19	Título:	Cilindro de la Trituradora	A4
Revisado:	Ing. Giovanni Pizzella	14/10/19			1:10

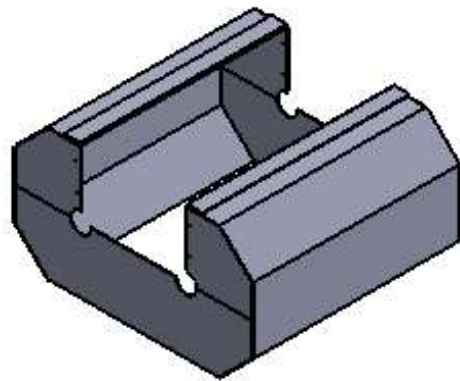
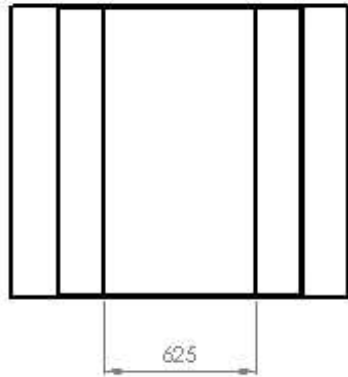
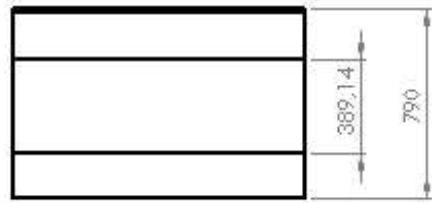
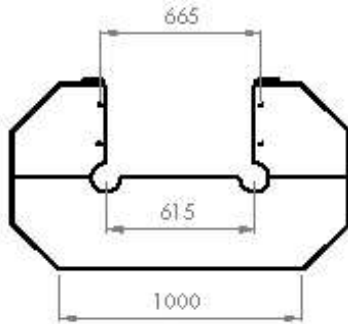
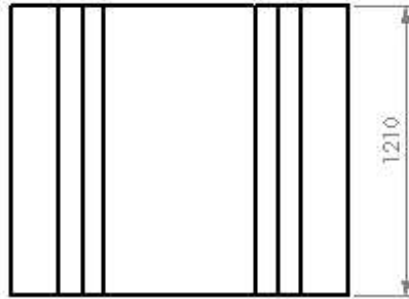




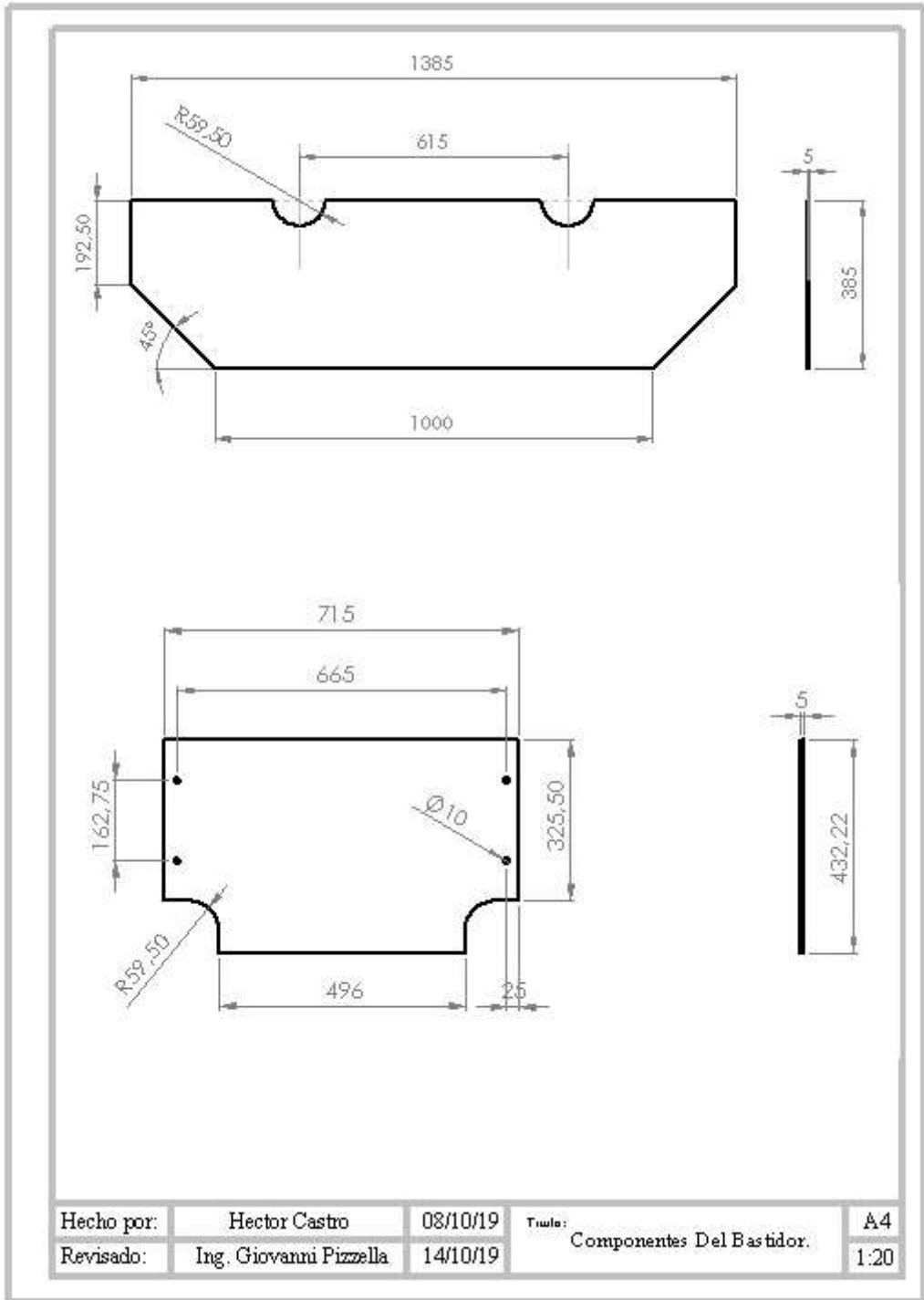
Hecho por:	Hector Castro	08/10/19	Título:	A4
Revisado:	Ing. Giovanni Pizzella	14/10/19	Conjunto Eje y Cilindro	1:20



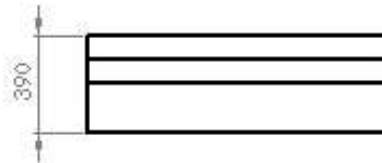
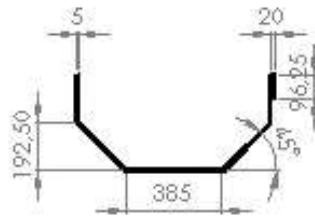
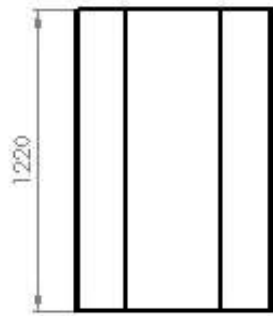
Hecho por:	Hector Castro	08/10/19	Título:	A4
Revisado:	Ing. Giovanni Pizzella	14/10/19	Rodillo de la Trituradora	1:20



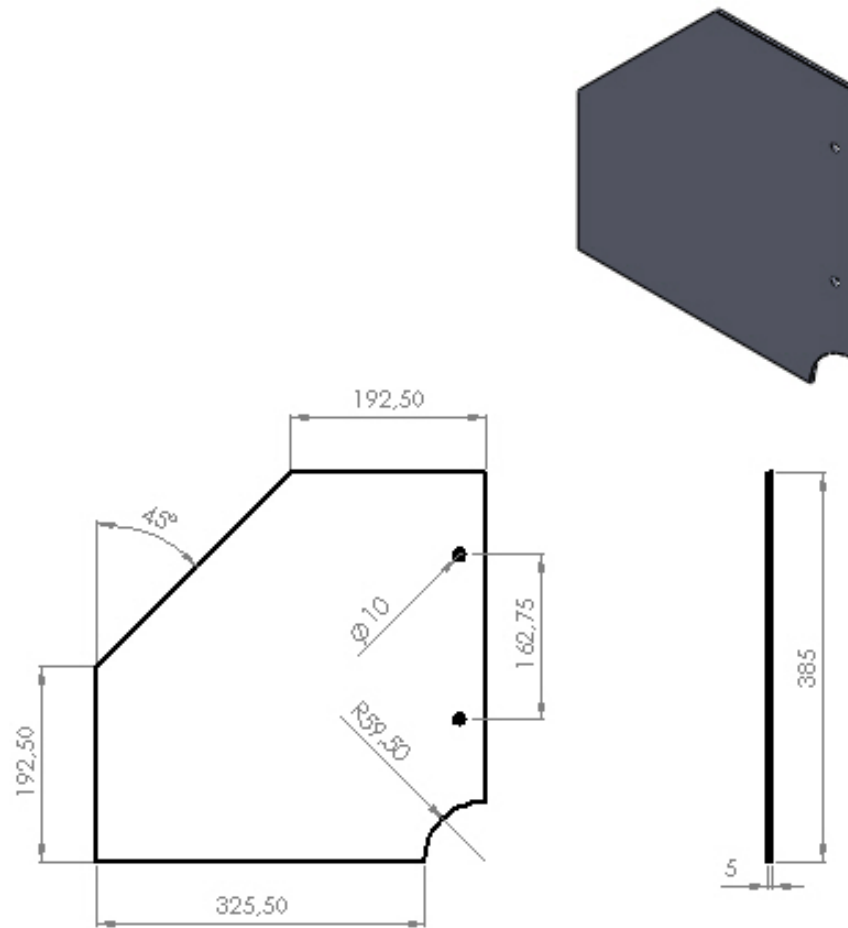
Hecho por:	Hector Castro	08/10/19	Título:	A4
Revisado:	Ing. Giovanni Pizzella	14/10/19	Bastidor en Conjunto.	1:20



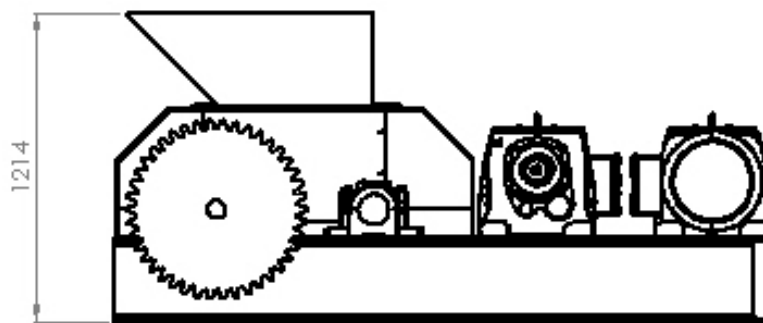
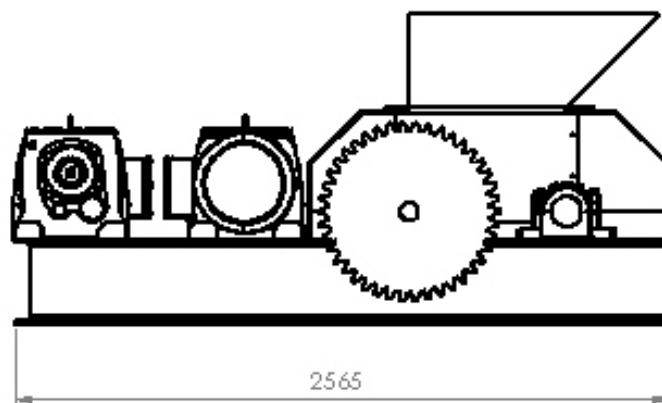
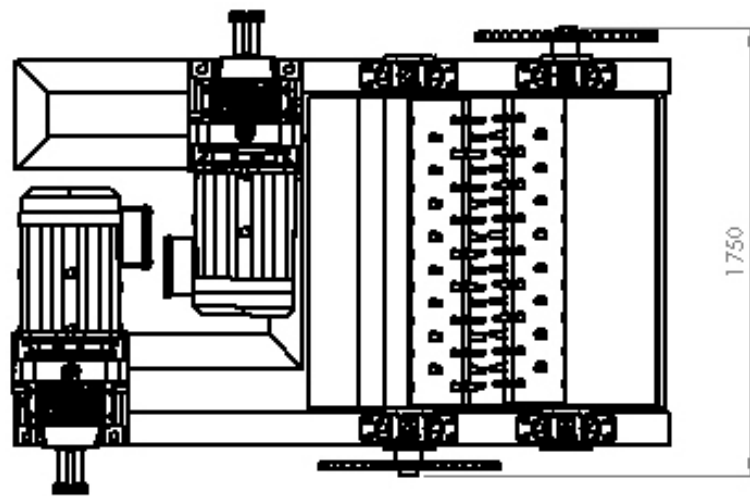
Hecho por:	Hector Castro	08/10/19	Título:	A4
Revisado:	Ing. Giovanni Pizzella	14/10/19	Componentes Del Bastidor.	1:20



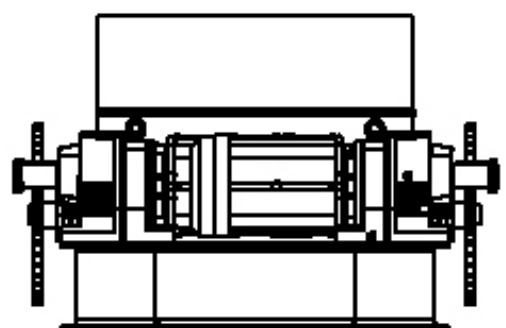
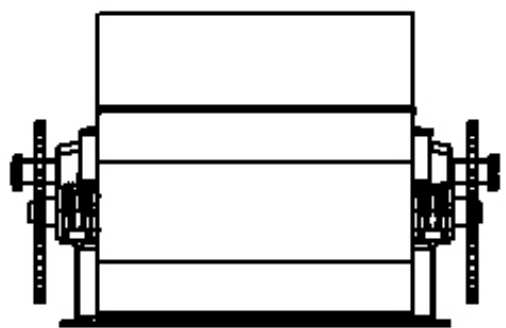
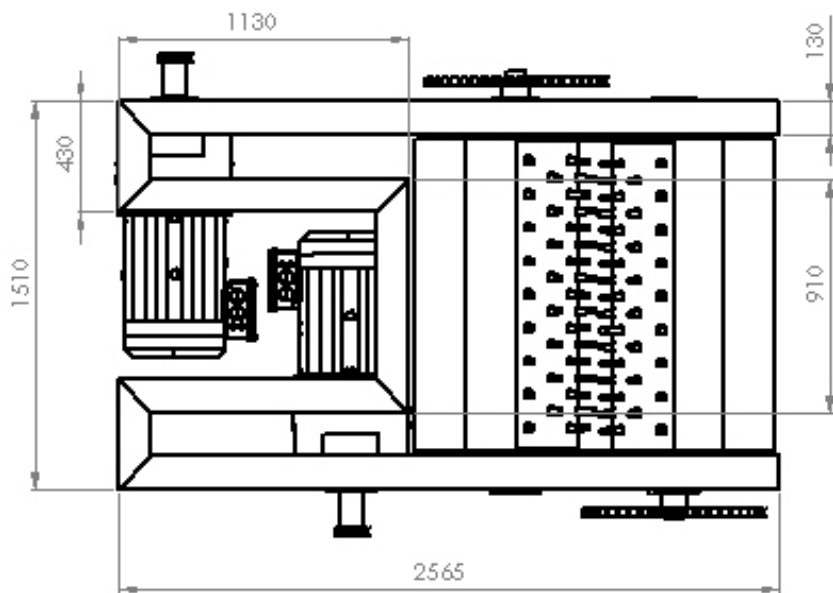
Hecho por:	Hector Castro	08/10/19	Título:	A4
Revisado:	Ing. Giovanni Pizzella	14/10/19	Componentes Del Bastidor.	1:20



Hecho por:	Hector Castro	08/10/19	Título:	A4
Revisado:	Ing. Giovanni Fizzella	14/10/19	Componente del Bastidor	1:10



Hecho por:	Hector Castro	08/10/19	Título:	A4
Revisado:	Ing. Giovanni Pizzella	14/10/19	Vistas de la Trituradora.	1:20



Hecho por:	Hector Castro	08/10/19	Titulo:	A4
Revisado:	Ing. Giovanni Pizzella	14/10/19	Vistas de la Trituradora.	1:20