

# ESCUELA POLITECNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

DISEÑO DE UN TRITURADOR DE CACAO

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECANICO

MARITZA ELIZABETH BALCAZAR DIAZ  
[mari.balcazar@gmail.com](mailto:mari.balcazar@gmail.com)

JUAN PABLO GUAMBA DIAZ  
[juan\\_pablo6969@hotmail.com](mailto:juan_pablo6969@hotmail.com)

DIRECTOR: ING. TITO VELASTEGUI  
tito.velasteguí@epn.edu.ec

Quito, abril de 2009

## CONTENIDO

|  |    |
|--|----|
| 1 CAPITULO 1.....  | 13 |
| 1.1 INTRODUCCION.....  | 13 |
| 1.2 JUSTIFICACION .....  | 14 |
| 1.3 OBJETIVOS .....  | 15 |
| 1.3.1 OBJETIVOS GENERALES.....   | 15 |
| 1.3.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS .....  | 15 |
| 1.4 ORIGEN DEL CACAO EN EL ECUADOR.....                                    | 16 |
| 1.5 DESCRIPCIÓN GENERAL.....   | 17 |
| 1.5.1 LA SEMILLA .....   | 18 |
| 1.5.1.1 Composición Química de la Almendra.....                            | 19 |
| 1.6 CLASIFICACIÓN .....  | 19 |
| 1.6.1 CRIOLLO.....   | 20 |
| 1.6.2 FORASTERO AMAZÓNICO.....   | 21 |
| 1.6.3 TRINITARIO .....   | 21 |
| 1.6.4 DE ACUERDO A SU CALIDAD .....  | 22 |
| 1.7 PRINCIPALES ZONAS DE PRODUCCIÓN .....                                  | 24 |
| 1.8 PROCESO DE FABRICACIÓN DE LA PASTA O LICOR DE CACAO.....               | 25 |
| 1.8.1 LIMPIEZA .....   | 25 |
| 1.8.2 TOSTADO .....  | 25 |
| 1.8.3 DESCASCARILLADO.....   | 27 |
| 1.8.4 MOLIENDA.....  | 27 |
| 2 CAPITULO 2.....  | 28 |
| 2.1 REDUCCIÓN DEL TAMAÑO DE PARTÍCULA.....                                 | 28 |
| 2.1.1 NATURALEZA DE LAS FUERZAS UTILIZADAS EN LA REDUCCIÓN DE TAMAÑO ..... | 29 |
| 2.1.2 RELACIÓN DE REDUCCIÓN.....   | 29 |

|  |    |
|--|----|
| 2.1.3 CARACTERÍSTICAS QUE REGULAN LA SELECCIÓN DE LOS APARATOS .....     | 30 |
| 2.1.3.1 DUREZA DE LOS ALIMENTOS .....                                    | 30 |
| 2.1.3.2 ESTRUCTURA MECÁNICA DE LOS PRODUCTOS DE PARTIDA.....             | 31 |
| 2.1.3.3 HUMEDAD.....   | 31 |
| 2.1.3.4 SENSIBILIDAD A LA TEMPERATURA DE LAS MATERIAS DE PARTIDA.....    | 32 |
| 2.1.4 APARATOS DE REDUCCIÓN DE TAMAÑO .....                              | 33 |
| 2.1.4.1 TRITURADORAS DE RODILLOS .....                                   | 33 |
| 2.1.4.1.1 Ángulo de Separación .....                                     | 34 |
| 2.1.4.1.2 Capacidad de Trituración de los Rodillos .....                 | 35 |
| 2.1.4.1.3 SUPERFICIE DE CONTACTO ENTRE EL CHOCOLATE Y LOS RODILLOS ..... | 35 |
| 2.1.4.2 MOLINO DE MARTILLOS .....  | 36 |
| 2.1.4.3 MOLINOS DE DISCO DE FROTAMIENTO .....                            | 37 |
| 2.1.4.3.1 Molino de Disco Único .....                                    | 38 |
| 2.1.4.3.2 Molino de Doble Disco.....                                     | 38 |
| 2.1.4.3.3 Molino de Piedras .....  | 39 |
| 2.1.4.4 MOLINOS GRAVITATORIOS.....                                       | 39 |
| 2.1.4.4.1 Molino de Esferas .....  | 40 |
| 2.1.4.4.2 Molinos de Barras.....   | 41 |
| 2.2 ELEMENTOS DE MAQUINAS .....  | 41 |
| 2.2.1 CALCULO DE LA POTENCIA PARA VENCER LA INERCIA.....                 | 41 |
| 2.2.2 DISEÑO ESTATICO .....  | 42 |
| 2.2.2.1 TEORIAS DE FALLA.....  | 42 |
| 2.2.2.1.1 Teoría del Máximo Esfuerzo Normal .....                        | 42 |
| 2.2.2.1.2 Teoría del Máximo Esfuerzo Cortante .....                      | 43 |
| 2.2.2.1.3 Teoría de la Energía de la Máxima Distorsión.....              | 43 |
| 2.2.2.2 FACTORES DE SEGURIDAD. CONCEPTO Y DEFINICION.....                | 45 |
| 2.2.3 DISEÑO A FATIGA.....   | 47 |
| 2.2.3.1 RESISTENCIA A LA FATIGA .....                                    | 48 |

|   |    |
|---|----|
| 2.2.3.2 LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA.....  | 49 |
| 2.2.3.3 FACTORES QUE MODIFICAN EL LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA .....             | 49 |
| 2.2.3.3.1 Factor de superficie $k_a$ .....  | 50 |
| 2.2.3.3.2 Factor de tamaño $k_b$ .....  | 50 |
| 2.2.3.3.3 Factor carga $k_c$ .....  | 51 |
| 2.2.3.3.4 Factor de temperatura $k_d$ .....   | 52 |
| 2.2.3.3.5 Factor de efectos diversos $k_e$ .....                                      | 52 |
| 2.2.4 ANALISIS DE FUERZAS EN LOS ENGRANES.....  | 53 |
| 2.2.4.1 RESISTENCIA A LA FLEXION DE LOS DIENTES DE ENGRANES (ECUACION DE LEWIS) ..... | 55 |
| 2.2.4.2 FACTOR GEOMETRICO .....   | 55 |
| 2.2.4.3 EFECTOS DINÁMICOS .....   | 56 |
| 2.2.4.3.1 Factor de tamaño $k_b$ .....  | 56 |
| 2.2.4.3.2 Factor de temperatura $k_d$ .....   | 56 |
| 2.2.4.3.3 Factor de efectos diversos $k_e$ .....                                      | 57 |
| 2.2.4.3.4 Factor de seguridad $n_G$ .....   | 57 |
| 2.2.4.3.5 Durabilidad de superficie .....   | 57 |
| 2.2.4.3.6 Resistencia a la fatiga en la superficie.....                               | 58 |
| 2.2.5 DISEÑO DE TORNILLOS.....  | 59 |
| 2.2.5.1 TORNILLO DE POTENCIA.....   | 59 |
| 3 CAPITULO 3.....   | 62 |
| 3.1 DEFINICION DEL PROBLEMA .....   | 62 |
| 3.1.1 SITUACION ACTUAL .....  | 63 |
| 3.1.2 SITUACION FINAL .....   | 64 |
| 3.2 ESTUDIO DE MERCADO .....  | 64 |
| 3.2.1 MERCADO OBJETIVO.....   | 65 |
| 3.2.2 IDENTIFICACION DEL MERCADO.....   | 65 |
| 3.2.3 ANALISIS DE LA OFERTA.....  | 67 |
| 3.2.4 ANALISIS DE LA DEMANDA .....  | 68 |

|  |    |
|--|----|
| 3.2.5 CONCLUSIONES DEL ESTUDIO DE MERCADO .....            | 69 |
| 3.3 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES.....                      | 70 |
| 3.3.1 MATERIAL A UTILIZARSE.....                           | 70 |
| 3.3.2 MATERIA PRIMA .....                                  | 70 |
| 3.3.3 OPERACION .....                                      | 70 |
| 3.3.4 LIMITACIONES EN EL DISEÑO .....                      | 71 |
| 3.3.5 DEMANDA DEL PRODUCTO .....                           | 71 |
| 3.4 ESPECIFICACIONES.....                                  | 71 |
| 3.4.1 PARAMETROS FUNCIONALES .....                         | 71 |
| 3.4.2 AMBIENTE DE TRABAJO.....                             | 71 |
| 3.4.3 COSTOS DEL PRODUCTO .....                            | 72 |
| 3.4.4 PROCESOS .....                                       | 72 |
| 3.4.5 PROTOCOLO DE PRUEBAS.....                            | 72 |
| 4 CAPITULO 4.....  | 74 |
| 4.1 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS.....                           | 74 |
| 4.1.1 ALTERNATIVA 1: TRITURADORA DE RODILLOS .....         | 74 |
| 4.1.2 ALTERNATIVA 2: MOLINO DE MARTILLOS.....              | 76 |
| 4.1.3 ALTERNATIVA 3: MOLINOS DE DISCO DE FROTAMIENTO ..... | 77 |
| 4.1.3.1 Molino de Disco Unico .....                        | 78 |
| 4.1.3.2 Molino de Doble Disco.....                         | 79 |
| 4.1.3.3 Molino de Piedras .....                            | 79 |
| 4.1.4 ALTERNATIVA 4: MOLINOS GRAVITATORIOS .....           | 80 |
| 4.1.4.1 Molino de Esferas .....                            | 80 |
| 4.1.4.2 Molinos de Barras.....                             | 82 |
| 4.2 ANALISIS DE ALTERNATIVAS.....                          | 82 |
| 4.2.1 ALTERNATIVA 1: MOLINO DE RODILLOS .....              | 82 |
| 4.2.1.1 Ventajas:.....                                     | 82 |
| 4.2.1.2 Desventajas .....                                  | 83 |
| 4.2.2 ALTERNATIVA 2: MOLINO DE MARTILLOS.....              | 83 |

|   |     |
|---|-----|
| 4.2.2.1 Ventajas.....                                   | 83  |
| 4.2.2.2 Desventajas .....                               | 83  |
| 4.2.3 ALTERNATIVA 3: MOLINO DE DISCOS .....             | 83  |
| 4.2.3.1 Ventajas.....                                   | 83  |
| 4.2.3.2 Desventajas .....                               | 84  |
| 4.2.4 ALTERNATIVA 4: MOLINO GRAVITATORIOS.....          | 84  |
| 4.2.4.1 Ventajas.....                                   | 84  |
| 4.2.4.2 Desventajas .....                               | 84  |
| 4.3 SELECCION DE LA ALTERNATIVA .....                   | 85  |
| 4.3.1 PARAMETROS CONSIDERADOS.....                      | 85  |
| 4.3.1.1 Homogeneidad de la partícula .....              | 85  |
| 4.3.1.2 Grado de Contaminación.....                     | 85  |
| 4.3.1.3 Facilidad de Montaje.....                       | 86  |
| 4.3.1.4 Costo .....                                     | 86  |
| 4.3.1.5 Facilidad de Mantenimiento .....                | 86  |
| 4.3.1.6 Tamaño y peso.....                              | 86  |
| 4.3.1.7 Vida útil.....                                  | 87  |
| 4.3.1.8 Ruido .....                                     | 87  |
| 4.4 SELECCION DE LA ALTERNATIVA .....                   | 88  |
| 4.5 DISEÑO.....   | 89  |
| 4.5.1 DISEÑO DE RODILLOS.....                           | 89  |
| 4.5.1.1 NUMERO DE RODILLOS.....                         | 89  |
| 4.5.1.2 DIAMETRO DE RODILLOS.....                       | 89  |
| 4.5.1.3 LONGITUD DE LOS RODILLOS .....                  | 90  |
| 4.5.1.4 SUPERFICIE DE CONTACTO .....                    | 90  |
| 4.5.1.5 CARGAS EN LOS RODILLOS .....                    | 91  |
| 4.5.1.6 DISEÑO ESTATICO .....                           | 91  |
| 4.5.1.7 DISEÑO DINAMICO .....                           | 98  |
| 4.5.2 CALCULO DE LA POTENCIA Y SELECCIÓN DEL MOTOR..... | 100 |
| 4.5.2.1 Inercia de los ejes:.....                       | 100 |

|  |     |
|--|-----|
| 4.5.2.2 CALCULO DE LA POTENCIA PARA EL RODILLO 1 ..... | 101 |
| 4.5.2.3 CALCULO DE LA POTENCIA PARA EL RODILLO 2 ..... | 101 |
| 4.5.2.4 CALCULO DE LA POTENCIA PARA EL RODILLO 3 ..... | 102 |
| 4.5.3 ENGRANES .....                                   | 104 |
| 4.5.3.1 CALCULO DE LOS ESFUERZOS EN LOS ENGRANES.....  | 105 |
| 4.5.3.1.1 Diseño estático: .....                       | 106 |
| 4.5.3.1.2 Diseño dinámico .....                        | 107 |
| 4.5.4 SELECCIÓN DE LAS CATALINAS Y CADENA .....        | 109 |
| 4.5.5 ANALISIS DE FUERZAS EN LA CATALINA .....         | 109 |
| 4.5.6 ANALISIS DE FUERZAS EN EL PIÑON .....            | 111 |
| 4.5.7 ANALISIS DE FUERZAS EN EL ENGRANE .....          | 112 |
| 4.5.8 DISEÑO DEL EJE CENTRAL.....                      | 113 |
| 4.5.8.1 Diseño dinámico del eje central .....          | 119 |
| 4.5.9 DISEÑO DEL EJE LATERAL .....                     | 120 |
| 4.5.9.1 ANALISIS DE FUERZAS EN EL EJE LATERAL .....    | 121 |
| 4.5.9.2 Diseño dinámico del eje lateral .....          | 126 |
| 4.5.10 DISEÑO DE LAS CHAVETAS .....                    | 127 |
| 4.5.11 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....                   | 128 |
| 4.5.11.1 CALCULO DE LAS CARGAS DINAMICAS .....         | 128 |
| 4.5.11.2 FORMULA DE LA DURACION .....                  | 128 |
| 4.6 COSTOS .....                                       | 128 |
| 4.6.1 ANALISIS DE COSTOS .....                         | 129 |
| 4.6.2 COSTOS DE MATERIALES.....                        | 129 |
| 4.6.3 COSTOS DE MAQUINADO .....                        | 131 |
| 4.6.4 COSTOS DE MANO DE OBRA.....                      | 132 |
| 4.6.5 COSTOS DE DISEÑO.....                            | 133 |
| 4.6.6 COSTO TOTAL .....                                | 133 |
| 5 CAPITULO 5.....                                      | 134 |
| 5.1 CONCLUSIONES.....                                  | 135 |
| 5.2 RECOMENDACIONES.....                               | 135 |

## INDICE DE TABLAS

|  |     |
|--|-----|
| Tabla 1.1 Composición de las almendras de cacao .....                          | 19  |
| Tabla 1.2 Clasificación de acuerdo a su calidad .....                          | 22  |
| Tabla 2.1 Tipos de fuerzas de los Molinos .....                                | 29  |
| Tabla 2.2 Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin. ....   | 50  |
| Tabla 4.1 Selección de la alternativa de acuerdo a los parámetros citados..... | 88  |
| Tabla 4.2 Costos de materiales .....   | 129 |
| Tabla 4.3 Costos de elementos normailizados.....                               | 130 |
| Tabla 4.4 Costos de maquinado.....   | 131 |
| Tabla 4.4 Costos de mano de obra .....   | 132 |
| Tabla 4.6 Costos total .....   | 133 |

## INDICE DE FIGURAS

|  |    |
|--|----|
| Figura 1.1 Foto de la finca “LA PINELA” .....  | 17 |
| Figura 1.2 Corte transversal del fruto .....   | 18 |
| Figura 1.3 Ubicación de las principales zonas cacaoteras del país. ....                        | 24 |
| Figura 1.4 Caca tostado. ....  | 26 |
| Figura 1.5 Cotiledón de cacao.....   | 27 |
| Figura 2.1 Triturador de rodillos .....  | 34 |
| Figura 2.2 Molino de martillos .....   | 36 |
| Figura 2.3 Molino de disco de frotamiento .....  | 37 |
| Figura 2.4 Molinos de disco: (a) molino de disco sencillo; (b) molino de disco doble           | 38 |
| Figura 2.5 Molino de piedras .....   | 39 |
| Figura 2.6 Molino de bolas .....   | 40 |
| Figura 2.7 Fuerzas en los engranes.....  | 53 |
| Figura 2.8 Fuerzas actuantes sobre el tornillo.....  | 60 |
| Figura 3.1 Superficie de cacao cultivada.....  | 66 |
| Figura 3.2 Producción de cacao en grano.....   | 67 |
| Figura 3.3 Exportaciones de cacao industrializado en octubre 2005. ....                        | 68 |
| Figura 4.1 Rodillos trituradores .....   | 75 |
| Figura 4.2 Molino de Martillos .....   | 76 |
| Figura 4.3 Molinos de disco: (a) molino de disco sencillo; (b) molino de disco doble.<br>..... | 78 |
| Figura 4.4 Molino de piedras .....   | 80 |
| Figura 4.5 Molino de bolas. ....   | 81 |
| Figura 4.6 Reacciones en el plano X-Z .....  | 92 |
| Figura 4.7 Cálculo de cortante y momento flector en plano X-Z.....                             | 93 |
| Figura 4.8 Diagrama de cortante y momento flector en plano X-Z.....                            | 94 |
| Figura 4.9 Diagrama de momento torsor.....   | 95 |
| Figura 4.10 Diagrama de la Teoría de Distorsión.....   | 97 |
| Figura 4.11 .....  | 98 |

Figura 4.12 Diagrama de Goodman modificado..... 99

## RESUMEN

El presente proyecto tiene por objeto diseñar un triturador de cacao para abastecer la demanda de pequeñas fincas.

En el Capítulo I, se recopila información sobre la producción del cacao en el Ecuador y como se comercializa.

En el Capítulo 2, se realiza un compendio de las teorías que se utilizan para el desarrollar el diseño de la máquina.

En el Capítulo 3, se analiza la situación actual del cacao en el mercado y se establece los parámetros de diseño.

En el Capítulo 4, se estudia las ventajas y desventajas de las diferentes alternativas de diseño y se selecciona la mas adecuada.

En el Capítulo 5, se realiza los cálculos de diseño y una evaluación de costos de producción.

## **PRESENTACION**

El cacao ecuatoriano es conocido mundialmente desde antes que fuéramos república, y desde esa época su calidad ha sido reconocida como única en el mundo por su sabor agradable y su aroma floral insuperable.

Cuando exportamos cacao en sus diversas formas, exportamos prestigio y tradición que se utilizan como componente fundamental en las chocolateras finas y exquisitas de los países desarrollados.

# **CAPITULO 1**

## **GENERALIDADES**

### **1.1 INTRODUCCION**

El cacao actualmente es una de las bases de la economía. Se benefician directamente miles de familias de productores agrícolas y para que pueda ser exportado el cacao en grano e industrializado se utilizan miles de ecuatorianos en calidad de administradores, oficinistas, transportistas, cuadrilleros, calificadores, obreros, agentes afianzados, agencias navieras, aseguradoras exportadoras y profesionales en la cadena de beneficiarios. Se establecen cifras muy significativas que permiten a una gran parte de la población ecuatoriana vivir de la actividad cacaotera.

El cacao fino del Ecuador a través del tiempo ha demostrado su importancia en la fabricación de productos terminados de la más exigente y refinada chocolatería y utilizado en pequeños porcentajes garantiza en las mezclas, buen cuerpo, gran consistencia y espléndido sabor.

El cacao es uno de los productos símbolo de nuestro país, cuya reputación, está sustentada en cientos de años de exportación, llevando el prestigio internacional que garantiza a este producto como el de más alta calidad.

En la actualidad el cacao su ubica como tercer producto de exportación y su actividad no tiene los sin sabores y enfrentamiento y pérdidas de otros productos agrícolas.

El proceso de producción de los semielaborados de cacao comienza con la óptima fermentación del grano, luego de lo cual se elimina toda materia extraña que pueda afectar su sabor. Al momento de tostar el grano se realiza aún más el olor característico del cacao ecuatoriano.

Los principales semielaborados que se exportan son: licor de cacao, manteca de cacao, polvo de cacao y chocolates. Todos los semielaborados y elaborados de cacao son sometidos a estrictos controles de calidad antes, durante y después del proceso. Estos controles comprenden análisis físico, químico y microbiológico; que garantizan que el producto está libre de contaminación. Esto ha permitido a través de los años gozar de la confianza de nuestros clientes alrededor del mundo.

Los principales mercados para los semielaborados y elaborados de cacao son: Estados Unidos, Chile, Colombia, Holanda, Nueva Zelanda, Perú, Francia, Bélgica, España, México y Japón.<sup>1</sup>

## **1.2 JUSTIFICACION**

El presente proyecto será realizado debido a que gran parte de las fincas productoras de cacao del país únicamente se dedican al cultivo, cosecha, fermentación y secado de las semillas de cacao, cuyo valor final es pequeño, en comparación con el valor de los productos derivados del mismo.

Por este motivo se ve la necesidad de crear máquinas que permitan agregar valor tecnológico, para así, beneficiar al pequeño agricultor y de esta manera incentivar a que el país produzca sus propios elaborados y semielaborados de cacao.

---

<sup>1</sup> <http://www.ecuador.fedexpor.com/ecuador.html>

El proyecto se centra en el diseño de una máquina para obtener licor de cacao. La máquina fundamental para dicho procesamiento es el triturador de cacao. El triturador es utilizado para moler los granos de cacao previamente seleccionados; este proceso es indispensable para aumentar valor agregado al producto.

## **1.3 OBJETIVOS**

### **1.3.1 OBJETIVOS GENERALES**

Diseñar un triturador de cacao tostado para uso en fincas de mediana producción.

### **1.3.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS**

Aplicar los conocimientos adquiridos dentro de la Facultad de Ingeniería Mecánica

Diseñar una máquina que permita un fácil manejo y mantenimiento por parte de las personas encargadas.

Diseñar maquinaria a bajo costos para de esta manera ayudar al desarrollo del sector agroindustrial

Ayudar a la gente de este pequeño sector productivo poniendo a su disposición maquinaria de capacidad adecuada.

Fomentar el diseño de maquinarias para la explotación agrícola de nuestro país.

## 1.4 ORIGEN DEL CACAO EN EL ECUADOR<sup>2</sup>

Las primeras noticias que se tienen en el país sobre la producción de cacao datan de 1780, y se afirma que este cultivo constituyó la base económica para el mantenimiento de las gestas patrióticas que lograron la independencia de España.

La variedad original conocida como “Nacional” es sin duda nativa del país, y se cree proviene de los declives orientales de la cordillera de los Andes, en la Hoya Amazónica del Ecuador.

Desde 1900, la producción de cacao en grano muestra una tendencia siempre ascendente. Esa característica se mantiene hasta los primeros años del siglo pasado, marcando una época de prosperidad conocida como la era de la “pepa de oro”. El país llegó a ser uno de los mayores exportadores de cacao en el mundo, representando en 1911 el 20% del total mundial.

A partir de 1918, la producción tuvo una marcada disminución. Internacionalmente, afrontó la competencia de nuevas áreas en Brasil, México y África Occidental; entre 1940 y 1941 con el advenimiento de la primera guerra mundial y el bloqueo del comercio internacional apenas se exportó el 2% del total mundial. Como consecuencia, en el Ecuador se produce la ruina de muchos hacendados “Grandes Cacaos” y el abandono de las plantaciones cacaoteras.

En esta situación, fue incontrolable el desarrollo de las enfermedades fungosas de reciente aparición y las plantaciones envejecieron sin manejo de ninguna clase; acontecimientos que demarcan el origen de la situación actual del cultivo.

La crisis descrita promovió la compra de la mayoría de las grandes haciendas por pequeños y medianos propietarios. Estos comenzaron, desde fines de la década de

---

<sup>2</sup> INIAP; Manual del Cultivo de Cacao; 1993.

los años 30 y 40, a renovar y sembrar nuevas huertas, utilizando semillas de los árboles que habían tolerado las enfermedades, lo cual dio origen al actual complejo varietal, denominado híbrido nacional - venezolano. Este híbrido es el resultado del cruzamiento natural entre los árboles sobrevivientes de la variedad nacional y árboles de la variedad trinitario, introducida de Venezuela a principios de siglo, por considerarla más productiva y tolerante a las enfermedades<sup>3</sup>.

En esta década se produce un nuevo incremento de áreas de siembra en base a repartición de tierras baldías y de haciendas improductivas por la Reforma Agraria, lo cual en los años sucesivos produce niveles de producción crecientes, hasta estabilizarse al final de la década de los 80 con producciones.

## 1.5 DESCRIPCIÓN GENERAL<sup>4</sup>

El cacao es un árbol de pequeña talla que puede alcanzar de 5 a 7 m de altura. Su tallo así como la importancia y el desarrollo de su follaje dependen mucho del medio ambiente.



Figura 1.1 Foto de la finca "LA PINELA"

---

<sup>3</sup> <http://www.sica.gov.ec/>

<sup>4</sup> BRAUDEAU, J; El Cacao; 1981

El cacao alcanza su máximo desarrollo hacia la edad de diez años y se estima que en plantación debe mantenerse de veinticinco a treinta años.

### 1.5.1 LA SEMILLA<sup>5</sup>

La semilla o almendra de cacao está cubierta por una pulpa ácida azucarada llamada mucílago, conocida como “baba” en el Ecuador. En una mazorca se encuentran de 20 a 25 almendras unidas a un eje central llamado placenta. El tamaño, forma y color de la semilla varía de acuerdo al tipo de cacao, dentro de ciertos límites. Las testa o envoltura gruesa, con la cutícula dura debajo de la cual se encuentran los dos cotiledones que protegen al embrión y lo alimentan por algunos días después de la germinación.

Los cotiledones están rodeados por el endosperma, esta es una película de tejido muy fina y se conoce corrientemente como “alas de abeja”. Los cotiledones son masas carnosas replegadas sobre sí mismas. Las sustancias orgánicas y minerales que integran los cotiledones constituyen el producto comercial.



Figura 1.2 Corte transversal del fruto

<sup>5</sup> INIAP; Manual del Cultivo de Cacao; 1993

### 1.5.1.1 Composición Química de la Almendra

Las almendras de cacao poseen sustancias básicas alimenticias como grasa, hidratos de carbono y proteínas.

La composición de estas almendras se indica a continuación

Tabla 1.1 Composición de las almendras de cacao

|                                  | Semillas de cacao |                    |                        | Cáscaras |
|----------------------------------|-------------------|--------------------|------------------------|----------|
|                                  | Crudas %          | Tostadas enteras % | Tostadas sin cáscara % |          |
| Agua                             | 7.93              | 6.79               | 5.58                   | 11.73    |
| Proteínas                        | 14.19             | 14.13              | 14.13                  | 13.95    |
| Teobromina                       | 1.43              | 1.58               | 1.55                   | 0.73     |
| Grasas                           | 45.57             | 46.19              | 50.08                  | 4.66     |
| Almidón y sustancias extractivas | 23.92             | 24.10              | 22.68                  | 43.29    |
| Celulosa                         | 4.78              | 4.63               | 3.93                   | 16.02    |
| Cenizas                          | 4.61              | 4.16               | 3.59                   | 10.71    |

## 1.6 CLASIFICACIÓN<sup>6</sup>

El cacao es una planta tropical que pertenece al género *Theobroma* de la familia de las Esterculiáceas, que comprende unas 20 especies; de éstas, *Theobroma cacao* es una de las más conocidas por su importancia económica y social. Otras especies

<sup>6</sup> INIAP; Manual del Cultivo de Cacao; 1993

son, el *Theobroma bicolor* (conocido en el Ecuador como “cacao blanco” o “patas”), y *Theobroma angustifolia*, que se ha empleado en América Central desde la época anterior a la conquista, en la preparación de chocolate.

Por mucho tiempo ha existido confusión en la ubicación taxonómica del cacao comercial debido a su variabilidad genética en cuanto a caracteres de color, forma y dimensiones de las distintas partes de la flor, del fruto y semilla. Sin embargo, como punto de partida se admite que la mayor parte del cacao comercial pertenece a una sola especie (*Theobroma cacao*), que comprende tres complejos genéticos: los criollos, forasteros amazónicos y trinitarios.

### 1.6.1 CRIOLLO

El término criollo (indígena) originalmente fue atribuido por los conquistadores españoles al cacao cultivado en ese entonces en Venezuela. Actualmente, se ubica en este grupo todos los casos que muestran las mismas características de los antiguos criollos venezolano, principalmente los tipos con cotiledones color blanco que se cultivan en América Central, México, Colombia y parte de Venezuela.

Los caracteres principales de los cacaos Criollo son los siguientes<sup>7</sup>:

- Flores con estaminodios de color rosa pálido.
- Mazorcas de color rojo o verde antes de la madurez, de forma generalmente alargada, con una punta muy acentuada en el extremo inferior, y marcados con diez surcos muy profundos.
- Pericarpio en general muy rugoso, delgado y muy fácil de cortar; el mesocarpio, delgado, está poco lignificado.

---

<sup>7</sup> BRAUDEAU, J; El Cacao; 1981

- Granos gruesos, de sección casi redonda, con los cotiledones frescos de color blanco o muy ligeramente pigmentados.

### 1.6.2 FORASTERO AMAZÓNICO

El grupo de los forasteros comprende a los cacaos de Brasil y África Occidental, que proporcionan el 80% de la producción mundial. También se llaman Amazónicos, porque están distribuidos en forma natural en la cuenca de ese río y sus afluentes.

Se reconoce como centro de origen de este complejo genético al área localizada entre los ríos Napo, Putumayo y Caquetá, en América del Sur.

- Estaminodios pigmentados de violeta.
- Mazorcas de color verde (amarillo en la madurez), de morfología variable que abarca desde la forma del Criollo hasta la forma “amelonado”
- Pericarpio espeso y difícil de cortar a causa de la presencia de un mesocarpio fuertemente lignificado.
- Granos más o menos aplastados con los cotiledones frescos de color púrpura subido<sup>8</sup>.

### 1.6.3 TRINITARIO

Los trinitarios ocupan del 10 al 15% de la producción mundial. Botánicamente son un grupo complejo, constituido por una población híbrida que se originó en la Isla de Trinidad, cuando la variedad original (Criollo de Trinidad), se cruzó con la variedad introducida de la Cuenca del Orinoco. De allí que las características genéticas,

---

<sup>8</sup> BRAUDEAU, J; El Cacao; 1981

morfológicas y de calidad son intermedias entre criollos y forasteros, determinando diversos tipos de cacao.

#### 1.6.4 DE ACUERDO A SU CALIDAD<sup>9</sup>

La norma INEN 176 establece la clasificación y los requisitos de calidad que debe cumplir el cacao beneficiado (grano entero, fermentado, seco y limpio) y los criterios que deben aplicarse para su clasificación.

Los cacaos del Ecuador por la calidad se clasifican de acuerdo a la siguiente tabla:

Tabla 1.2 Clasificación de acuerdo a su calidad

| Requisitos                    | Unidad | CACAO ARRIBA |             |         |         |         | CCN51   |
|-------------------------------|--------|--------------|-------------|---------|---------|---------|---------|
|                               |        | A.S.S.P.S.   | A.S.S.<br>S | A.S.S.  | A.S.N   | A.S.E.  |         |
| Cien gramos pesan             | G      | 135-140      | 130-135     | 120-125 | 110-115 | 105-110 | 135-140 |
| Buena fermentación (mínimo)   | %      | 75           | 65          | 60      | 44      | 26      | 65***   |
| Ligera fermentación *(mínimo) | %      | 10           | 10          | 5       | 10      | 27      | 11      |
| Total Fermentado (mínimo)     | %      | 85           | 75          | 65      | 54      | 63      | 76      |

<sup>9</sup> INEN 176; [http://www.sica.gov.ec/cadenas/cacao/docs/normas\\_cacao.html](http://www.sica.gov.ec/cadenas/cacao/docs/normas_cacao.html)

|  |   |     |     |     |     |      |     |
|--|---|-----|-----|-----|-----|------|-----|
| Violeta<br>(máximo)  | % | 10  | 15  | 21  | 25  | 25   | 18  |
| Pizarroso<br>(pastoso)<br>(máximo)                           | % | 4   | 9   | 12  | 18  | 18   | 5   |
| Moho<br>(máximo)   | % | 1   | 1   | 2   | 3   | 4    | 1   |
| TOTALES<br>(análisis<br>sobre 100<br>pepas)                  | % | 100 | 100 | 100 | 100 | 100  | 100 |
| Defectuosos<br>(máximo)<br>(análisis<br>sobre 500<br>gramos) | % | 0   | 0   | 1   | 3   | 4*** | 1   |

A.S.S.P.S Arriba Superior Summer Plantación Selecta

A.S.S.S. Arriba Superior Summer Selecto

A.S.S. Arriba Superior Selecto

A.S.N. Arriba Superior Navidad

A.S.E. Arriba Superior Época

\* Coloración marrón violeta

\*\* Se permite la presencia de granza solamente para el tipo A.S.E

\*\*\* La coloración varía de marrón a marrón violeta

## 1.7 PRINCIPALES ZONAS DE PRODUCCIÓN<sup>10</sup>

En general, se puede afirmar que la distribución actual del cacao es el producto de plantaciones iniciadas en el siglo XVII, a partir de áreas forestales denominadas “montaña”, a lo largo de las principales vías fluviales, que permitirían su desplazamiento comercial.

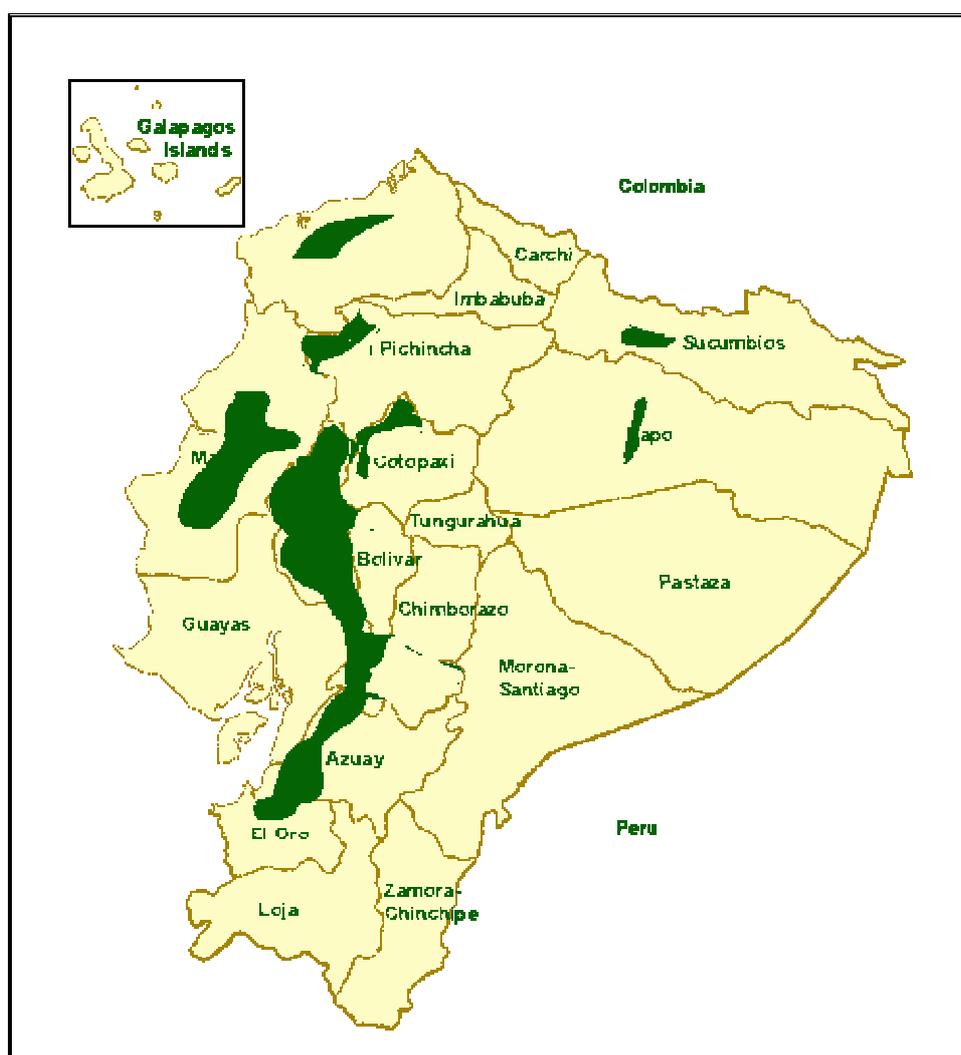


Figura 1.3 Ubicación de las principales zonas cacaoteras del país<sup>11</sup>.

<sup>10</sup> INIAP; Manual del Cultivo de Cacao; 1993

<sup>11</sup> <http://www.sica.gov.ec/cadenas/cacao/docs/mapa.htm>

En nuestro país el cacao cultivado, se encuentra distribuido en su totalidad en la región costanera, a diferentes estratos, que van de 0 hasta 400 metros sobre el nivel del mar. Se identifican 3 zonas ecológicamente distintas (norte, central y sur). En las provincias de la región Oriental también se encuentra cacao y se lo podría considerar como zona oriental.

## **1.8 PROCESO DE FABRICACIÓN DE LA PASTA O LICOR DE CACAO<sup>12</sup>**

Las almendras de cacao constituyen la materia prima para la producción de la pasta de cacao. Para obtener un producto de calidad superior las almendras de cacao deben estar apropiadamente fermentadas y secadas.

Para ser transformadas en pasta de cacao las almendras deben sufrir diversas operaciones.

### **1.8.1 LIMPIEZA**

Las almendras son en general limpiadas y cribadas mediante el paso por unos tamices de agitación continua, combinando con un fuerte aventamiento. Unos imanes potentes eliminan las partículas metálicas. La pérdida por cribado (cuerpos extraños, polvo, roturas...) son del orden del 1 al 1,5% en peso.

### **1.8.2 TOSTADO**

El tostado es una de las operaciones más importantes cuyo papel es múltiple:

---

<sup>12</sup> BLACKIE;

- Permite la separación de la almendra y de las cascarillas
- Elimina, en parte, la acidez acética del cacao
- Reduce el índice de humedad hasta el nivel del 2,5 al 5 %
- Desarrolla por último los principios aromáticos que dan al chocolate su aroma característico.



Figura 1.4 Caca tostado<sup>13</sup>.

Su papel sobre el desarrollo del aroma es esencial y, por tanto, se deben regular minuciosamente la intensidad y la duración del tostado según el origen de las almendras, su grosor, su contenido en humedad y la naturaleza del producto que se desea obtener.

El tostado consiste entonces en un secamiento intenso, a una temperatura de 100 a 150 °C durante un tiempo de 20 a 40 minutos.

Inmediatamente luego del tostado, las almendras son enfriadas rápidamente por ventilación para conservar su aroma y evitar que la materia grasa pase a las cascarillas.

---

<sup>13</sup> <http://www.sica.gov.ec/cadenas/cacao/docs/mapa.htm>

Las pérdidas en el tostador van del 4 al 6 %.

### 1.8.3 DESCASCARILLADO

Las almendras enfriadas son trasladadas a los descascarilladores, que separan las almendras y las cascarillas. Despojados de ésta y eliminada la humedad, queda el cotiledón de la almendra de cacao.



Figura 1.5 Cotiledón de cacao<sup>14</sup>.

### 1.8.4 MOLIENDA<sup>15</sup>

La molienda consiste en desmenuzar finamente los granos de cacao a una temperatura de 50 a 70 °C de modo a obtener, por fusión de la manteca de cacao, una pasta fluida cuya finura es una de las condiciones de la calidad de los productos.

La pasta de cacao obtenida de la molienda puede servir para la producción de manteca de cacao y polvo de cacao, o bien para la fabricación de chocolate.

---

<sup>14</sup> <http://www.sica.gov.ec/cadenas/cacao/docs/mapa.htm>

<sup>15</sup> BRAUDEAU, J; El Cacao; 1981

## CAPITULO 2

### MARCO TEORICO

#### 2.1 REDUCCIÓN DEL TAMAÑO DE PARTÍCULA<sup>16</sup>

En muchas operaciones de la manufactura de los alimentos suele ser una necesidad frecuente, desmenuzar los sólidos mediante la aplicación de fuerzas mecánicas. Las razones para esta reducción de tamaño son diferentes:

- La reducción del tamaño puede facilitar la extracción de un constituyente deseado, contenido en una estructura compuesta, como sucede por ejemplo, en la obtención de harina a partir de granos de trigo o jarabe de la caña de azúcar.
- La reducción de un tamaño definido puede ser uno de los requerimientos específicos del producto, como sucede por ejemplo, en la manufactura de azúcar para helados, en la preparación de especias y en el refinado del chocolate.
- Una disminución del tamaño de la partícula de una masa dada del sólido producto conduce a un aumento en la superficie del sólido, aumento en superficie que sirve de ayuda en muchos procesos de velocidad.
- La mezcla íntima corrientemente es más fácil con las partículas de tamaño más pequeño, lo que constituye una consideración importante en la producción de formulaciones, sopas empaquetadas, mezclas dulces, etc.

---

<sup>16</sup> BRENNÄN;

### 2.1.1 NATURALEZA DE LAS FUERZAS UTILIZADAS EN LA REDUCCIÓN DE TAMAÑO

Se pueden, en general, distinguir tres clases de fuerzas. En cualquier operación de trituración están, en general, presentes más de uno de tales tipos.

Los tipos de fuerzas que predominan en algunas de las trituradoras de uso frecuente en la industria de los alimentos se resumen a continuación.

Tabla 2.1 Tipos de fuerzas de los Molinos

| Fuerza     | Principio                      | Aparato               |
|------------|--------------------------------|-----------------------|
| Compresión | Frotamiento (piedra de molino) | Molino de Martillos   |
| Impacto    | Compresión (cascanueces)       | Molino de discos      |
| Cizalla    | Impacto (martillo)             | Rodillos trituradores |

Las fuerzas de compresión se utilizan para la ruptura grosera de productos duros. Las fuerzas de impacto se pueden considerar como fuerzas para uso general, empleándoseles para la molienda fina, media y gruesa de una gran variedad de productos alimenticios. Las fuerzas de frotamiento o cizalla se utilizan extensamente en aparatos para la trituración de sustancias blandas no abrasivas en los tamaños más pequeños, por ejemplo, en la molienda fina.

### 2.1.2 RELACIÓN DE REDUCCIÓN

La relación

$$RR = \frac{\text{Tamaño medio de la carga}}{\text{Tamaño medio del producto}}$$

**Ecuación 2.1**

Se conoce por relación de reducción y se utiliza para predecir la conducta más probable de un aparato. Las trituradoras groseras tienen relaciones de reducción de tamaño menores que 8:1, mientras que en la molienda fina se pueden lograr relaciones de 100:1. Ello depende en gran manera del aparato en particular y del producto de partida de que se trate. Los valores del tamaño medio de la carga y el producto resultante dependen del método de media. Corrientemente se utiliza el diámetro aritmético medio real obtenido por análisis de tamices con muestras de las corrientes de alimentación y salida.

### **2.1.3 CARACTERÍSTICAS QUE REGULAN LA SELECCIÓN DE LOS APARATOS**

El objetivo primordial de un proceso de reducción de tamaño económico es obtener la reducción de tamaño deseada al costo mínimo. Los costos de adquisición, operación y mantenimiento juegan todos un papel importante en la rentabilidad del proceso por lo que estos gastos, para las diferentes alternativas posibles, se deben considerar cuidadosamente antes de seleccionar cualquier sistema de trituración particular. Es imperativo considerar las diferentes máquinas posibles al diseñar las características del proceso de que se trate. En general, será necesario conocer las características de los productos de partida, aparatos posibles y productos finales.

#### **2.1.3.1 DUREZA DE LOS ALIMENTOS**

Aunque corrientemente no sea una preocupación primaria en las operaciones de manufacturas de los alimentos, conocer la fuerza de los productos iniciales puede ser importante para la selección de los aparatos de trituración. En general, los productos más duros son más difíciles de triturar. Se necesita más energía y los tiempos de residencia en la “zona de acción” han de ser mayores. Lo que puede requerir una producción más pequeña para un molino dado, o un molino de mayor capacidad para una operación particular. Como las sustancias duras son casi siempre abrasivas se

puede producir un desgaste pronunciado de las superficies de trabajo. Tales superficies se deben fabricar con materiales de construcción, duros y resistentes al desgaste, como el acero al manganeso y además se deben poder reemplazar fácilmente. Para reducir el desgaste los molinos de reducción de tamaño de productos duros se mueven relativamente despacio, debiendo además ser de construcción robusta para soportar los esfuerzos mecánicos que se desarrollan. Esta es la razón por la que los gastos de mantenimiento de estas máquinas se ignoran a veces.

### **2.1.3.2 ESTRUCTURA MECÁNICA DE LOS PRODUCTOS DE PARTIDA**

Conocer la estructura mecánica de los productos de partida puede indicar la clase de fuerza que con más probabilidad efectuará la trituración. Si los productos son frágiles o poseen estructura cristalina, la fractura puede ocurrir a lo largo de los planos de unión, siendo las partículas mayores las que se romperán más fácilmente. En tales casos se utiliza la trituración con fuerzas de compresión.

Si hay pocos planos de unión y se han de crear nuevos puntos de partida de grietas es posible que sean mejores las fuerzas de impacto y cizalla. Muchos productos alimenticios tienen una estructura fibrosa, no pudiéndoseles desintegrar por fuerzas de compresión o impacto, por lo que es necesario desgarrarlas o cortarlas.

### **2.1.3.3 HUMEDAD**

La presencia de agua puede facilitar o complicar el proceso de trituración. Para la mayoría de las sustancias un contenido en humedad mayor de 2% o 3% puede producir el embotamiento del molino. La capacidad de producción y la eficiencia de la molienda pueden resultar afectadas. En presencia de humedad puede tener lugar también una aglomeración de los productos, que es indeseable si lo que se requiere es un producto alimenticio pulverulento fino que fluya libremente. La formación de

polvo que tiene lugar en la molienda en seco de muchos sólidos puede ser también causa de dificultades.

- La inhalación prolongada de polvos, por otra parte inocuos, puede originar enfermedades respiratorias peligrosas y los operarios se han de proteger contra tal posibilidad.
- Muchos productos alimenticios sólidos, cuando finamente divididos son muy inflamables, no siendo desconocidas en la industria de los alimentos las explosiones de polvo.

La presencia de pequeñas cantidades de agua ha resultado útil en la supresión del polvo y, en aquellas aplicaciones en las que pueden aceptar el agua, es frecuente el uso de aspersores de agua para reducir la formación de polvo.

En ciertas aplicaciones se introducen en el sistema de molienda grandes cantidades de agua. El agua transporta las partículas sólidas por la zona de acción en forma de una papilla que fluye libremente.

#### **2.1.3.4 SENSIBILIDAD A LA TEMPERATURA DE LAS MATERIAS DE PARTIDA**

En la zona de acción de un molino hay fricción entre las partículas., estas pueden también resultar alongadas más allá de su límite elástico sin que tenga lugar la fractura, y al dejar de actuar el esfuerzo aplicado se desprende en forma de calor la energía de deformación absorbida. El calor proveniente de estas dos fuentes puede conducir a una elevación considerable de la temperatura de los productos procesados y, además, producir la degradación de los mismos. Puede por ello, ser necesario tener medios de refrigeración –camisas, serpentines, etc. – alrededor de la zona de acción si se están manipulando sustancia sensibles al calor.

## **2.1.4 APARATOS DE REDUCCIÓN DE TAMAÑO**

Se dispone de aparatos de tipos y tamaños diferentes para la trituración de los productos alimenticios.

Los tipos más grandes de trituradoras groseras, tales como las trituradoras de mandíbulas y las trituradoras giratorias no se utilizan normalmente en la industria de los alimentos.

Se discuten a continuación los tipos de máquinas utilizadas corrientemente.

### **2.1.4.1 TRITURADORAS DE RODILLOS**

En esta máquina dos o más rodillos pesados de acero giran uno hacia otro. Las partículas de la carga son atrapadas y arrastradas entre los rodillos, sufriendo una fuerza de compresión que las tritura. En algunos aparatos los rodillos giran a diferente velocidad, dando lugar también a fuerzas de cizalla.

La producción de estas unidades está regida por la longitud y diámetro de los rodillos y por la velocidad de rotación. Con los diámetros mayores se utilizan corrientemente velocidades de 50 – 300 r.p.m. las relaciones de reducción de tamaño son pequeñas, en general, inferiores a 5.

El diámetro de los rodillos, su velocidad diferencial y el espacio entre ellos se puede variar para adaptarlos al tamaño de la materia de partida y la velocidad de producción deseada. Aunque se dispone de un resorte de compresión para exceso de carga a fin de proteger la superficie de los rodillos, antes de la trituración se deben quitar los productos extraños duros.



Figura 2.1 Triturador de rodillos

#### 2.1.4.1.1 **Ángulo de Separación**

Se denomina así al ángulo formado por las tangentes a las caras de los rodillos en el punto de contacto entre la partícula y los rodillos y es de importancia para la especificación del tamaño del par de rodillos de trituración necesarios para un trabajo determinado.

Si  $A$  es el ángulo de separación.

$D_t$  el diámetro medio de las partículas añadidas

$D_f$  el diámetro medio de las partículas finales

$D_r$  el diámetro de los rodillos

se puede demostrar que

$$\cos \frac{A}{2} = \frac{D_r + D_f}{D_r + D_t} \quad \text{Ecuación 2.2}$$

y en el caso límite en que las partículas sean atraídas por fricción hacia los rodillos:

$$\tan \frac{A}{2} = \mu \quad \text{Ecuación 2.3}$$

siendo  $\mu$  el coeficiente de fricción entre la partícula y los rodillos.

#### 2.1.4.1.2 **Capacidad de Trituración de los Rodillos**

Se conoce por capacidad teórica de estas unidades, al volumen de la corriente continua de producto descargada por los rodillos.

En una máquina con rodillos de  $D_r$  metros de diámetro, longitud de la cara de 1 metros, separación de  $D_f$  metros y velocidad de los rodillos de  $N$  r.p.m., la capacidad volumétrica ( $Q$ ) viene dada por

$$Q = 60 \cdot \pi \cdot N \cdot D_r \cdot D_f \cdot l \quad m^3/hora \qquad \text{Ecuación 2.4}$$

Si se conoce la densidad global de la corriente de descarga se puede estimar la velocidad de flujo másico aproximada. En la práctica se encuentra que la capacidad vale 0,1 a 0,3 de la capacidad teórica.

Los rodillos de trituración se utilizan para trituración intermedia y encuentra amplia utilización en la molienda del trigo y en el refino de chocolate. En otros casos la superficie de los rodillos puede ser estriada para facilitar la fricción y la separación. Las trituradoras de rodillos sencillas que comprimen la carga entre el rodillo y un plato estacionario se utilizan para la trituración de productos más frágiles.

#### 2.1.4.1.3 **SUPERFICIE DE CONTACTO ENTRE EL CHOCOLATE Y LOS RODILLOS**

Hay que considerar la superficie de contacto porque en esta área se ejercerán las fuerzas de compresión y corte y se obtiene de la siguiente ecuación:

$$\ell = \frac{D_r \cdot A}{4}$$

Ecuación 2.5

De donde:

$\ell$  = longitud de arco de contacto entre el chocolate y los rodillos

$D_r$  = diámetro de rodillo

$A$  = ángulo de contacto en radianes

#### 2.1.4.2 MOLINO DE MARTILLOS

Este tipo de molino de impacto o percusión es corriente en la industria de los alimentos.



Figura 2.2 Molino de martillos

Un eje rotatorio de gran velocidad lleva un collar con varios martillos en su periferia. Al girar el eje las cabezas de los martillos se mueven siguiendo una trayectoria circular dentro de una armadura, que contiene un plato de ruptura endurecido, de casi las mismas dimensiones que la trayectoria de los martillos. Los productos de partida pasan a la zona de acción, donde los martillos los empujan contra el plato de ruptura. La reducción del tamaño es producida principalmente por fuerzas de impacto, aunque si las condiciones de alimentación son obturantes las fuerzas de

frotamiento pueden también tomar parte en la reducción de tamaño. Con frecuencia se sustituyen los martillos por cortadoras o por barras como en los molinos de barras.

Los molinos de martillos se pueden considerar como molinos para uso general, ya que son capaces de triturar sólidos cristalinos duros, productos fibrosos, sustancia vegetales, productos pegajosos, etc. Se le utiliza extensamente en la industria de los alimentos para moler pimienta y especias, leche seca, azúcares, etc.

### 2.1.4.3 MOLINOS DE DISCO DE FROTAMIENTO

Los molinos que utilizan las fuerzas de frotamiento o cizalla para reducir el tamaño juegan un papel primordial en la molienda fina. Como la mayoría de la molienda que se lleva a cabo en la industria de los alimentos es para producir partículas de tamaño muy pequeño, esta clase de molinos encuentran una amplia aplicación.



Figura 2.3 Molino de disco de frotamiento

#### 2.1.4.3.1 *Molino de Disco Único*

En este dispositivo las materias de partida pasan a través de la separación estrecha que existe entre un disco estriado que gira a gran velocidad y la armadura estacionaria del molino. Como consecuencia de la intensa acción de cizallado se produce la trituración de la carga. La separación se puede variar según cuáles sean el tamaño de las materias de partida y las exigencias acerca del producto.

#### 2.1.4.3.2 *Molino de Doble Disco*

En esta modificación la armadura contiene dos discos que giran en dirección opuesta proporcionando un grado mayor de cizallamiento que el que se puede conseguir con los molinos de disco único. En otra modificación de este principio básico, el molino de Foss, el disco tiene estrías que facilitan la desintegración. Esta clase de molinos de disco se utilizan extensamente en la preparación de cereales y molienda de arroz y maíz.



Figura 2.4 Molinos de disco: (a) molino de disco sencillo; (b) molino de disco doble

### 2.1.4.3.3 Molino de Piedras

Es una clase muy antigua de molino de frotamiento con disco, utilizado principalmente para la molienda de harina.

Se montan sobre un eje dos piedras circulares. La superior, que corrientemente es fija, tiene una boca de entrada de la carga. La inferior gira. La carga pasa por la separación entre las dos piedras. Los productos, una vez han experimentado la fuerza de cizalla desarrollada entre las dos piedras, se descarga por la arista de la piedra inferior. En algunos modelos las dos piedras giran en dirección diferente. En las máquinas modernas las piedras naturales están siendo reemplazadas por piedras de acero endurecido.

Otras variantes de esta clase de molinos se utilizan intensamente en la manufactura del chocolate. Por ejemplo, los granos de cacao se trituran en molinos de piedras triples horizontales, aunque también aquí los procesos modernos utilizan discos dentados de acero endurecido en lugar de piedras.

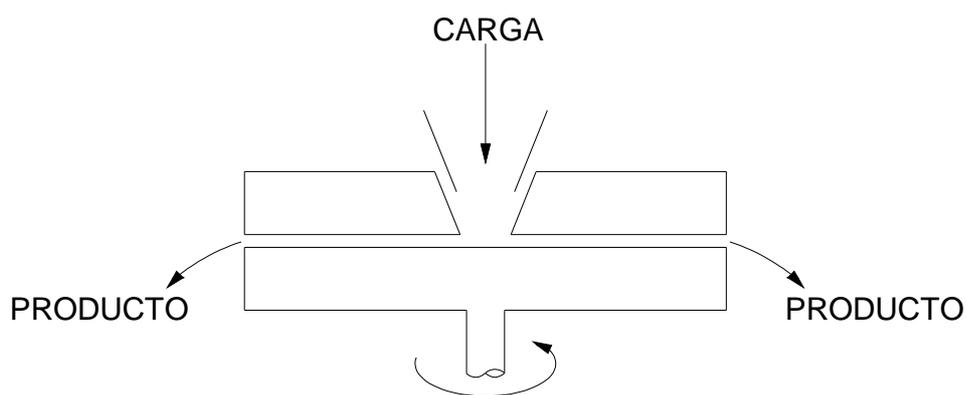


Figura 2.5 Molino de piedras

### 2.1.4.4 MOLINOS GRAVITATORIOS

Esta clase de molinos se utilizan ampliamente en muchas industrias de proceso de los alimentos para producir molienda fina.

Existen dos tipos básicos: el de esferas y el de barras.

#### 2.1.4.4.1 **Molino de Esferas**

En el molino de esferas se utilizan a la vez fuerzas de cizalla e impacto para la reducción de tamaño.



Figura 2.6 Molino de bolas

El aparato está formado por un cilindro giratorio horizontal que se mueve a pequeña velocidad con cierto número de esferas de acero o piedras duras. A medida que gira el cilindro las piedras se elevan por las paredes del cilindro y caen sobre los productos a triturar que está llenado el espacio libre entre las esferas. Las esferas resbalan a su vez entre sí, produciendo el cizallamiento de la materia de partida.

Esta combinación de fuerzas de impacto. Al igual que en todos los molinos, las superficies se desgastan, por lo que hay que estar alerta acerca de posible contaminación.

Cuando las velocidades de rotación son pequeñas las esferas no se elevan mucho por las paredes del cilindro. Las esferas giran unas sobre otras de forma que las fuerzas de cizalla predominan. A velocidades mayores la elevación es también mayor y crecen las fuerzas de impacto. Las fuerzas de frotamiento e impacto juegan

papeles similares en la reducción. A grandes velocidades las esferas no se separan de la pared, debido a fuerzas centrífugas. En estas condiciones la acción de molienda desaparece. Para conseguir una molienda eficaz no se debe exceder la velocidad crítica, que se define como la velocidad a la cual una bola pequeña esférica dentro del molino justamente empieza a centrifugar. Se puede mostrar que la velocidad crítica  $N_c$  en r.p.m. viene dada por

$$N_c = \frac{230}{\sqrt{2R}}$$

**Ecuación 2.6**

siendo  $R$  el radio del molino en metros.

En la práctica, la velocidad de operación óptima es alrededor de 75% de la velocidad crítica y se debe determinar en condiciones de utilización en la instalación industrial.

#### **2.1.4.4.2 Molinos de Barras**

En estos molinos se reemplazan las esferas por barras de acero. Las fuerzas de impacto y fricción juegan todavía su papel, pero el efecto de las de impacto es menos pronunciado. Se recomienda utilizar molinos de barras con sustancias pegajosas con las que las esferas pueden quedar adheridas a la masa de la carga, haciéndose inefectivas. Las barras tienen la longitud del molino y, como en el caso de las esferas, ocupan un 50 % del volumen del molino.

## **2.2 ELEMENTOS DE MAQUINAS**

### **2.2.1 CALCULO DE LA POTENCIA PARA VENCER LA INERCIA**

Para que la máquina entre en funcionamiento se necesita únicamente vencer la inercia de todos los elementos que interactúan en la misma; la potencia requerida se la calculará de la siguiente manera:

$$P_i = T_i W_f$$

$$T_i = I_t \alpha_m$$

$$\alpha_m = \frac{W_f - W_o}{t_f^2 - t_o^2}$$

$$t_o = 0 \text{ s}$$

$$W_o = 0 \text{ rad/s}$$

$$\alpha_m = \frac{W_f}{t_f^2}$$

Donde:

$P_i$  = Potencia para vencer la inercia de los elementos (Watts).

$T_i$  = Torque necesario para vencer la inercia (Nm).

$W_f$  = Velocidad angular (rad/s).

$I_t$  = Inercia de los elementos ( $\text{kg m}^2$ ).

$\alpha_m$  = Aceleración media producida durante el encendido y plena marcha ( $\text{rad/s}^2$ ).

$t_f$  = tiempo de arranque del motor.

## 2.2.2 DISEÑO ESTÁTICO

### 2.2.2.1 TEORIAS DE FALLA

#### 2.2.2.1.1 Teoría del Máximo Esfuerzo Normal

Esta teoría, por lo general es tal vez la más simple de todas la teorías de las fallas. Sostiene simplemente que la falla ocurrirá siempre que el mayor esfuerzo a la

tensión tienda a exceder la resistencia uniaxial a la tensión, o siempre que el esfuerzo más grande a la compresión tienda a exceder la resistencia uniaxial a la compresión.

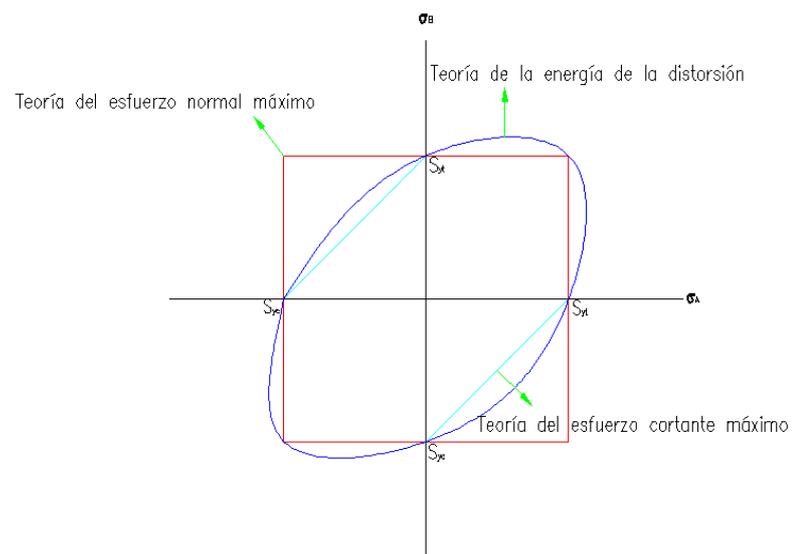
Se ha encontrado que esta teoría correlaciona en forma razonable con la información de pruebas para fracturas cuando el material es frágil. Como puede esperarse, no es adecuada para predecir las fallas de materiales dúctiles.

#### **2.2.2.1.2 Teoría del Máximo Esfuerzo Cortante**

Se considera que esta es la teoría más antigua de las fallas. El punto único de prueba está marcado como  $S_{yt}$ , resistencia a la cedencia a la tensión, de un material que se supone es dúctil. Puede servir también un punto de información en compresión o torsión, pero la prueba a la tensión es la más común y la más exacta; por lo tanto se usa, comúnmente. Por supuesto, si el material se comporta en forma verdadera según la teoría del máximo esfuerzo cortante, toda la información de la prueba debe coincidir en el nivel de esfuerzo cortante asociado con la falla.

#### **2.2.2.1.3 Teoría de la Energía de la Máxima Distorsión**

En forma breve, la teoría de la energía de la máxima distorsión sostiene que cualquier material esforzado en forma elástica sufre un (ligero) cambio de forma, volumen o en ambos. La energía necesaria para producir este cambio se almacena en el material en forma de energía elástica. Pronto se supo que los materiales usados en ingeniería pueden soportar enormes presiones hidrostáticas sin daño. Por lo tanto, se postuló que un material dada tiene una capacidad limitada y definida para absorber energía de distorsión ( es decir, energía que tiende a cambiar la forma, pero no el tamaño), y que los intentos de someter el material a cantidades mayores de energía de distorsión provocaban cadencia.



Cuando se usa esta teoría es conveniente trabajar con un esfuerzo equivalente, definido como el valor del esfuerzo uniaxial a la tensión que produciría el mismo nivel de energía de distorsión ( por lo tanto, según la teoría, la misma posibilidad de falla) que los esfuerzos reales indicados. En términos de los esfuerzos principales que existen, la ecuación para el esfuerzo equivalente es:

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_2 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2]^{1/2}$$

Para el caso común del esfuerzo biaxial, esta se reduce a

$$\sigma_e = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2)^{1/2}$$

Si los esfuerzos directos  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ , y  $\tau_{xy}$  se obtienen con más facilidad, una forma conveniente de la ecuación del esfuerzo equivalente es:

$$\sigma_e = (\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}$$

Si solo están presentes  $\sigma_x$ , y  $\tau_{xy}$ , la ecuación se reduce a

$$\sigma_e = \left( \sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2 \right)^{1/2}$$

Una vez que se ha calculado el esfuerzo equivalente, se compara con la resistencia a la cadencia obtenida con la prueba estándar a la tensión. Si sigma equivalente excede Syt, se pronostica la cadencia.

### 2.2.2.2 FACTORES DE SEGURIDAD. CONCEPTO Y DEFINICION

El significado original de una factor de seguridad fue un número entre el cual se dividía la resistencia última a la tensión de un material con objeto de obtener un valor de “esfuerzo de trabajo” o “esfuerzo de diseño”. Estos esfuerzos de diseño, a su vez, con frecuencia se usaron en cálculos muy simplificados que no dieron márgenes para factores tales como concentración de esfuerzos, impacto, fatiga, diferencia entre propiedades del material con respecto al espécimen de la prueba estándar y en la parte manufacturada, y así sucesivamente.

La práctica de la ingeniería moderna también basa el factor de seguridad en la resistencia significativa del material, no necesariamente en la resistencia estática a la tensión. Por ejemplo, si la falla implica **cedencia** estática, el factor de seguridad relaciona (aplicando una teoría apropiada de fallas) el esfuerzo estático debido a la carga anticipada (llamada el esfuerzo significativo) con la resistencia estática a la cadencia del material (llamada la resistencia significativa)

Si los esfuerzos significativos implican fatiga, entonces el factor de seguridad se basa en la resistencia a la fatiga; si hay fractura como si el material fuera frágil, el factor se basa en la resistencia a la tensión, y así sucesivamente. Por lo tanto, el factor de seguridad N, puede definirse como,

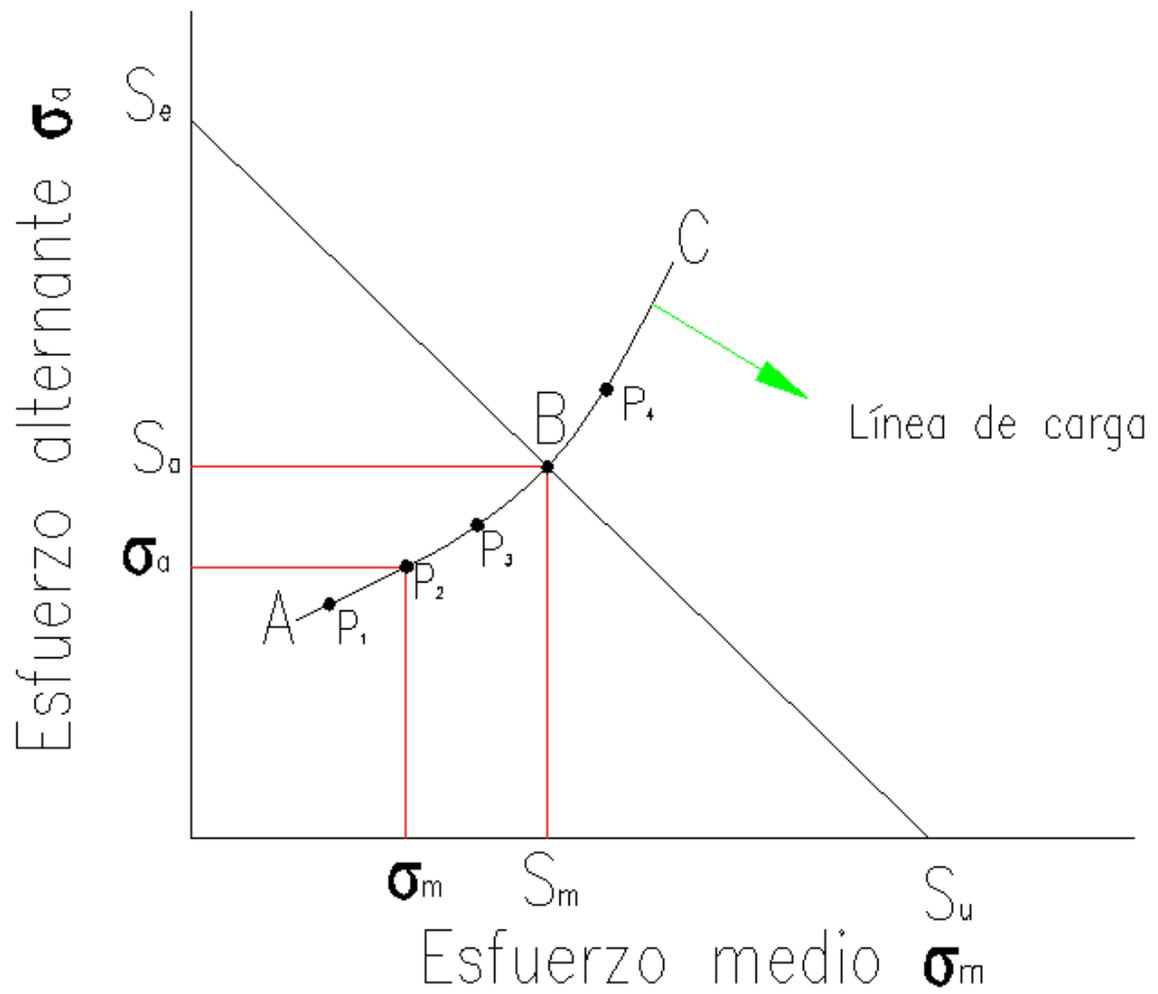
$$N = \frac{\text{resistencia significativa del material}}{\text{Esfuerzo significativo correspondiente, debido a cargas normales}}.$$

El factor de seguridad también puede definirse en términos de cargas:

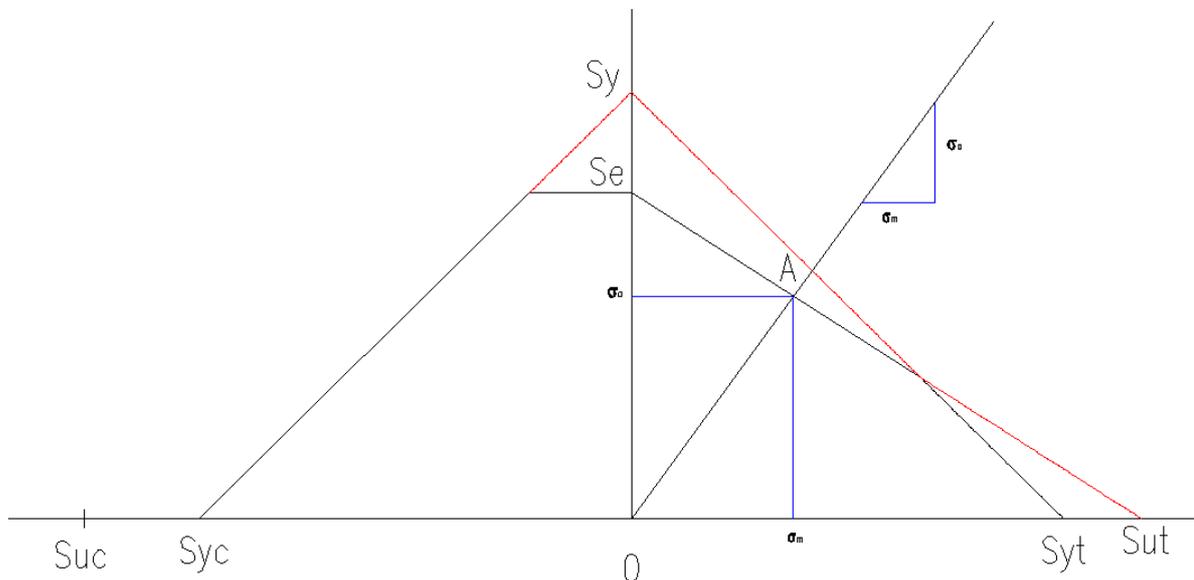
$$N = \frac{\text{sobrecarga de diseño}}{\text{Carga normal}}.$$

Donde la sobrecarga de diseño se define como la carga precisamente suficiente como para provocar la falla.

## 2.2.3 DISEÑO A FATIGA



### 2.2.3.1 RESISTENCIA A LA FATIGA



#### RESISTENCIA ESTANDAR A LA FATIGA ROTACION-FLEXION<sup>17</sup>

La figura representa una máquina estándar de Moore para probar a la fatiga una viga rotatoria. Se verifica que la carga impuesta por los cuatro cojinetes localizados en forma simétrica ocasione que sobre la porción central del espécimen actúe una fuerza de flexión pura, y que el esfuerzo en cualquier punto pase por un ciclo de tensión-compresión-tensión con cada rotación de la flecha. El nivel más alto de esfuerzo está en el centro, donde el diámetro es de 0.3 pulgadas. El gran radio de curvatura evita la concentración de esfuerzo. Se escogen diversos pesos para dar los niveles deseados de esfuerzo. La velocidad del motor por lo común es de 1750 rpm. Cuando falla el espécimen, el peso cae, desconectando los puntos de contacto C, con lo que se detiene el motor. El número de ciclos hasta el momento de la falla lo indica un contador de revoluciones.

Una serie de pruebas hechas con diversos pesos y usando especímenes de prueba hechos con cuidado para que sean tan idénticos como sea posible, dio los resultados que se grafican en las curvas S-N. Obsérvese que la intensidad del esfuerzo

<sup>17</sup> JUVINALL, Robert; Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica

invertido que causa la falla después de un número dado de ciclos se llama resistencia a la fatiga correspondiente al número de ciclos de carga

### 2.2.3.2 LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

$$S'_e = \begin{cases} 0.506\bar{S}_{ut} \text{ kpsi o MPa} & \text{si } \bar{S}_{ut} \leq 212 \text{ kpsi (1460 MPa)} \\ 107 \text{ kpsi} & \text{si } \bar{S}_{ut} > 212 \text{ kpsi} \\ 740 \text{ MPa} & \text{si } \bar{S}_{ut} > 1460 \text{ MPa} \end{cases} \quad \text{Ecuación 2.7}$$

Donde  $\bar{S}_{ut}$  representa la resistencia última media a la tensión.

### 2.2.3.3 FACTORES QUE MODIFICAN EL LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

Marin identificó factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos.

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e \quad \text{Ecuación 2.8}$$

Donde

- $k_a$  = factor de modificación de la condición superficial
- $K_b$  = factor de modificación del tamaño
- $K_c$  = factor de modificación de la modificación
- $K_d$  = factor de modificación de la temperatura
- $K_e$  = factor de modificación de efectos varios
- $S'_e$  = límite de resistencia a la fatiga de la probeta de viga rotatoria
- $S_e$  = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso

### 2.2.3.3.1 Factor de superficie $k_a$

El factor de modificación depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y de la resistencia a la tensión.

$$k_a = a \cdot \bar{S}_{ut}^b \quad \text{kpsi o MPa} \quad \text{Ecuación 2.9}$$

**Tabla 2.2** Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin.

| Acabado superficial          | A    |      | b      | Coeficiente de variación, C |
|------------------------------|------|------|--------|-----------------------------|
|                              | kpsi | MPa  |        |                             |
| Esmerilado                   | 1.34 | 1.58 | -0.086 | 0.120                       |
| Maquinado o laminado en frío | 2.67 | 4.45 | -0.265 | 0.058                       |
| Laminado en caliente         | 14.5 | 56.1 | -0.719 | 0.110                       |
| Como sale de forja           | 39.8 | 271  | -0.995 | 0.145                       |

### 2.2.3.3.2 Factor de tamaño $k_b$

Los resultados para flexión y torsión se expresan como:

$$k_b = \begin{cases} (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 0.859 - 0.000837d & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{Ecuación 2.10}$$

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por tanto

$$k_b = 1$$

**Ecuación 2.11**

### 2.2.3.3.3 **Factor carga $k_c$**

Para obtener el límite de resistencia a la fatiga correspondiente a una confiabilidad se aplica la ecuación:

$$k_c = 1 - 0.08\zeta_r$$

**Ecuación 2.12**

Donde :

$\zeta_r$  es la desviación estándar

De la ecuación anterior se obtiene la siguiente tabla, para la variable estandarizada  $\zeta_r$  correspondiente a las diversas confiabilidades que se requieren en el diseño, junto con el valor de confiabilidad  $k_c$ .

**Tabla 2.3 Factores de confiabilidad correspondiente a una desviación estándar de 8% del límite de fatiga.**

| Confiabilidad R | Variable estandarizada $z_r$ | Factor de confiabilidad $k_c$ |
|-----------------|------------------------------|-------------------------------|
| 0.50            | 0                            | 1.000                         |
| 0.90            | 1.288                        | 0.897                         |
| 0.95            | 1.645                        | 0.868                         |
| 0.99            | 2.326                        | 0.814                         |

|             |       |       |
|-------------|-------|-------|
| 0.999       | 3.091 | 0.753 |
| 0.9999      | 3.719 | 0.702 |
| 0.99999     | 4.265 | 0.659 |
| 0.999999    | 4.753 | 0.620 |
| 0.9999999   | 5.199 | 0.584 |
| 0.99999999  | 5.612 | 0.551 |
| 0.999999999 | 5.997 | 0.520 |

#### 2.2.3.3.4 Factor de temperatura $k_d$

$k_d$  se obtiene de la siguiente relación:

$$k_d = \begin{cases} 1.0 & T \leq 450^\circ\text{C} (840^\circ\text{F}) \\ 1 - 5.8(10)^{-3}(T - 450) & 450^\circ\text{C} < T \leq 550^\circ\text{C} \\ 1 - 3.2(10)^{-3}(T - 840) & 840^\circ\text{F} < T \leq 1020^\circ\text{F} \end{cases} \quad \text{Ecuación 2.13}$$

#### 2.2.3.3.5 Factor de efectos de concentración de esfuerzos $k_e$

Existe un factor de concentración de esfuerzos, teórico ( $k_t$ ) o geométrico ( $k_{ts}$ ), que se utiliza para relacionar el esfuerzo máximo real en la discontinuidad con el nominal.

Estos factores son:

$$k_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_0}$$

$$k_{ts} = \frac{\tau_{max}}{\tau_0}$$

Donde  $k_t$  se utiliza para esfuerzos normales y  $k_{ts}$  para los cortantes.

Los factores dependen únicamente de la configuración geométrica del elemento mecánico.

El factor de modificación de concentración de esfuerzo se define con la siguiente relación:

$$k_e = \frac{1}{k_f} \quad \text{Ecuación 2.14}$$

$$k_f = 1 + q(k_r - 1)$$

Ecuación 2.15

Donde  $q$  es la sensibilidad a la muesca

$K_t$  se determina del ANEXO (figura A 26)

$q$  se determina del ANEXO (figura 7 – 18)

#### 2.2.4 ANALISIS DE FUERZAS EN LOS ENGRANES

La fuerza entre los dientes correspondientes puede descomponerse en dos componentes en el punto de paso  $P$

Componente tangencial,  $W_t$ , es la fuerza efectiva que transmite potencia.

Componente radial  $W_r$ , la cual no trabaja pero tiende a empujar los engranes separándolos.

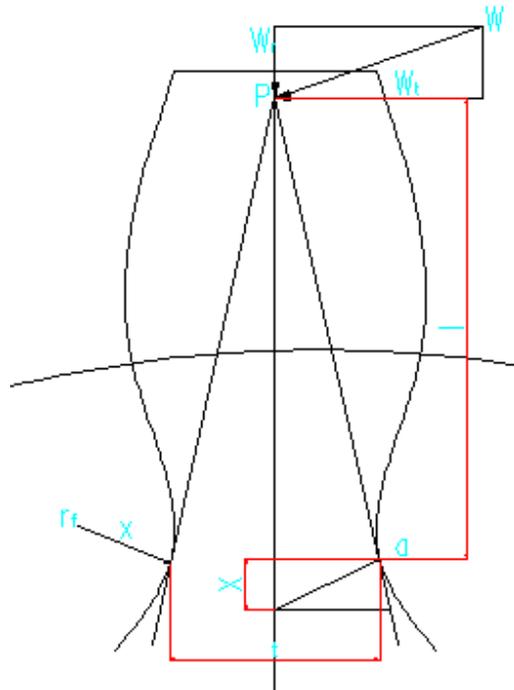


Figura 2.7 Fuerzas en los engranes

La relación entre tales componentes es:

$$W_r = W_t * \tan 20$$

Para analizar la relación entre las componentes de fuerza del engrane y la potencia asociada del eje y velocidad de rotación, obsérvese que la velocidad de la línea de paso del engrane,  $V$ , en pies por minuto, es igual a

$$V = \frac{\pi d n}{12}$$

Donde  $d$  es el diámetro del círculo primitivo en pulgadas del engrane que gira a  $n$  rpm.

Por definición la potencia transmitida es:

$$HP = \frac{W_t * V}{33000}$$

Donde  $W_t$  está en libras y  $V$  en pies por minuto

En unidades SI

$$V = \frac{\pi d n}{60000}$$

Donde  $d$  es el diámetro del círculo primitivo en mm, del engrane que gira a  $n$  rpm. Y  $V$  en m/s. La potencia transmitida en watts es igual a

$$H = W_t * V$$

### 2.2.4.1 RESISTENCIA A LA FLEXION DE LOS DIENTES DE ENGRANES (ECUACION DE LEWIS)

Se considera un diente de engrane cargado como si fuera una viga en voladizo, con la fuerza resultante  $W_t$  aplicada a la punta y se obtiene la ecuación de Lewis:

$$\sigma = \frac{W_t \cdot P}{F \cdot Y}; \text{ donde:}$$

P = Paso diametral

F = Ancho de cara

Y = Factor de forma (Lewis)

Los valores de Y para sistemas de engranes estándar se dan en la tabla 13.3Ç

### 2.2.4.2 FACTOR GEOMETRICO

El factor geométrico J definido por la AGMA, está basado en la proporción de la carga total que lleva el diente más cargado, para engranaje cilíndricos rectos está determinado por la ecuación:

$$J = \frac{Y}{K_f m_N}$$

donde:

$K_f$  = factor de concentración de esfuerzo a la fatiga

$m_N$  = relación de compartición de carga.

La relación de compartición de carga para el caso de engranes cilíndricos rectos es igual a 1.

La ecuación del esfuerzo por flexión está dada por:

$$\sigma = \frac{W_t \cdot P}{F \cdot J}$$

### 2.2.4.3 EFECTOS DINÁMICOS

En un par de engranes en movimiento se genera ruido, por lo que se genera efectos dinámicos. El factor dinámico para el caso de dientes cortados, fresados o formados sin mucha precisión está dado por la ecuación:

$$K_v = \frac{1200}{1200 + V}$$

La ecuación del esfuerzo por fatiga está dada por:

$$\sigma = \frac{W_t \cdot P}{K_v F \cdot J}$$

#### 2.2.4.3.1 Factor de tamaño $k_b$

El factor del tamaño en pulgadas se expresan como:

$$k_b = \begin{cases} 0.869 d^{-0.097} & 0.3 \text{ pulg} \leq d \leq 10 \text{ pulg} \\ 1 & 0.3 \geq d \end{cases}$$

**Ecuación 2.16**

#### 2.2.4.3.2 Factor de temperatura $k_d$

$$k_d = \begin{cases} 1 & T \leq 450^\circ\text{C} \\ 1 - 5.8(10^{-3})(T - 450) & 450^\circ\text{C} < T \leq 550 \\ 1 - 3.2(10^{-3})(T - 840) & 840^\circ\text{F} < T \leq 1020^\circ\text{F} \end{cases} \quad \text{Ecuación 2.17}$$

#### 2.2.4.3.3 **Factor de efectos diversos $k_e$**

El factor de concentración de esfuerzos a la fatiga, es tomado en cuenta en el factor geométrico J, se utiliza  $k_e = 1$  para engranes.

#### 2.2.4.3.4 **Factor de seguridad $n_G$**

Con la siguiente fórmula se puede calcular el factor de seguridad de los engranes:

$n_G = K_0 K_m n$  ; donde:

$K_0$  = factor de sobrecarga

$K_m$  = factor de distribución de carga (establecido por la AGMA)

#### 2.2.4.3.5 **Durabilidad de superficie**

La falla en las superficies de los dientes del engrane se conoce como desgaste. Una picadura es una fatiga superficial debida a muchas repeticiones de esfuerzos de contacto; otras fallas son la escarificación que se presenta por falta de lubricación; y, la abrasión que se presenta debido a la presencia de elementos extraños.

Los engranes deben diseñarse de tal manera que los esfuerzos dinámicos que actúan sobre la superficie queden dentro del límite de fatiga superficial del material, para asegurar una vida satisfactoria de los engranes.

El esfuerzo de compresión en la superficie (esfuerzo de Hertz) es:

$$\sigma_H = -C_P \sqrt{\frac{W_t}{C_v F d_p I}}; \text{ donde:}$$

$C_p$  = Coeficiente elástico

$C_v$  = Factor de velocidad

F = Ancho de cara del diente

I = Factor de configuración geométrica para engranes rectos exteriores.

$$I = \frac{\cos \emptyset \sin \emptyset}{2} \frac{m_G}{m_G + 1}$$

$\emptyset$  = Angulo de depresión

$m_G$  = Relación de velocidad

$$m_G = \frac{d_G}{d_p}$$

$d_G$  = Diámetro primitivo del engrane

$d_p$  = Diámetro primitivo del piñón

El factor  $C_p$  está tabulado en la tabla 13 – 14.

$$C_v = K_v$$

#### 2.2.4.3.6 **Resistencia a la fatiga en la superficie**

La resistencia a la fatiga en la superficie de los aceros está dada por:

$$S_c = 0.4H_B - 10 \quad \text{kpsi}; \text{ donde}$$

$H_B$  = Dureza Brinell de la superficie más suave de las que están en contacto.

La AGMA recomienda la siguiente ecuación, para el cálculo del límite de fatiga de superficie:

$$S_H = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_C ; \text{ donde:}$$

$S_H$  = Límite superficial corregido.

$C_L$  = Factor de duración de vida

$C_H$  = Factor de relación de dureza. Se emplea 1 para engranes rectos.

$C_T$  = Factor de temperatura

$C_R$  = Factor de confiabilidad.

La carga permisible está dada por:

$$W_{t,p} = n_G W_t$$

Donde;  $n_G = C_0 C_m n$

También el cálculo del límite de fatiga de superficie se calcula con la siguiente ecuación:

$$S_H = C_P \sqrt{\frac{W_{t,p}}{C_V F d_p I}}$$

## 2.2.5 DISEÑO DE TORNILLOS

### 2.2.5.1 TORNILLO DE POTENCIA

Los tornillos de potencia convierten el movimiento angular en movimiento lineal y transmiten fuerza.

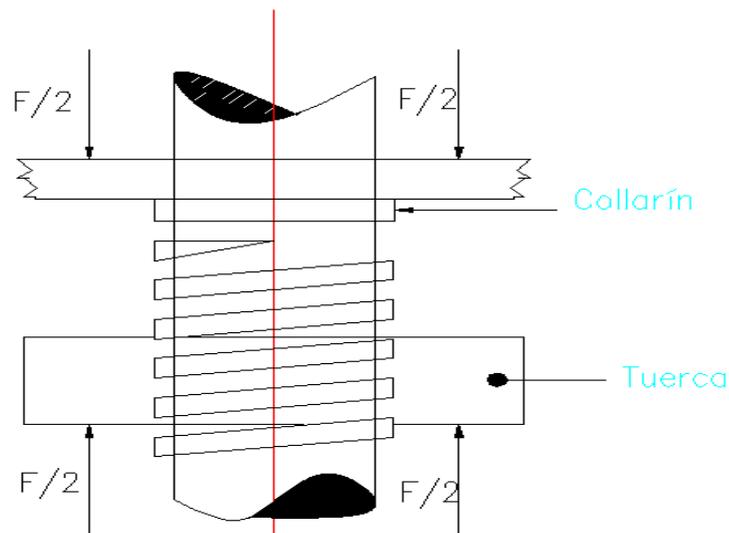


Figura 2.8 Fuerzas actuantes sobre el tornillo

En el cálculo del par de torsión para desplazar el tornillo se debe tomar en cuenta el par de torsión adicional requerido para vencer la fricción del collarín por lo que se tiene, es par de torsión necesario para desplazar el tornillo en contra de la carga:

$$T = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{l + \pi \mu d_m}{\pi d_m - \mu l} \right) + \frac{F \mu_c d_c}{2}$$

donde:

$$d_m = d - \frac{p}{2}$$

F = carga máxima

$\mu$  = coeficiente de rozamiento

El par del tornillo necesario para desplazar el tornillo en la dirección de la carga es:

$$T = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{\pi \mu d_m - l}{\pi d_m + \mu l} \right) + \frac{F \mu_c d_c}{2}$$

La eficiencia se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$e = \frac{T_o}{T} = \frac{Fl}{2\pi T}$$

En el tronillo de potencia se presentan dos tipos de esfuerzos, axiales por la carga de los rodillos y esfuerzos de torsión producidos por el torque que se emplea para el movimiento del tornillo.

Los esfuerzos axiales se determinan por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{max} = \frac{F}{\pi \left(\frac{d_m}{2}\right)^2}; \text{ donde:}$$

$\sigma_{max}$  = esfuerzo axial

F = carga de tracción

Los esfuerzos de torsión se calculan a partir de la ecuación:

$$\tau_{xy} = \frac{16 T}{\pi d_m^3}$$

$\tau_{xy}$  = esfuerzo de corte

$d_m$  = diámetro medio

## **CAPITULO 3**

### **PREFACTIBILIDAD**

#### **3.1 DEFINICION DEL PROBLEMA**

El Ecuador depende de la exportación de materias primas a los países industrializados para poder sobrevivir. Los países industrializados compran las materias primas, las transforman y después las exportan nuevamente a nuestro país.

Pero mientras los precios de las materias primas bajan, los precios de los productos elaborados aumentan y esto genera desigualdades en el intercambio comercial.

Para industrializar el cacao se necesita la compra de maquinaria que tiene un alto costo. El cacao puede procesarse hasta diferentes niveles, para posteriormente comercializarlo como chocolate.

Del cacao se puede obtener licor de cacao, que es la materia prima para la elaboración de chocolate, la manteca de cacao y polvo de cacao.

### **3.1.1 SITUACION ACTUAL**

- Deficiente o nulo manejo tecnológico.
- No hay incentivo para producir valor agregado.
- Falta de recursos financieros para la adquisición de los medios necesarios para la industrialización.
- Poco desarrollo industrial
- Falta de financiamientos y políticas para el desarrollo agroindustrial del cacao que permita generar productos con más procesamiento tanto para el mercado local como internacional.
- La mayoría de productores no están organizados.
- La falta de desarrollo tecnológico obliga a los productores vender el cacao a intermediarios.

- Ecuador es el mayor proveedor de cacao fino y de aroma en el mundo.
- El cacao es un producto de consumo industrial. Es necesaria cierta elaboración agroindustrial para que se le pueda consumir, en forma de chocolates, manteca de cacao, etc.
- La mayoría de cacao se exporta en grano, eso quiere decir que los países productores no participan en la transformación de las semillas y no controlan el mercado del cacao y del chocolate.

### **3.1.2 SITUACION FINAL**

- Garantizar la transferencia de tecnología para la comercialización del cacao, aprovechando el conocimiento y experiencia de técnicos nacionales.
- Apoyar el desarrollo de pequeñas industrias vinculadas a la fabricación de productos derivados del cacao.
- Establecer mecanismos de consolidación de la producción de cacao en zonas campesinas para mejorar el sistema de industrialización y que el productor obtenga mejores precios.
- Establecer el inicio de pequeñas industrias en las zonas para fabricar barras de chocolate de forma artesanal.

## **3.2 ESTUDIO DE MERCADO**

### **3.2.1 MERCADO OBJETIVO**

Determinar la demanda actual en el mercado del licor de cacao para realizar adecuadamente el diseño del molino.

### **3.2.2 IDENTIFICACION DEL MERCADO**

Según estimaciones del SICA, el 78% de la superficie cultivada y el 82% de la producción total de cacao en el Ecuador se encuentra en la región Costa, principalmente en las provincias de Guayas, Los Ríos y Manabí. Esta concentración se debe a que la Costa ecuatoriana reúne las mejores condiciones climáticas y de suelo para el cultivo de cacao.

Se estima que la mayoría de los árboles de cacao más productivos están en la Costa, donde, en la actualidad, se llevan a cabo proyectos de rehabilitación y renovación de cultivos.

La mayor parte de los cultivos de cacao en el Ecuador pertenecen a pequeños propietarios. El 90% de la superficie cultivada se localiza en plantaciones de no más de 20 hectáreas, el 9% pertenece a medianos agricultores (con plantaciones entre 21 y 50 hectáreas), y solamente el 1% a grandes productores, es decir, cultivos de más de 50 hectáreas.

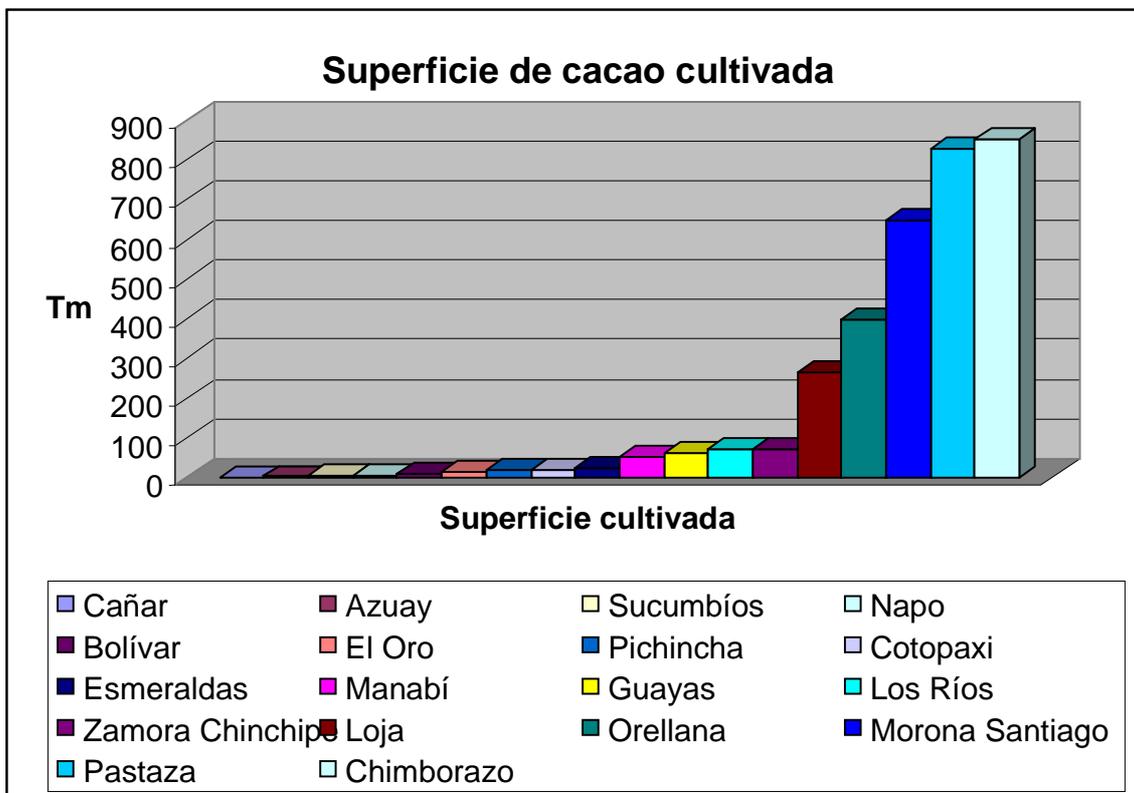


Figura 3.1 Superficie de cacao cultivada

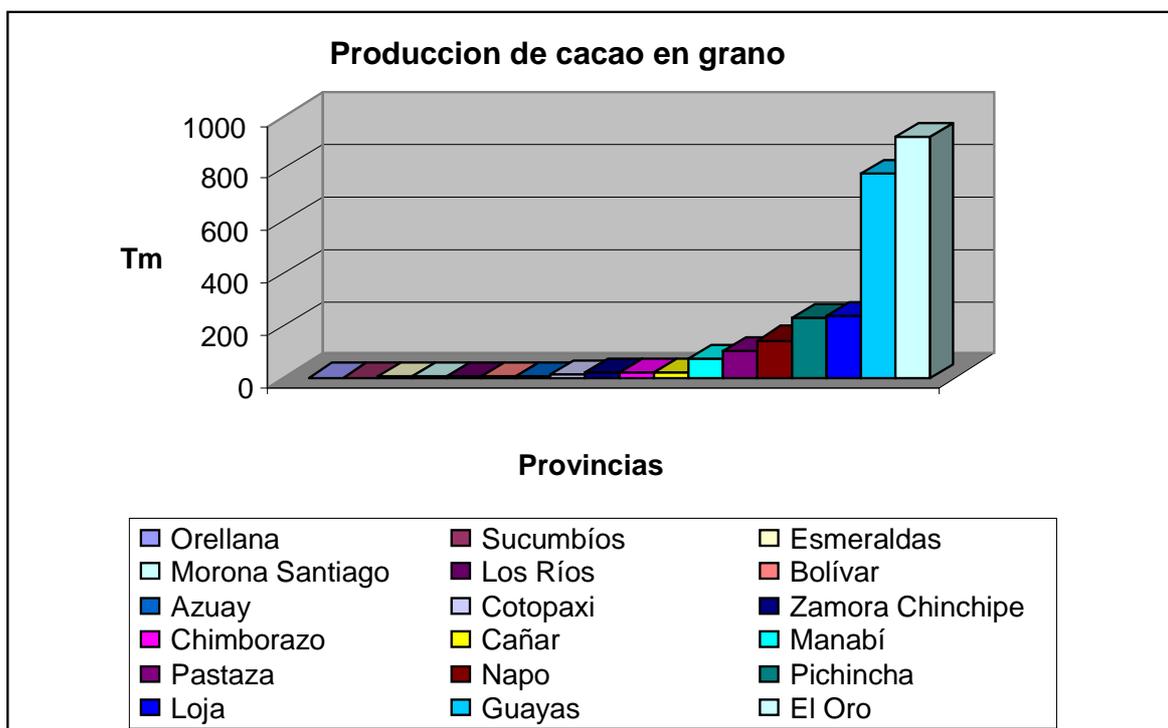


Figura 3.2 Producción de cacao en grano

### 3.2.3 ANALISIS DE LA OFERTA

La producción de cacao en Ecuador está dirigida principalmente a su exportación en grano. Solo una quinta parte de la producción total se dirigió a la industria nacional para la elaboración de procesados de cacao y chocolate, productos que en su mayoría son comercializados en el mercado local.

El escaso nivel de procesamiento en el Ecuador se debe a que históricamente la exportación de cacao en grano ha sido considerada la actividad más atractiva. Para incentivar la industrialización de cacao a nivel interno se debe dar a conocer que los rendimientos son mayores cuando se agrega valor al producto.

Actualmente en el país no existen industrias dedicadas específicamente a la construcción de equipos para la molienda del cacao en grano. En general la mayor oferta que se tiene de este tipo de equipos es de procedencia extranjera, existiendo empresas nacionales que bajo pedido, pueden diseñar y fabricar equipos para la molienda de cacao.

### 3.2.4 ANALISIS DE LA DEMANDA

Las exportaciones de cacao en grano e industrializado hasta octubre de 2005 llegaron a 92 mil toneladas métricas, las mismas que representaron para el país 144 millones de dólares. Del total, el 11.9% fueron de la exportación de licor de cacao.

Los principales mercados regionales de destino para nuestras exportaciones de cacao fueron la Unión Europea, Norteamérica, Sudamérica, Centroamérica y Oceanía.

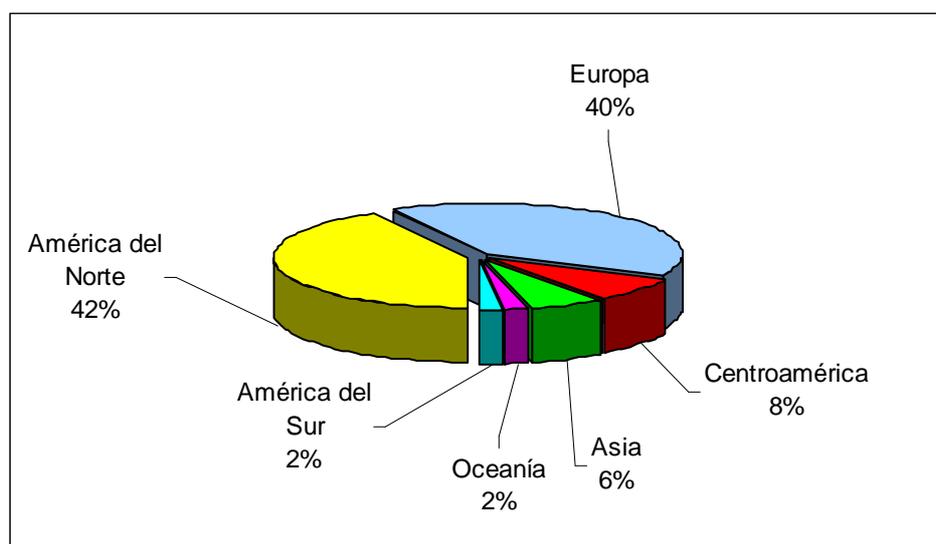


Figura 3.3 Exportaciones de cacao industrializado en octubre 2005.

Identificando a los cinco mayores empresas exportadoras en nuestro medio tenemos a Triairi S.A. con una participación de 12,0%, segunda en volumen Colonial Cocoa del Ecuador con 9.9 %, sigue en importancia Fundación Maquita Cushunchic con 9,6 %, Nestle del Ecuador con 9,1 % ; e, Inmobiliaria Guangala con un aporte al total de 8.9 %.

Durante el período comprendido de enero a octubre del 2005, nuestras exportaciones llegaron a 92367 TM por las que se facturaron más de 144 millones de dólares en términos FOB. Del volumen general, el 26,7 % compete a cacao industrializado.

El tonelaje total creció 9,0 % con respecto a símil período del 2004, y los ingresos totales aumentaron 13,9 % para el mismo ciclo. Las exportaciones de semielaborados de cacao tuvieron un notable aumento de 21,0 y 33,4 en tonelaje y divisas generadas, respectivamente.

### **3.2.5 CONCLUSIONES DEL ESTUDIO DE MERCADO**

La importancia de la actividad cacaotera como generadora de empleo y divisas en el Ecuador sigue siendo mucha, a pesar de la crisis del siglo XX que motivó que cacao dejara de ser la primera actividad económica del país.

Las exportaciones de cacao en grano y elaborados de cacao (pasta, manteca y cacao en polvo) es cada vez mayor y presenta un panorama favorable para el Ecuador, pues, a partir de 2004, los importadores mundiales muestran una mayor disposición para adquirir productos ecuatorianos. Estos se debe a que el procesamiento del caco en los países consumidores es más costoso.

Las exportaciones de productos intermedios del Ecuador, sin embargo, tienen muy concentrados sus mercados de destino, ya que el 33% de éstas se dirigen a Estados Unidos.

Por lo tanto no se ha dado prioridad al procesamiento del cacao, a pesar de que si se cambia esta situación se lograría reducir los riesgos propios de la exportación de producción sin valor agregado.

### **3.3 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES**

#### **3.3.1 MATERIAL A UTILIZARSE**

Debido a las condiciones sanitarias que requiere el proceso de molienda para la obtención de licor de cacao, se utilizará acero inoxidable en los elementos que se encuentren en contacto con la materia prima, para garantizar la calidad del producto obtenido; para la estructura soportante se utiliza acero comercial.

#### **3.3.2 MATERIA PRIMA**

La materia prima en la cual se basa el proceso es la almendra de cacao previamente tostada y descascarillada.

#### **3.3.3 OPERACION**

La operación del equipo ha diseñarse no debe representar mayor complejidad; pero se deberá tener en cuenta las presiones de trabajo y la alimentación de la materia prima. Una vez terminado el proceso, el desalojo del producto obtenido se lo realizará a través de tanques de almacenamiento.

### 3.3.4 LIMITACIONES EN EL DISEÑO

Para el diseño del equipo es necesario tomar en cuenta que la alimentación de la materia prima se establece a partir de la solicitud del clientes y en este caso es 25 *Kg/h* y que el tamaño de la partícula a obtener debe estar entre 100 y 240  $\mu$ . Para medir el tamaño de partícula del chocolate se tomará como referencia los procedimientos de la manera indicada en el **Anexo 1**. Además se debe tomar en cuenta que la partícula de cacao soporta una reducción de tamaño de 1.7.<sup>18</sup>

### 3.3.5 DEMANDA DEL PRODUCTO

Debido a que los posibles clientes son las haciendas cercanas a cada cuarto de máquinas donde los molinos serán ubicados, la demanda se verá limitada a un cierto número de unidades, quedando el mercado nacional saturado.

## 3.4 ESPECIFICACIONES

### 3.4.1 PARAMETROS FUNCIONALES

Capacidad del equipo: 25 *Kg/h*

### 3.4.2 AMBIENTE DE TRABAJO

Debido a que se trabaja con materia prima y en climas, cuyos porcentajes de humedad son elevados, se debe realizar adecuadamente la limpieza de los elementos para evitar una pronta oxidación.

---

<sup>18</sup> BLACKIE;

### **3.4.3 COSTOS DEL PRODUCTO**

Los costos serán evaluados de acuerdo a las cotizaciones actuales, basados en:

- Costos de Materiales
- Costos de Mano de Obra
- Costos de Maquinado
- Costo de Diseño
- Imprevistos

### **3.4.4 PROCESOS**

En el presente diseño se evaluarán los siguientes procesos de fabricación considerados como los más relevantes los siguientes:

- Corte con cizalla
- Corte con sierra
- Limado a mano
- Fresado
- Torneado
- Taladrado
- Mortajado
- Rolado
- Soldadura
- Esmerilado

### **3.4.5 PROTOCOLO DE PRUEBAS**

Establecidos ya los fundamentos teóricos de este diseño y de acuerdo a una planificación económica que viabilice la construcción de este proyecto es necesario realizar un protocolo de pruebas que verifique los siguientes aspectos técnicos:

- Verificación de las dimensiones generales planteadas.
- Verificación de presión de trabajo adecuada.
- Verificación del producto obtenido.

## **CAPITULO 4**

### **FACTIBILIDAD**

#### **4.1 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS**

En esta sección se lleva a cabo una breve descripción de cada una de las alternativas que han sido consideradas y planteadas para la ejecución del presente diseño.

Se expondrá de manera general las ventajas y desventajas de las posibles soluciones y de acuerdo a la ponderación de los parámetros más relevantes, se realizará la selección de la alternativa que más convenga para el diseño planteado.

Los sistemas modernos disponen de aparatos de tipos y tamaños diferentes para la trituración de cacao.

Los tipos más grandes de trituradoras, tales como las trituradoras de mandíbulas y las trituradoras giratorias no se utilizan normalmente en la industrialización del cacao.

Se discuten a continuación los tipos de máquinas utilizadas corrientemente.

##### **4.1.1 ALTERNATIVA 1: TRITURADORA DE RODILLOS<sup>19</sup>**

En esta máquina dos o más rodillos pesados de acero giran uno hacia otro. Las partículas son atrapadas y arrastradas entre los rodillos, sometiéndose a una fuerza

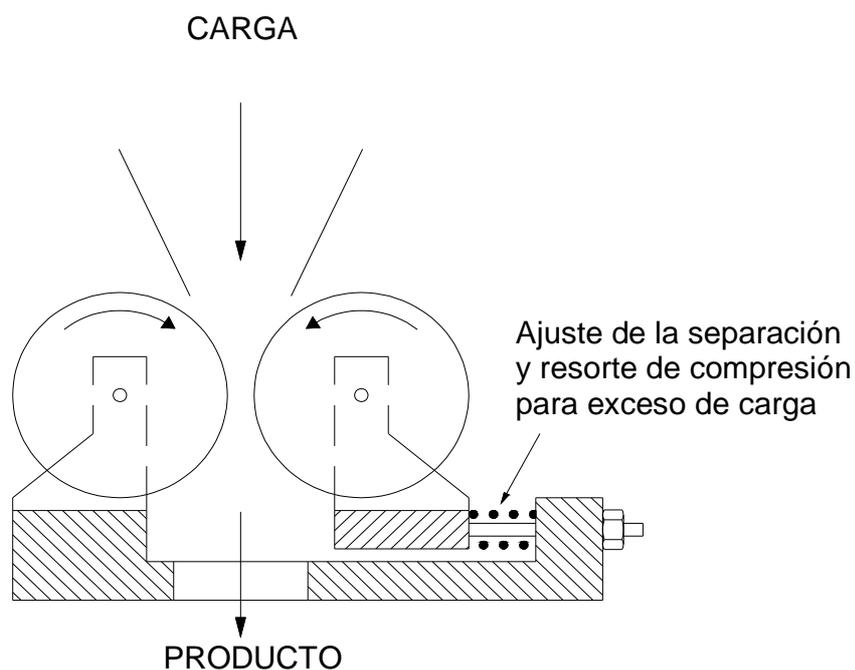
---

<sup>19</sup> BLACKIE;

de compresión que las tritura. En algunos aparatos los rodillos giran a diferente velocidad, dando lugar también a fuerzas de cizalla.

La producción de estas unidades está regida por la longitud y diámetro de los rodillos y por la velocidad de rotación. Con los diámetros mayores se utilizan corrientemente velocidades de 50 – 300 r.p.m. las relaciones de reducción de tamaño son pequeñas, en general, inferiores a 5.

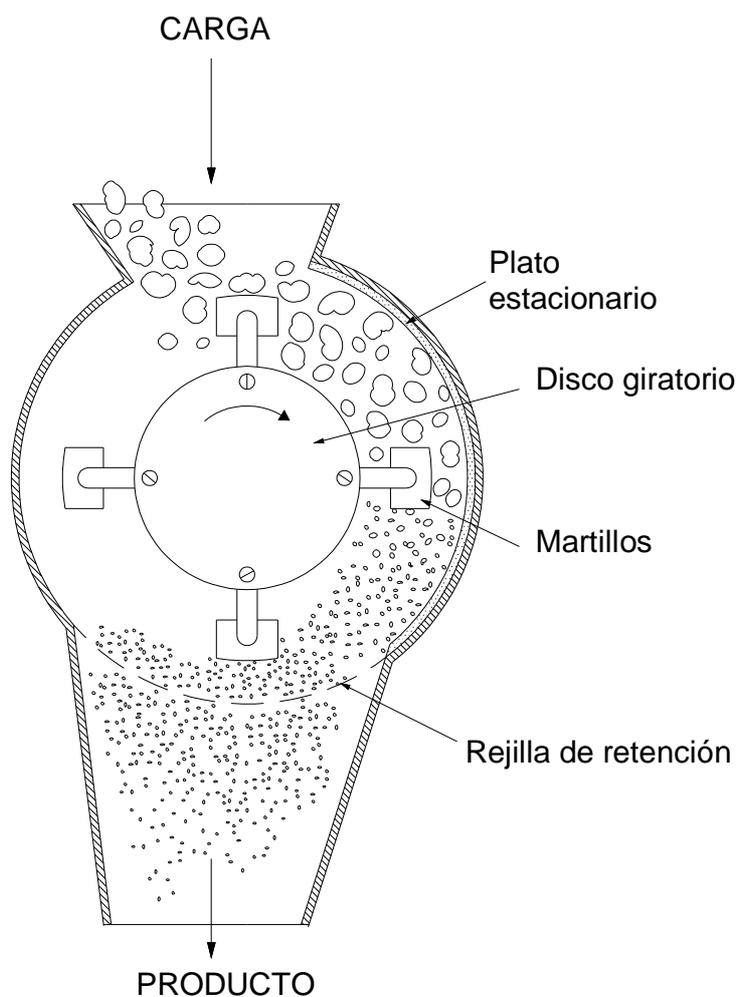
El diámetro de los rodillos, su velocidad diferencial y el espacio entre ellos se puede variar para adaptarlos al tamaño de la materia de partida y la velocidad de producción deseada. Aunque se dispone de un resorte de compresión para exceso de carga a fin de proteger la superficie de los rodillos, antes de la trituración se deben quitar los productos extraños duros.



**Figura 4.1** Rodillos trituradores

#### 4.1.2 ALTERNATIVA 2: MOLINO DE MARTILLOS

Este tipo de molino de impacto o percusión es corriente en la industria de los alimentos.



**Figura 4.2** Molino de Martillos

Un eje rotatorio de gran velocidad lleva un collar con varios martillos en su periferia. Al girar el eje, las cabezas de los martillos se mueven siguiendo una trayectoria circular dentro de una armadura, que contiene un plato de ruptura endurecido, de casi las mismas dimensiones que la trayectoria de los martillos. Los productos de

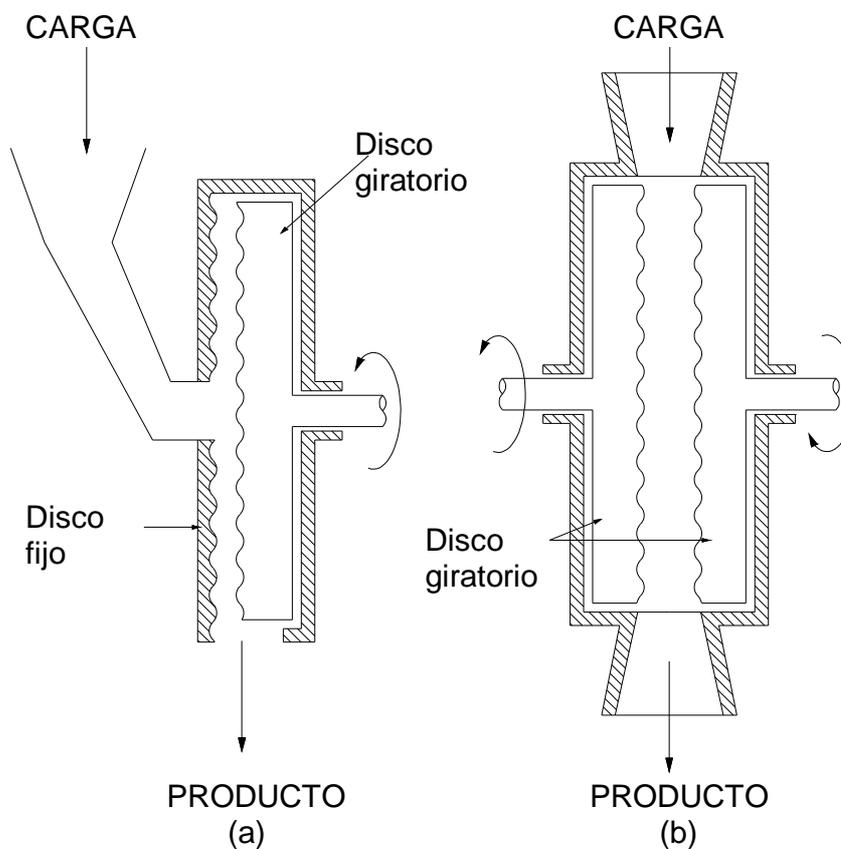
partida pasan a la zona de acción, donde los martillos los empujan contra el plato de ruptura.

La reducción del tamaño es producida principalmente por fuerzas de impacto, aunque si las condiciones de alimentación son obturantes las fuerzas de frotamiento pueden también tomar parte en la reducción de tamaño. Con frecuencia se sustituyen los martillos por cortadoras o por barras como en los molinos de barras.

Los molinos de martillos se pueden considerar como molinos para uso general, ya que son capaces de triturar sólidos cristalinos duros, productos fibrosos, sustancia vegetales, productos pegajosos, etc. Se le utiliza extensamente en la industria de los alimentos para moler pimienta y especias, leche seca, azúcares, etc.

#### **4.1.3 ALTERNATIVA 3: MOLINOS DE DISCO DE FROTAMIENTO**

Los molinos que utilizan las fuerzas de frotamiento o cizalla para reducir el tamaño juegan un papel primordial en la molienda fina. Como la mayoría de la molienda que se lleva a cabo en la industria de los alimentos es para producir partículas de tamaño muy pequeño, esta clase de molinos encuentran una amplia aplicación.



**Figura 4.3** Molinos de disco: (a) molino de disco sencillo; (b) molino de disco doble.

#### 4.1.3.1 Molino de Disco Único

En este dispositivo las materias de partida pasan a través de la separación estrecha que existe entre un disco estriado que gira a gran velocidad y la armadura estacionaria del molino. Como consecuencia de la intensa acción cizallante se produce la trituración de la carga. La separación se puede variar según cuáles sean el tamaño de las materias de partida y las exigencias acerca del producto.

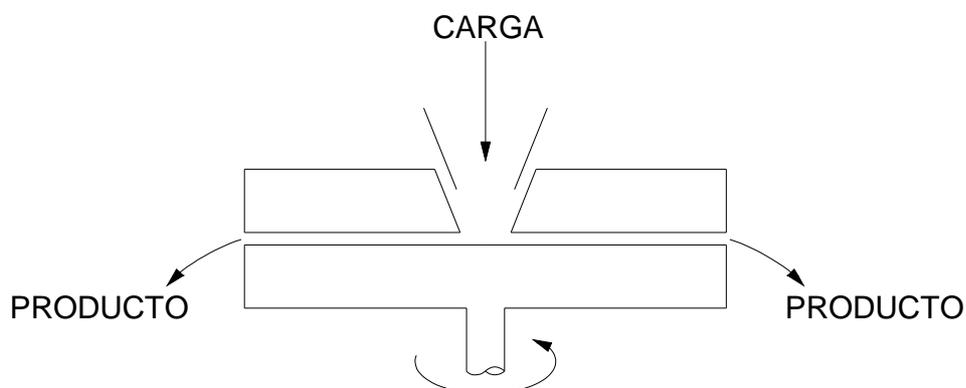
#### **4.1.3.2 Molino de Doble Disco**

En esta modificación la armadura contiene dos discos que giran en dirección opuesta proporcionando un grado mayor de cizallamiento que el que se puede conseguir con los molinos de disco único. En otra modificación de este principio básico, existe el molino de Foss, el disco tiene estrías que facilitan la desintegración. Esta clase de molinos de disco cizallante se utiliza extensamente en la preparación de cereales y molienda de arroz y maíz.

#### **4.1.3.3 Molino de Piedras**

Es una clase muy antigua de molino de frotamiento con disco, se montan sobre un eje dos piedras circulares. La superior, que corrientemente es fija, tiene una boca de entrada de la carga. La inferior gira. La carga pasa por la separación entre las dos piedras. Los productos, una vez han experimentado la fuerza de cizalla desarrollada entre las dos piedras, se descarga por la arista de la piedra inferior. En algunos modelos las dos piedras giran en dirección diferente. En las máquinas modernas las piedras naturales están siendo reemplazadas por piedras de acero endurecido.

Otras variantes de esta clase de molinos se utilizan intensamente en la manufactura del chocolate. Por ejemplo, los granos de cacao se trituran en molinos de piedras triples horizontales, aunque también aquí los procesos modernos utilizan discos dentados de acero endurecido en lugar de piedras.



**Figura 4.4** Molino de piedras

#### **4.1.4 ALTERNATIVA 4: MOLINOS GRAVITATORIOS**

Esta clase de molinos se utilizan ampliamente en muchas industrias de proceso de los alimentos para producir molienda fina.

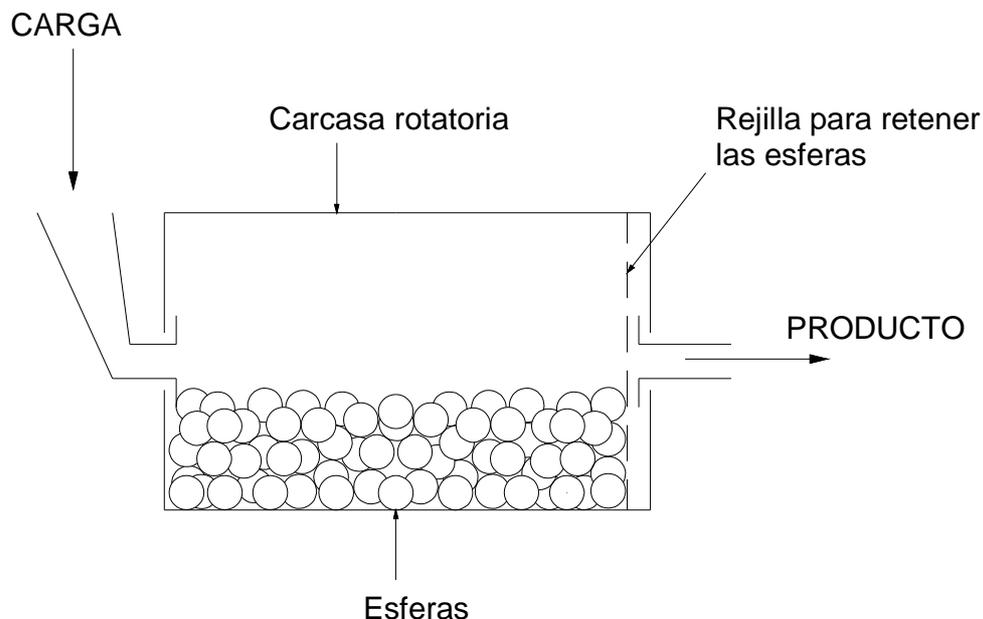
Existen dos tipos básicos: el de esferas y el de barras.

##### **4.1.4.1 Molino de Esferas**

En el molino de esferas se utilizan a la vez fuerzas de cizalla e impacto para la reducción de tamaño.

El aparato está formado por un cilindro giratorio horizontal que se mueve a pequeña velocidad con cierto número de esferas de acero o piedras duras. A medida que gira el cilindro las piedras se elevan por las paredes del cilindro y caen sobre los productos a triturar que está llenado el espacio libre entre las esferas. Las esferas resbalan a su vez entre sí, produciendo el cizallamiento de la materia de partida. Esta combinación de fuerzas de impacto, al igual que en todos los molinos produce en

desgaste en las superficies, por lo que hay que estar alerta, acerca de una posible contaminación.



**Figura 4.5** Molino de bolas.

Cuando las velocidades de rotación son pequeñas las esferas no se elevan mucho por las paredes del cilindro. Las esferas giran unas sobre otras de forma que las fuerzas de cizalla predominan. A velocidades mayores la elevación es también mayor y crecen las fuerzas de impacto. Las fuerzas de frotamiento e impacto juegan papeles similares en la reducción. A grandes velocidades las esferas no se separan de la pared, debido a fuerzas centrífugas. En estas condiciones la acción de molienda desaparece. Para conseguir una molienda eficaz no se debe exceder la velocidad crítica, que se define como la velocidad a la cual una bola pequeña esférica dentro del molino justamente empieza a centrifugar. Se puede mostrar que la velocidad crítica  $N_c$  en r.p.m. viene dada por

$$N_c = \frac{230}{\sqrt{2R}}$$

siendo R el radio del molino en metros.

En la práctica, la velocidad de operación óptima es alrededor de 75% de la velocidad crítica y se debe determinar en condiciones de utilización en la instalación industrial.

#### **4.1.4.2 Molinos de Barras**

En estos molinos se reemplazan las esferas por barras de acero. Las fuerzas de impacto y fricción juegan todavía su papel, pero el efecto de las de impacto es menos pronunciado. Se recomienda utilizar molinos de barras con sustancias pegajosas con las que las esferas pueden quedar adheridas a la masa de la carga, haciéndose inefectivas. Las barras tienen la longitud del molino y, como en el caso de las esferas, ocupan un 50 % del volumen del molino.

## **4.2 ANALISIS DE ALTERNATIVAS**

### **4.2.1 ALTERNATIVA 1: MOLINO DE RODILLOS**

#### **4.2.1.1 Ventajas:**

- Pueden operar en serie y cada uno elaborar una molienda de grano más fino.
- No existe desgaste excesivo de los rodillos.
- El tamaño de las partículas del licor de cacao es homogéneo.
- El tiempo de vida útil es grande.

#### **4.2.1.2 Desventajas**

- El licor de cacao no debe contener mucho contenido de cáscara y germen.
- El sistema de alimentación es complejo.

### **4.2.2 ALTERNATIVA 2: MOLINO DE MARTILLOS**

#### **4.2.2.1 Ventajas**

- Las operaciones de mantenimiento son sencillas, por lo que no se requiere personal calificado.
- Son apropiados para la molienda de granos secos.

#### **4.2.2.2 Desventajas**

- La calidad de la molienda no es buena si los granos presentan humedad.
- La molienda no es tan fina en comparación con los otros equipos.
- Debido a que los martillos giran a gran velocidad el molino está sujeto a vibraciones sino se balancean adecuadamente las cargas.
- Puede existir atascamiento entre la carcasa y los martillos si la separación entre los mismo no es la adecuada.

### **4.2.3 ALTERNATIVA 3: MOLINO DE DISCOS**

#### **4.2.3.1 Ventajas**

- Puede reducir fácilmente el tamaño de las partículas secas o húmedas.

- El sistema de alimentación no es complicado y se puede añadir agua para facilitar la molienda.
- Es de fácil manipulación y mantenimiento.

#### **4.2.3.2 Desventajas**

- El tamaño de partículas no es homogéneo
- Produce contaminación del producto final
- Es difícil regular el tamaño de partícula de acuerdo a la alimentación y separación de los discos.
- Su costo es elevado por la complejidad en su construcción.

### **4.2.4 ALTERNATIVA 4: MOLINO GRAVITATORIOS**

#### **4.2.4.1 Ventajas**

- No tiene problema para desintegrar las partículas.
- Se puede obtener un tamaño de partículas mucho menor que al ingreso variando correctamente sus parámetros.
- El tamaño de las partículas de salida depende del caudal de alimentación.

#### **4.2.4.2 Desventajas**

- Se produce contaminación de la pasta de cacao debido al desgaste de sus componentes por las fuerzas de impacto.
- Gran parte del licor de cacao queda depositado en el cilindro, si la alimentación no es continua como en el presente caso.
- Es complicada su limpieza interior.
- El tamaño de partículas que se obtiene no es homogéneo.

- Se necesita gran cantidad del licor de cacao para un buen proceso de molienda.

## **4.3 SELECCION DE LA ALTERNATIVA**

Al realizar la selección de la alternativa adecuada, se ha tomado en cuenta las ventajas y desventajas de cada una de las opciones de solución planteadas anteriormente.

### **4.3.1 PARAMETROS CONSIDERADOS**

#### **4.3.1.1 Homogeneidad de la partícula**

Al terminar el proceso de elaboración del licor de cacao es conveniente que la mayoría de las partículas procesadas posean un tamaño de grano uniforme. Una mayor valoración indica que el producto obtenido tiene un tamaño de grano homogéneo.

#### **4.3.1.2 Grado de Contaminación**

Se debe tomar en cuenta el grado de contaminación del producto final después del proceso de transformación, debido a que esto baja la calidad del semielaborado. Una mayor valoración indica que el equipo produce menor grado de contaminación.

#### **4.3.1.3 Facilidad de Montaje**

Este factor se basa en la facilidad que se va proporcionar a la persona encargada del mantenimiento para montar y desmontar todas las piezas del equipo considerado, cuando sea necesario, según la geometría, disposición y forma de las piezas principales que conforman cada una de las alternativas. Una mayor valoración indica que el equipo tiene una mayor facilidad de ensamblaje.

#### **4.3.1.4 Costo**

Se debe realizar una evaluación del costo de los materiales, costo de los procesos de fabricación, costo del diseño, costo del número de elementos que conformarán el molino ha ser diseñado. Una mayor valoración indica que el equipo tiene menor costo en general.

#### **4.3.1.5 Facilidad de Mantenimiento**

Se basa en la facilidad de mantenimiento que se le puede dar al equipo, dependerá de las características físicas del diseño y del material del cual esté fabricado. Una mayor valoración indica que el equipo posee una mayor facilidad de mantenimiento.

#### **4.3.1.6 Tamaño y peso**

Relación de cantidad de masa, relacionada con la facilidad de montaje y el área de trabajo que ocupa. Una mayor valoración indica que el equipo tiene menor peso y tamaño.

#### **4.3.1.7 Vida útil**

Este parámetro depende del proceso mediante el cual realiza la operación de trituración. Una mayor valoración indica que el equipo posee una mayor vida útil.

#### **4.3.1.8 Ruido**

Este parámetro es relativamente importante en el diseño, ya que dependerá del sistema que utilice el equipo y del lugar donde vaya a funcionar, este último determinado básicamente por el cliente.

#### 4.4 SELECCION DE LA ALTERNATIVA

A continuación se elegirá la alternativa más apropiada, de acuerdo a los parámetros anteriormente señalados.

Tabla 4.1 Selección de la alternativa de acuerdo a los parámetros citados

| PARÁMETROS                   | IDEAL        | ALTERNATIVAS |           |           |           |
|------------------------------|--------------|--------------|-----------|-----------|-----------|
|                              |              | 1            | 2         | 3         | 4         |
| Homogeneidad de la partícula | 9/9          | 8            | 5         | 7         | 5         |
| Grado de contaminación       | 8/8          | 7            | 4         | 5         | 6         |
| Facilidad de montaje         | 6/6          | 4            | 5         | 4         | 5         |
| Costo                        | 10/10        | 9            | 7         | 7         | 8         |
| Facilidad de mantenimiento   | 7/7          | 5            | 5         | 6         | 4         |
| Tamaño y peso                | 4/4          | 2            | 3         | 3         | 1         |
| Vida útil                    | 9/9          | 8            | 4         | 5         | 5         |
| Ruido                        | 4/4          | 3            | 2         | 2         | 1         |
| <b>TOTAL</b>                 | <b>57/57</b> | <b>46</b>    | <b>35</b> | <b>39</b> | <b>35</b> |

Por tanto la alternativa 1, "Molino de Rodillos", es la que mejor se adapta a los parámetros de diseño.

## 4.5 DISEÑO

### 4.5.1 DISEÑO DE RODILLOS

#### 4.5.1.1 NUMERO DE RODILLOS

Considerando que las partículas de cacao alimentadas tienen un diámetro medio aproximado de 600  $\mu$  y que se desea obtener un tamaño de partícula entre 100 y 240  $\mu$ , y que el cacao puede reducir su tamaño hasta 1.7 veces se establece que se deben realizar dos reducciones de tamaño para lo cual se necesitan tres rodillos, cuya distribución será de forma horizontal, por facilidad para la construcción.

#### 4.5.1.2 DIAMETRO DE RODILLOS

Los rodillos deben tener un diámetro mínimo requerido para arrastrar y triturar las partículas de cacao.

En el caso límite de que las partículas sean arrastradas por fricción, donde  $\mu$  entre el acero y el cacao es 0,051 y reemplazando en la ecuación 2.3 se tiene que:

$$A = 2 \cdot \tan^{-1} \mu$$

$$A = 2 \cdot \tan^{-1} 0,051$$

$$A = 5,839^\circ$$

Que es el ángulo de separación entre los rodillos.

Despejando  $D_r$  de la ecuación 2.2 y utilizando un diámetro medio de las partículas finales de 420 $\mu$  y reemplazando el valor del ángulo de separación tenemos:

$$D_r = \frac{D_i \cdot \cos\left(\frac{A}{2}\right) - D_f}{1 - \cos\left(\frac{A}{2}\right)}$$

$$D_r = 138 \text{ mm}$$

#### 4.5.1.3 LONGITUD DE LOS RODILLOS

Despejando y reemplazando los siguientes datos en la ecuación 2.4 se obtiene la longitud mínima de los rodillos:

$$Q = 25 \text{ Kg / h}$$

$$D_r = 138 \text{ mm}$$

$$D_{f1} = 420 \mu \text{ y si}$$

$$N = 60 \text{ rpm}$$

$$l = 42,6 \text{ mm}$$

Para facilitar la construcción y considerando los posibles errores durante el momento del maquinado se establece una longitud de 180 mm.

#### 4.5.1.4 SUPERFICIE DE CONTACTO

El arco de contacto entre el chocolate y los rodillos se obtiene al reemplazar los respectivos valores en la ecuación 2.5

$$D_r = 138 \text{ mm}$$

$$A = 0.102$$

De acuerdo a los datos se obtiene que la longitud de arco de contacto es 3,519 mm

#### 4.5.1.5 CARGAS EN LOS RODILLOS

Las cargas que se producen en los rodillos dependen directamente de la resistencia a la compresión y corte entre las partículas de cacao y la superficie de los mismos.

Estudios realizados indican que las partículas de cacao tienen un esfuerzo de compresión y corte promedios de 19,6 N/mm<sup>2</sup> y 1,47 N/mm<sup>2</sup> respectivamente<sup>20</sup>.

La acción que ejerce el chocolate sobre los rodillos es directamente proporcional a su longitud, por tanto se tienen que calcular los esfuerzos unitarios de compresión y corte.

Esfuerzo de compresión unitario:

$$q_c = \sigma_c \cdot \ell = 68.972 \frac{N}{mm}$$

Esfuerzo de corte unitario:

$$q_\tau = \sigma_\tau \cdot \ell = 5.168 \frac{N}{mm}$$

#### 4.5.1.6 DISEÑO ESTÁTICO

Realizando un diagrama de cuerpo libre y aplicando las condiciones de equilibrio en el plano X-Z se obtiene los siguientes resultados:

---

<sup>20</sup> T;

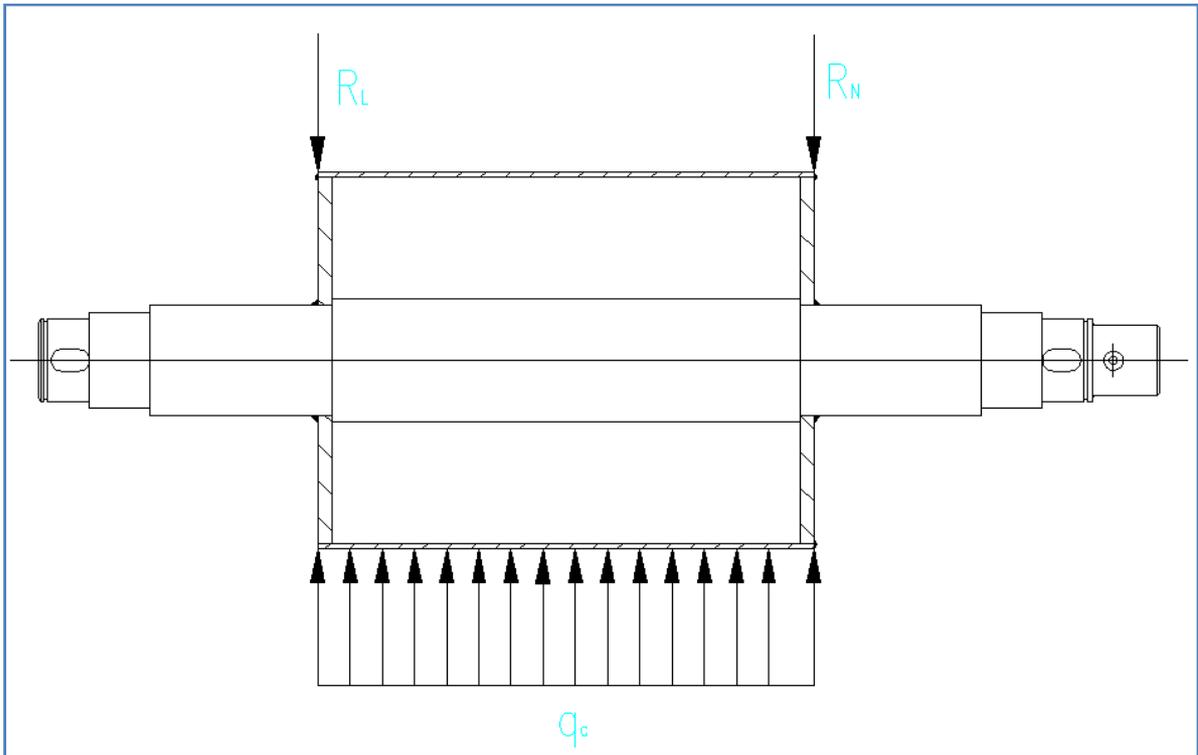


Figura 4.6 Reacciones en el plano X-Z

$$\sum F_x = 0$$

$$R_L = R_N = \frac{q_c \cdot l_{\text{rodillo}}}{2}$$

$$R_L = R_N = 620748 [N]$$

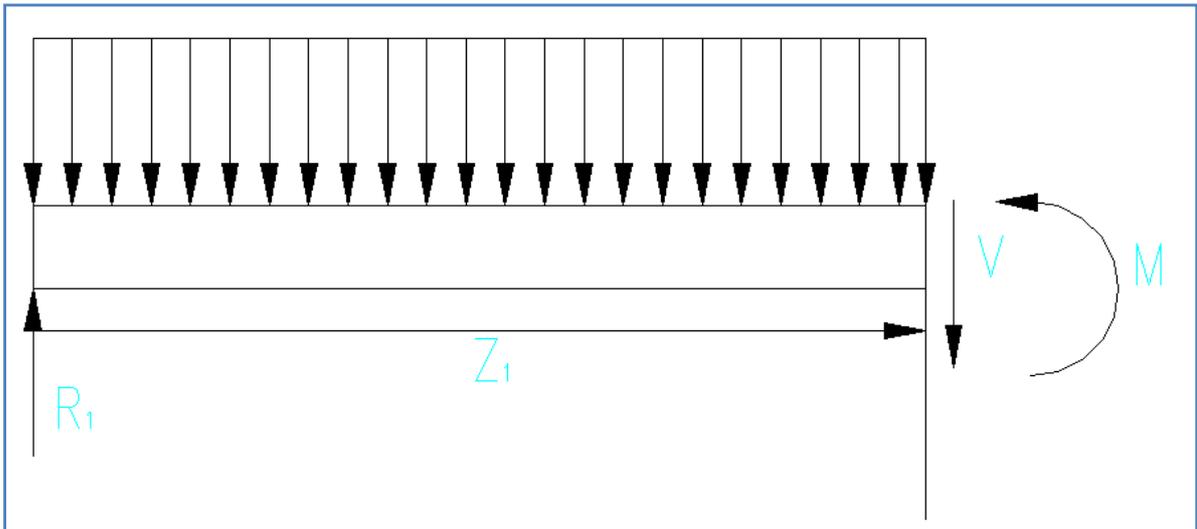


Figura 4.7 Cálculo de cortante y momento flector en plano X-Z

Cargas  $V_x(z)$

$$0 \leq z_1 \leq 180$$

$$V_x(z_1) = R_1 - q_c \cdot z_1$$

$$V_x(0) = 6207.48 \text{ [N]}$$

$$V_x(180) = -6207.48 \text{ [N]}$$

Momento flector  $M_{fx}(z)$ :

$$0 \leq z_1 \leq 180$$

$$M_{fx}(z_1) = R_1 \cdot z_1 - \frac{q_c \cdot z_1^2}{2}$$

$$M_{fx}(0) = 0 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$M_{fx}(180) = 0 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$M_{fx_{\max}}(90) = 279336.6 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

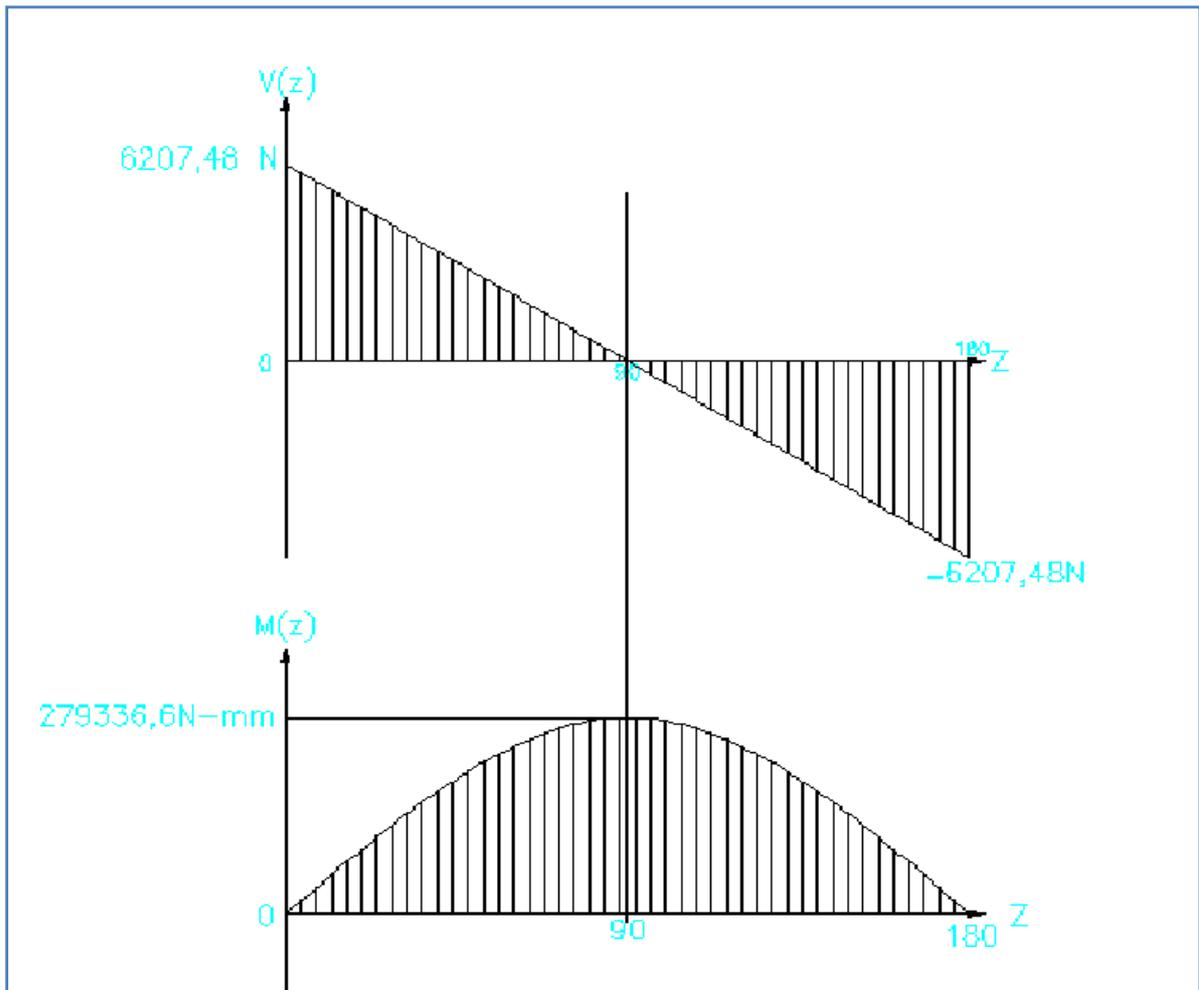


Figura 4.8 Diagrama de cortante y momento flector en plano X-Z

En el plano X-Y se tiene:

$$F_{roz} = \mu_{est} \cdot (q_x \cdot l_{rodillo})$$

$$F_{roz} = 63316 [N]$$

$$T = F_{roz} \cdot r$$

$$T = 43688.04 [N - mm]$$

Ahora se calcula los esfuerzos a los que está sometida la cubierta de rodillo de 2 mm de espesor:

$$\tau_{xy} = \frac{T \cdot r}{J}$$

$$\sigma_x = \frac{M f x_{\max} \cdot c}{I}$$

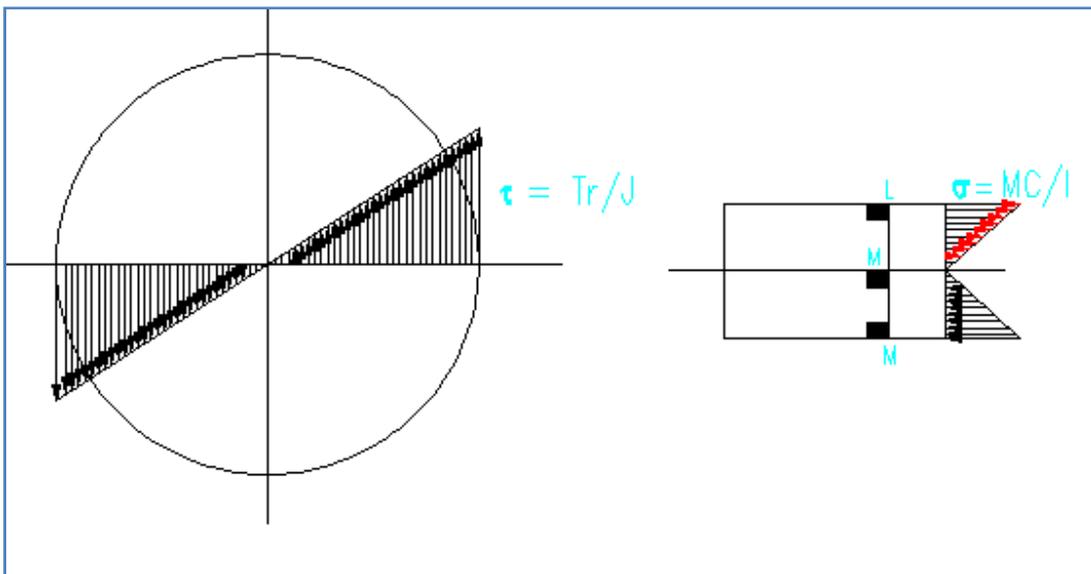


Figura 4.9 Diagrama de momento torsor

De donde:

$$Mfx_{\max} = 2793366 [N - mm]$$

$$c = \frac{D_r}{2} = 69 [mm]$$

$$I = \frac{\pi}{64} (D_r^4 - d_i^4) = 1976061.78 [mm^4]$$

Entonces:

$$\sigma_x = 9.75 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

Para  $\tau_{xy}$  :

$$T = 43688.04 [N - mm]$$

$$r = 69 [mm]$$

$$J = \frac{\pi}{32} (D_r^4 - d_i^4) = 3952123.56 [mm^4]$$

$$\tau_{xy} = 0.76 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

Se calcula los esfuerzos principales

$$\sigma_{A,B} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left( \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_A = 9.8 [MPa]$$

$$\sigma_B = -0.058 [MPa]$$

Aplicando la Teoría de la Energía de Distorsión se calcula:

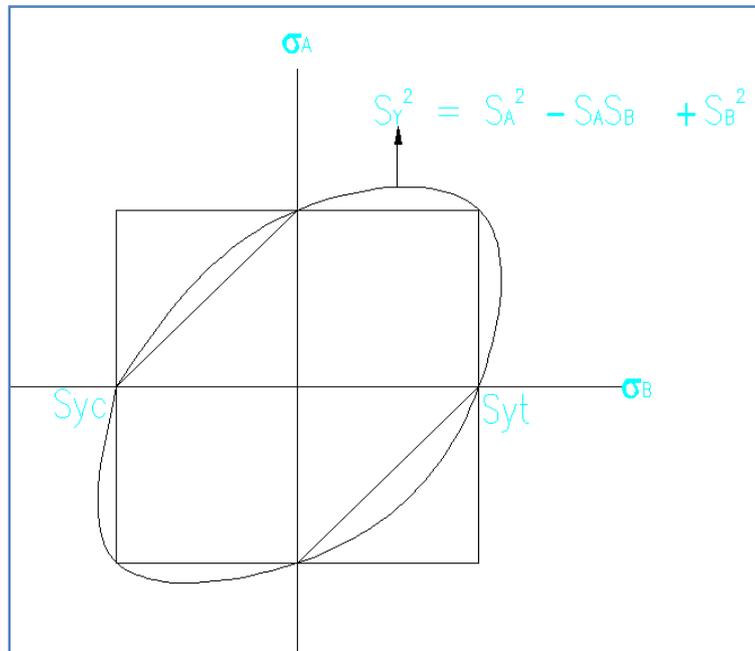


Figura 4.10 Diagrama de la Teoría de Distorsión

$$S_y^2 = S_A^2 - S_A S_B + S_B^2$$

Como  $\sigma_B \approx 0$  entonces:

$$S_y^2 = S_A^2$$

La plancha de acero inoxidable 304 tiene una resistencia a la fluencia de:

$$S_y = 175,69 \text{ [MPa]}$$

Entonces el factor de seguridad es de:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_A} = 17.92$$

#### 4.5.1.7 DISEÑO DINAMICO

El acero inoxidable tiene un  $S_{ut} = 47885 [MPa]$

$$S'_e = 0.5 \cdot S_{ut} = 239.43 [MPa]$$

Calculamos las constantes  $k$

$$a = 56.1 \quad y \quad b = -0.719$$

$$k_a = 1.092$$

$$k_b = 0.743$$

$$k_c = 0.5$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = 1$$

Utilizando la ecuación 2.7:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e$$

$$S_e = 97.13 [MPa]$$

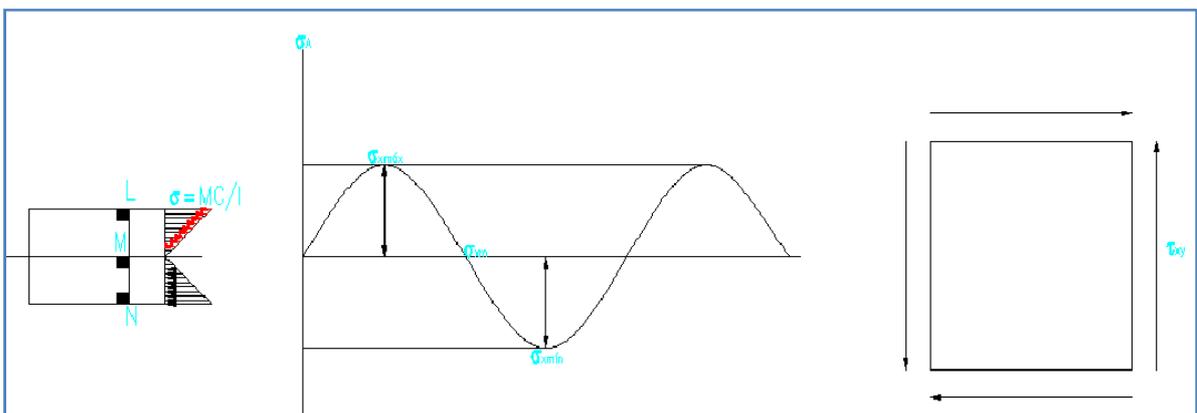


Figura 4.11 Esfuerzo medio

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_a = \sigma_{\max}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_m = 0$$

Del diagrama de Goodman modificado:

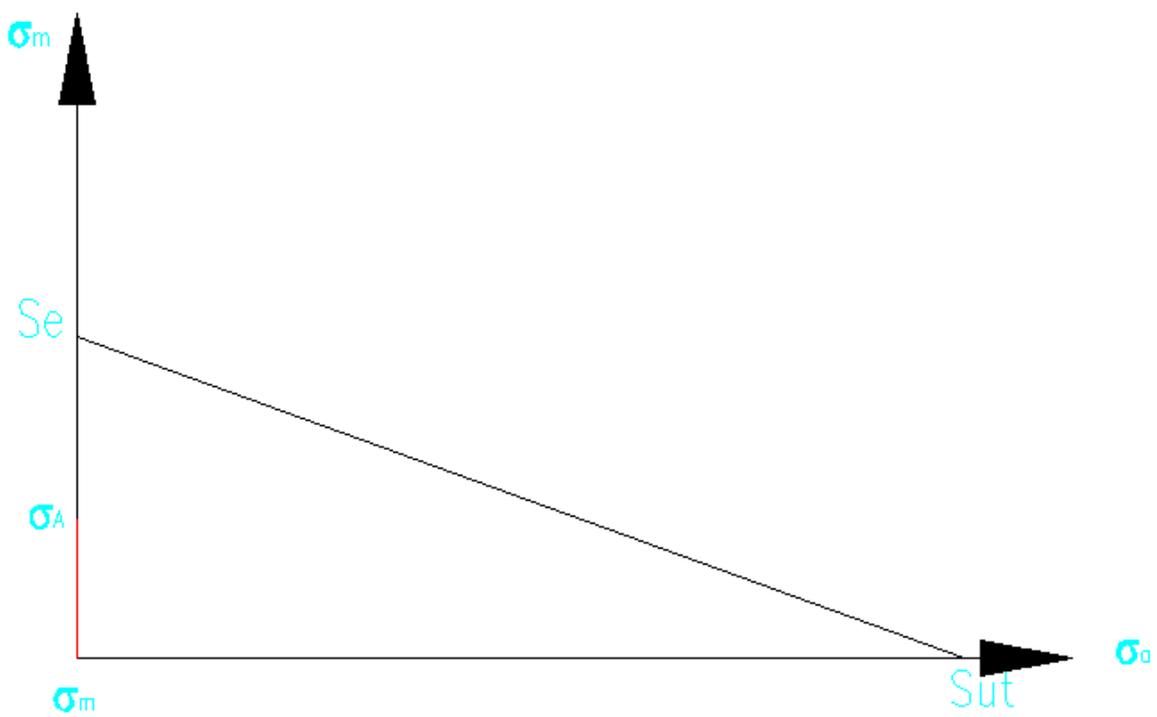


Figura 4.12 Diagrama de Goodman modificado

$$S = \sigma_{\max}$$

$$\eta = \frac{S_e}{\sigma_a} = 9.91$$

#### 4.5.2 CALCULO DE LA POTENCIA Y SELECCIÓN DEL MOTOR

Para el cálculo de la potencia se toma en cuenta los elementos que están en contacto que son los rodillos (compuestos por ejes, cilindros huecos y tapas); engranes y catalina.

##### 4.5.2.1 Inercia de los ejes:

Se considera los tres ejes macizos de diámetro  $d = 45$  mm y de diámetro 407 mm, con la densidad del acero  $\rho = 76$  N/mm<sup>3</sup> y  $g = 9.8$  m/s<sup>2</sup>; entonces:

$$I_{eje} = \frac{\pi d^4 \rho l}{32g}; \text{ son tres ejes.}$$

$$I_{eje} = 0,00012707 \text{ kg m}^2$$

La inercia de la tapa del rodillo para un espesor  $t = 5$  mm se calcula:

$$I_{tapa} = \frac{\pi \rho t (d_e^4 - d_i^4)}{32g}$$

Donde:

$t$  = espesor de la tapa.

$d_e$  = diámetro exterior de la tapa.

$d_i$  = diámetro interior de la tapa.

$$I_t = 0,000121763 \text{ kg mm}^2$$

Se calcula la inercia del cilindro hueco:

$$I_x = \frac{\pi \rho l}{32g} (d_e^2 - d_i^2)^2$$

$$I_x = 1,6222E-05 = \text{kg m}^2$$

Para el engrane grande de espesor  $t = 21$  mm y diámetro  $d = 200$  mm se calcula la inercia:

$$I_E = \frac{\pi \rho d^4 t}{32g}$$

$$I_E = 0,00255815 \text{ kg m}^2$$

Para el engrane pequeño de espesor  $t = 21$  mm y diámetro  $d = 105$  se tiene la inercia:

$$I_e = 0,00080942 \text{ kg m}^2$$

Se calcula la inercia de la catalina de masa  $m = 1$  kg y diámetro  $d = 96,26$  mm:

$$I_c = \frac{md^2}{8}$$

$$I_c = 0,00115839 \text{ kg m}^2$$

#### 4.5.2.2 CALCULO DE LA POTENCIA PARA EL RODILLO 1

$$W_1 = 60 \text{ RPM} = 6,28 \text{ rad/s}$$

$$\alpha_1 = 6,28 \text{ rad/s}^2$$

La inercia del rodillo 1 es:

$$I_{R1} = I_{eje} + 2 I_{tapa} + I_x + I_E$$

$$I_{R1} = 0,002944966 \text{ kg m}^2$$

$$T_1 = I_1 \alpha_1 = 0,01869636 \text{ Nm}$$

$$P_1 = T_1 W_1 = 0,11747269 \text{ Watts} = 0,00015972 \text{ HP}$$

#### 4.5.2.3 CALCULO DE LA POTENCIA PARA EL RODILLO 2

$$W_2 = 110 \text{ RPM} = 11,47 \text{ rad/s}$$

$$\alpha_2 = 11,47 \text{ rad/s}^2$$

La inercia del rodillo 2 es:

$$I_{R2} = I_{eje} + 2 I_{tapa} + I_x + I_E + I_e + I_c$$

$$I_{R2} = 0,00494343 \text{ kg m}^2$$

$$T_2 = I_2 \alpha_2 = 0,056719 \text{ Nm}$$

$$P_2 = T_2 W_2 = 0,65077224 \text{ Watts} = 0,0008848 \text{ HP}$$

#### 4.5.2.4 CALCULO DE LA POTENCIA PARA EL RODILLO 3

$$W_3 = 200 \text{ RPM} = 20,95 \text{ rad/s}$$

$$\alpha_3 = 20,95 \text{ rad/s}^2$$

La inercia del rodillo 3 es:

$$I_{R3} = I_{eje} + 2 I_{tapa} + I_x + I_e$$

$$I_{R3} = 0,00122688 \text{ kg m}^2$$

$$T_3 = I_3 \alpha_3 = 0,02570535 \text{ Nm}$$

$$P_3 = T_3 W_3 = 0,53857342 \text{ Watts} = 0,00073225 \text{ HP}$$

Sumando las potencias de los tres rodillos se tiene:

$$P_R = 0,00177677 \text{ HP}$$

La fuerza de rozamiento actúa sobre los dos extremos del rodillo; por lo que la potencia debida a la fuerza de rozamiento es:

$$P_{fr} = 2 fr \alpha$$

$$fr = 43,688 \text{ N}$$

La aceleración angular  $\alpha = W_f / t$ .

El tiempo promedio para estabilizar la velocidad de la máquina se estima está entre 1 y 2 segundos, por lo que se toma  $t = 1 \text{ s}$

$$W_f = 110 \text{ RPM} = 11,51 \text{ rad/s}$$

$$\alpha = 11,51 \text{ rad/s}^2$$

$$\text{Por lo tanto, } P_{fr} = 1002,51 \text{ Watts} = 1,36 \text{ HP}$$

Sumando las potencias resultantes, se obtiene la potencia necesaria para vencer la inercia de los elementos que interactúan.

$$P_{TOTAL} = P_{fr} + P_R = 1,367 \text{ HP}$$

Acorde con la realidad del país y el destino que va a tener el triturador, ya sea en una fábrica de alimentos o en la comunidad campesina, en donde se dispone de energía eléctrica de un voltaje de 110 V, se ha seleccionado un motor-reductor eléctrico con una potencia de  $1\frac{1}{2}$  HP y 117 RPM (ver anexo).

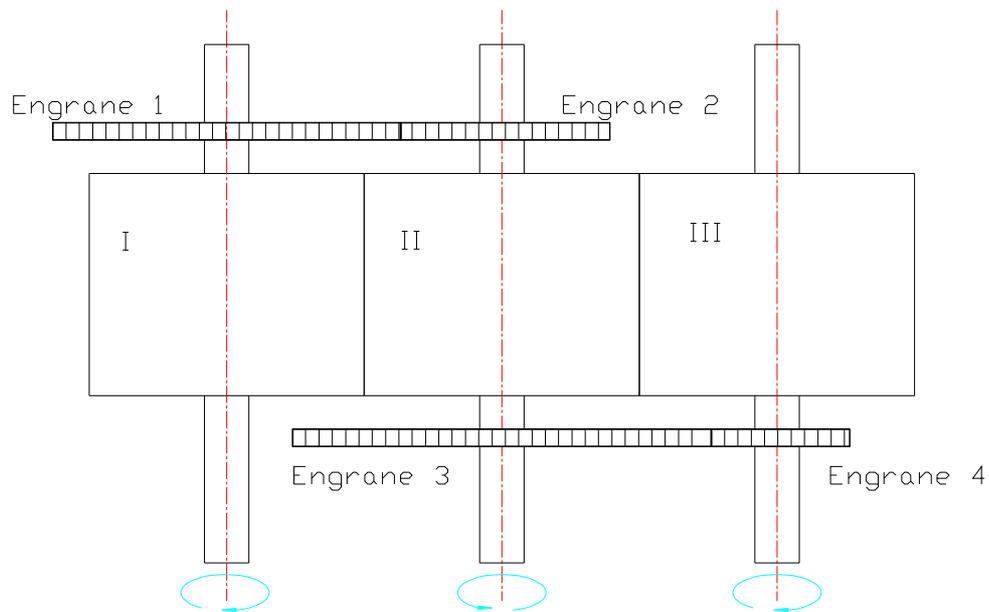
Para este motor-reductor se requiere de un factor de servicio  $f_s = 1,05$ ; por lo tanto:

$$P_{requerida} = P_{TOTAL} f_s$$

$$P_{requerida} = 1,435 \text{ HP}$$

### 4.5.3 ENGRANES

El sistema de transmisión está formado por cuatro engranes acoplados a los rodillos de la siguiente manera:



La cantidad de masa que ingresa al primer rodillo debe ser la misma que sale en el tercero, por lo tanto:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3$$

$$Q_1 = Q_2$$

$$Q_2 = Q_3$$

$$60 \cdot \pi \cdot N_1 \cdot D_r \cdot D_{f1} \cdot l = 60 \cdot \pi \cdot N_2 \cdot D_r \cdot D_{f2} \cdot l \quad 60 \cdot \pi \cdot N_2 \cdot D_r \cdot D_{f2} \cdot l = 60 \cdot \pi \cdot N_3 \cdot D_r \cdot D_{f3} \cdot l$$

$$N_1 \cdot D_{f1} = N_2 \cdot D_{f2}$$

$$N_2 \cdot D_{f2} = N_3 \cdot D_{f3}$$

$$\frac{D_{f1}}{D_{f2}} = \frac{N_2}{N_1}$$

$$\frac{D_{f2}}{D_{f3}} = \frac{N_3}{N_2}$$

$$RR_1 = R_{T1}$$

$$RR_2 = R_{T2}$$

Por lo cual la relación de transmisión entre los engranes es igual a la relación de reducción.

$$RR_1 = R_{T1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{D_{p1}}{D_{p2}}$$

$$RR_2 = R_{T2} = \frac{z_3}{z_4} = \frac{\omega_4}{\omega_{31}} = \frac{D_{p3}}{D_{p4}}$$

La distancia entre centros es 138 mm y asumiendo un paso diametral 6 para garantizar una transmisión continua y evitar el ruido excesivo se obtiene los siguientes datos:

| ENGRANE | z  | De     | Dp    | C   | h     | P |
|---------|----|--------|-------|-----|-------|---|
| 1       | 42 | 186.27 | 177.8 | 138 | 9.525 | 6 |
| 2       | 23 | 105.83 | 97.36 |     | 9.525 | 6 |
| 3       | 42 | 186.27 | 177.8 | 138 | 9.525 | 6 |
| 4       | 23 | 105.83 | 97.36 |     | 9.525 | 6 |

#### 4.5.3.1 CALCULO DE LOS ESFUERZOS EN LOS ENGRANES

Se tiene:

$$W_t = 0.664 \text{KN} = 149,4 \text{ lbf};$$

$$V = 110 \text{ rpm} = 100,35 \text{ pies / min};$$

$$F = 20 \text{mm} = 0,788 \text{ pulg};$$

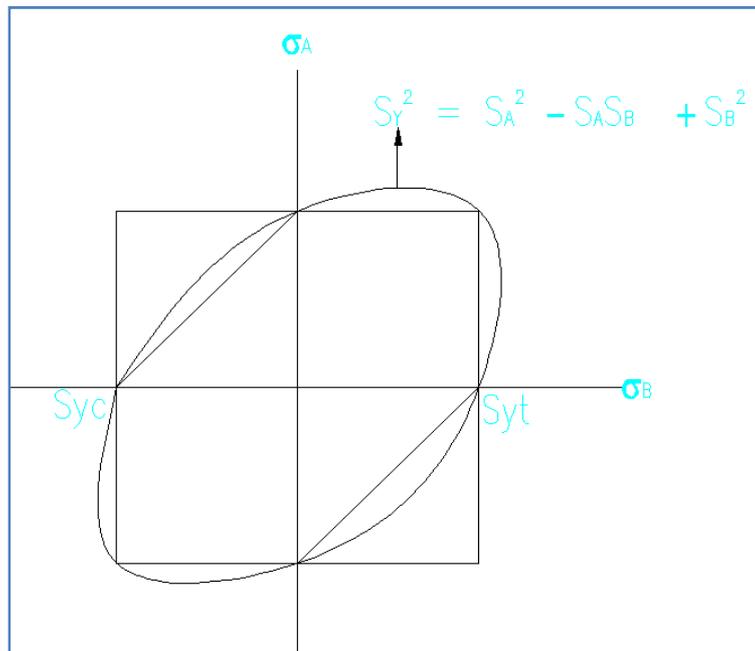
$$P = 6 \text{ dientes / pulg.}$$

$$S_Y = 65 \text{ Kg/mm}^2 = 637 \text{ MPa} \text{ Catálogo de IVAN BOHMAN CA}$$

#### 4.5.3.1.1 Diseño estático:

—

Aplicando la Teoría de la Energía de Distorsión se calcula:



$$S_y^2 = S_A^2 - S_A S_B + S_B^2$$

Como  $\sigma_B = 0$  entonces:

$$S_y^2 = S_A^2$$

Y se encuentra interpolando de la tabla 13 – 3 del Manual de Diseño Mecánico de Shigley, entre los valores para  $N = 22$  y  $N = 24$ .

$$Y = 0.32524$$

$$K_V = \frac{1200}{1200 + v} = \frac{1200}{1200 + 100.35} = 0.9228$$

$$\sigma = \frac{W_t P}{K_V F Y} = \frac{149,4 (6)}{0.9228 \times 0,788 \times 0.32524} = 3.79 \text{ kpsi} = 26.11 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{637}{26,1} = 24,39$$

#### 4.5.3.1.2 Diseño dinámico

$S_{ut} = 100 \text{ kg/mm}^2 = 143,162 \text{ kpsi}$  Catálogo de IVAN BOHMAN CA

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e$$

$$S'_e = 0.5 S_{ut} = 71,581 \text{ kpsi}$$

$K_a = 0,68$  figura 13 – 25 del Manual de Diseño Mecánico de Shigley.

$K_b = 0,925$  tabla 13 – 9 del Manual de Diseño Mecánico de Shigley.

$K_c = 0.8$  para una confiabilidad del 99%. Tabla 13 – 10 del Manual de Diseño Mecánico de Shigley.

$K_d = 1$  temperatura menor de  $450^\circ\text{C}$ .

$K_e = 1$

$K_f = 1,33$  de la tabla 13 -11 del Manual de Diseño Mecánico de Shigley.

$$S_e = 0,68 \times 0,95 \times 0,8 \times 71,581 = 47,906 \text{ kpsi}$$

En la tabla 13 – 5 con  $N_2 = 23$  y  $N_3 = 42$  y los valores de  $N = 22$ ,  $N=24$  y  $N=35$ ,  $N=50$  e interpolando se obtiene  $J = 0.37127$

$$\sigma = \frac{W_t \cdot P}{K_V F \cdot J}$$

$$\sigma = \frac{149,4 \times 6}{0,9228 \times 0,37127 \times 0,788} = 3320,3 \frac{lb}{pulg} = 3,32 \text{ kpsi}$$

$$n_G = S_e / \sigma = 14,43$$

De la tabla 13 – 12 del Manual de Diseño Mecánico de Shigley se obtiene  $K_0 = 1,25$  porque el impulso de la máquina es uniforme con choques moderados.

$K_m = 2,2$  Tabla 13 -13 del Manual de Diseño Mecánico de Shigley.

$$n = \frac{n_G}{K_0 K_m} = 5,24$$

Según el catálogo de IVAN BOHMAN CA  $H_B = 300$ , por lo tanto:

$$S_C = 0,4 H_B - 10 \text{ kpsi} = 110 \text{ kpsi}$$

Para  $10^8$  ciclos  $C_L = 1$ . Tabla 13 -15 del Manual de Diseño Mecánico de Shigley.

De la tabla 13 – 15 del Manual de Diseño Mecánico de Shigley se tiene  $C_R = 0,8$  para una confiabilidad del 99%.

$C_T = C_H = 1$  porque la temperatura es menor a  $250^\circ\text{F}$ .

$$S_H = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_C = 137,5 \text{ kpsi}$$

$$m_G = \frac{d_P}{d_G} = 1,026$$

$$I = \frac{\cos \emptyset \sin \emptyset}{2} \frac{m_G}{m_G + 1} = 0,08137$$

$C_P = 2300$  de la tabla 13 – 14 del Manual de Diseño Mecánico de Shigley.

$$C_V = K_V = 0.9228$$

$$S_H = C_P \sqrt{\frac{W_{t,p}}{C_V F d_p I}}$$

Despejando la carga tangencial permisible  $W_{t,p}$  se tiene:

$$W_{t,p} = 809,98 \text{ lb}$$

$$n_G = \frac{W_{t,p}}{W_t} = 5,42$$

Donde;  $n_G = C_0 C_m n$ ; despejando  $n = 1,97$

#### 4.5.4 SELECCIÓN DE LAS CATALINAS Y CADENA

Una vez seleccionado el motor y las revoluciones por minuto del mismo se procede a la elección de las catalinas, utilizando el catálogo de Martin se encuentra:

Clasificación de servicio: carga pesada

Factor de servicio para un motor-reductor eléctrico: 1.05

HP de diseño:  $1 \times (1.5) = 1.5\text{HP}$

Con el número de revoluciones del piñón y HP de diseño en la tabla E – 184 se selecciona el número de dientes mínimo del piñón y el tipo de cadena:

$N_P = 18$

Cadena ANSI  $N_0 40$

De la tabla de relaciones, conociendo que  $i = 1,067$ , se escoge la rueda conducida:

$N_G = 19$

Para el diseño de esta máquina se utilizará una rueda dentada 50B18 y 50B19.

En la selección de la cadena se conoce que la distancia entre centros es de 258 mm y se utiliza 51 eslabones de paso 5/8".

#### DATOS

$\text{RPM}_{\text{motor salida}} = 127$

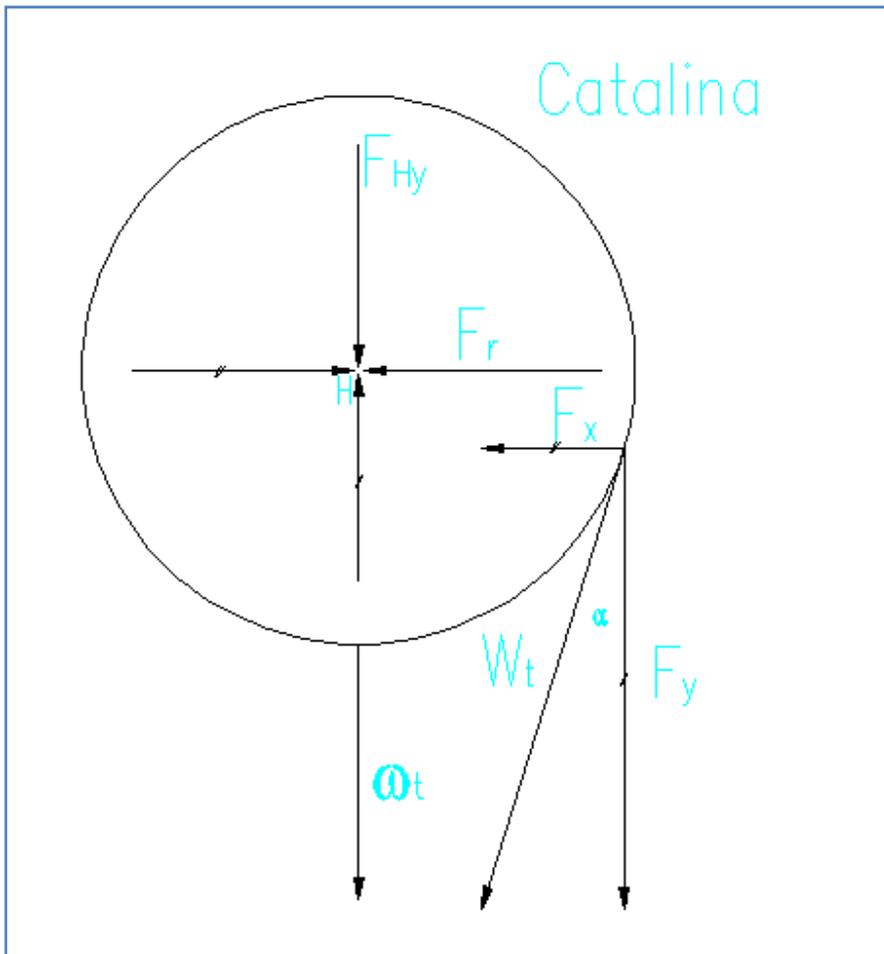
$H = 0,5 \text{ HP} = 0,3725 \text{ kW}$

Del catálogo LESSON pag. 126

$\text{RPM}_{\text{eje}} = 109,565$

Horas de trabajo/día = 8

#### 4.5.5 ANALISIS DE FUERZAS EN LA CATALINA



$$V_{cad} = \frac{N p n}{12} = 109,641 \frac{pies}{min}$$

La fuerza tangencial  $\omega_t$  se calcula con la ecuación:

$$W_t = \frac{H \times 33000}{V_{cad}} = 2,009 \text{ kN}$$

Aplicando la sumatoria de fuerzas e igualando a cero, se tiene:

$$F_{Hy} = F_y + W_{catalina},$$

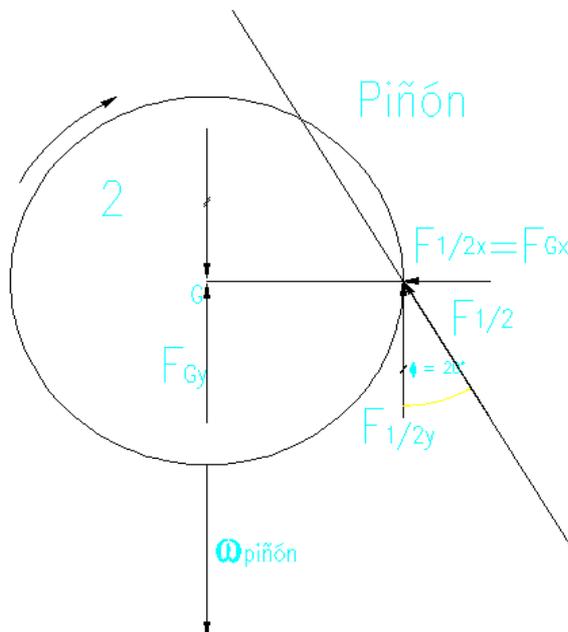
El peso de la catalina elegido del Catálogo de Martin pag. E – 34es:

$\omega_{catalina} = 0,01 \text{ kN}$ ; entonces,

$$F_y = W_t \cos 0,561^\circ = 2,009 \text{ kN}; \text{ Por lo tanto } F_{Hy} = 2,019 \text{ kN}$$

$$F_{Hx} = W_t \sin 0,561^\circ = 0,020 \text{ kN}$$

#### 4.5.6 ANALISIS DE FUERZAS EN EL PIÑÓN



#### DATOS

$$\square = 110 \text{ RPM}$$

$$H = 1,1175 \text{ kW}$$

$$N = 23 \text{ dientes}$$

$$P = 6 \text{ dientes/pulg}$$

$$d_p = 97,367 \text{ mm}$$

$$\omega_{\text{piñón}} = 1,36 \text{ Kg} = 0,013 \text{ kN}$$

Aplicando la sumatoria de fuerzas e igualando a cero, se tiene:

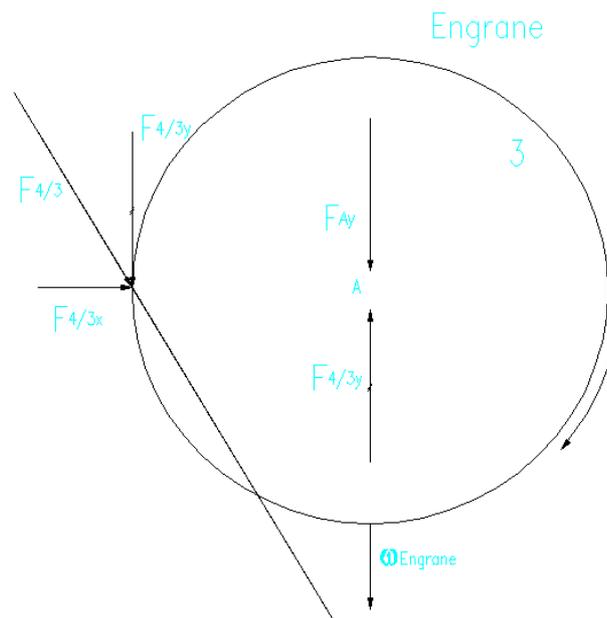
$$F_{Gy} = F_{1/2y} - \omega_{\text{piñón}} = 1,968 \text{ kN} ; \text{ entonces,}$$

$$F_{1/2y} = \frac{60 \times 10^3 \times H}{\pi \times d_p \times \square} = 1,978 \text{ kN}$$

$$\tan \phi = \frac{F_{1/2x}}{F_{1/2y}} ; \text{ entonces, } F_{1/2x} = 0,720 \text{ kN}$$

$$F_{Gx} = 0,240 \text{ kN}$$

#### 4.5.7 ANALISIS DE FUERZAS EN EL ENGRANE



#### DATOS

$$\square = 110 \text{ RPM}$$

$$H = 1,11795 \text{ kW}$$

$$N = 42 \text{ dientes}$$

$$P = 6 \text{ dientes/pulg}$$

$$d_p = 177,8 \text{ mm}$$

$$\omega_{\text{engrane}} = 0,036 \text{ kN}$$

$$F_{4/3y} = \frac{60 \times 10^3 \times H}{\pi \times d_p \times \square} = 1,083 \text{ kN}$$

Aplicando la sumatoria de fuerzas e igualando a cero, se tiene:

$$F_{Ay} = F_{4/3y} + \omega_{\text{engrane}} = 1,119 \text{ kN} ; \text{ entonces,}$$

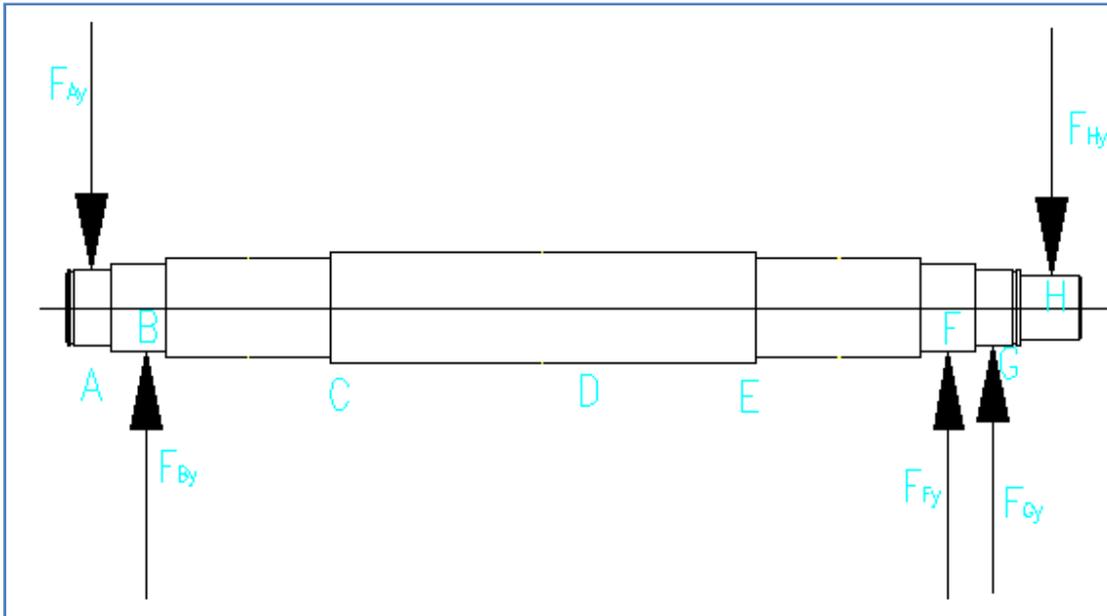
$$\tan \phi = \frac{F_{4/3x}}{F_{4/3y}} ; \text{ entonces, } F_{4/3x} = 0,394 \text{ kN}$$

$$F_{Ax} = 0,394 \text{ kN}$$

#### 4.5.8 DISEÑO DEL EJE CENTRAL

$$\omega_{\text{eje}} = 45 \text{ kg / mm} = 18,405 \text{ kg} = 0,180 \text{ kN}$$

Realizando un diagrama de cuerpo libre y aplicando las condiciones de equilibrio en el plano Y-Z se obtiene los siguientes resultados:



$$\sum F_y = 0$$

$$F_{By} + F_{Fy} = 1,17$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{Fy} = 0,129 \text{ kN} ; \text{ entonces,}$$

$$F_{By} = 1,041 \text{ kN}$$

$$0 \leq Z_1 \leq 22$$

$$V_y(22) = 1,119 \text{ kN}$$

$$M_{fy}(0) = 0$$

$$M_{fy}(22) = 24,618 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$22 \leq Z_2 \leq 340$$

$$V_y(340) = 0,073 \text{ kN}$$

$$M_{fy}(22) = 24,618 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$M_{fy}(340) = 49,922 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$340 \leq Z_3 \leq 361$$

$$V_y(340) = -0,051 \text{ kN}$$

$$M_{fy}(181) = 49,422 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$M_{fy}(340) = 48,351 \text{ kN} - \text{mm}$$

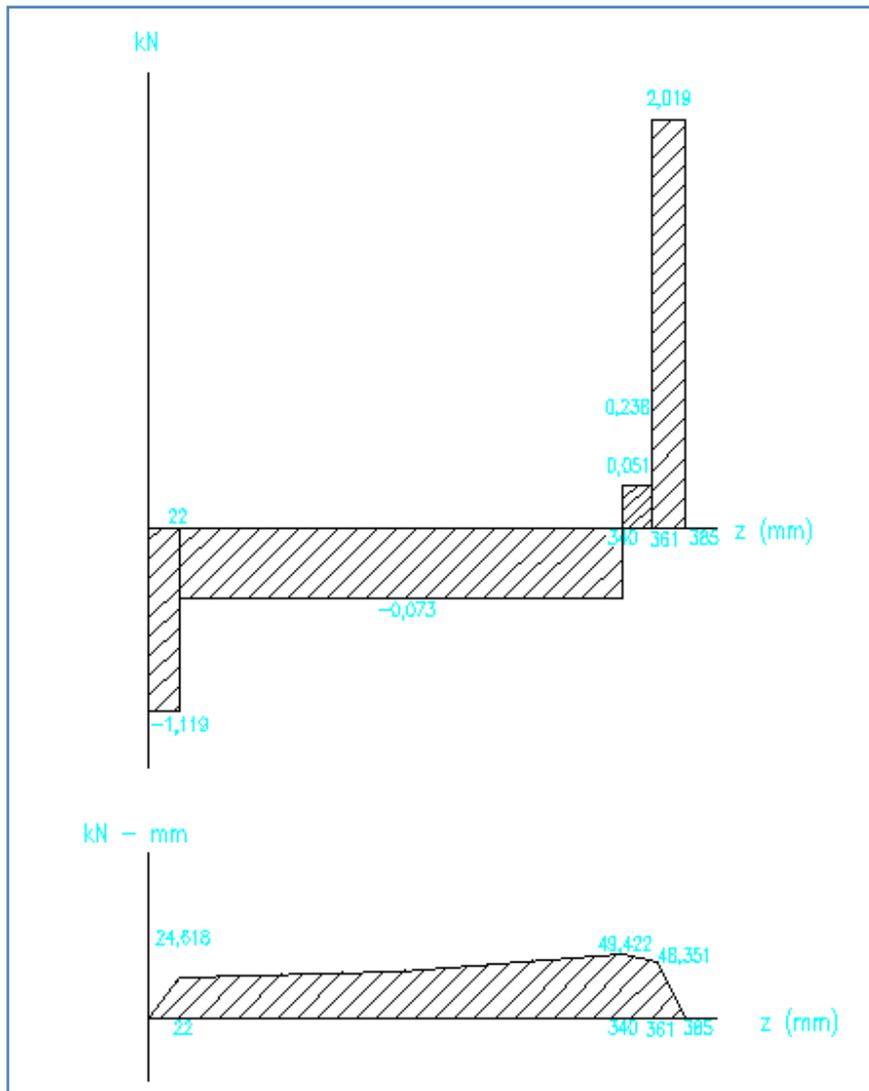
$$361 \leq Z_4 \leq 385$$

$$V_y(361) = 2,019 \text{ kN}$$

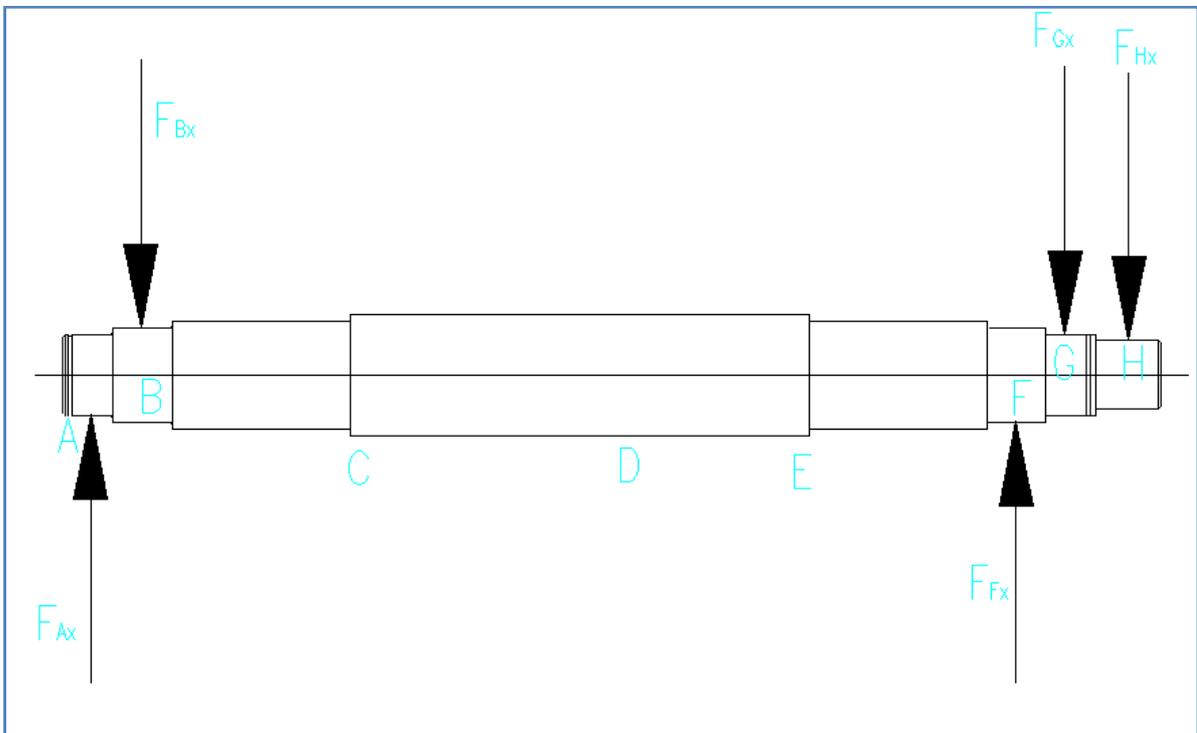
$$M_{fy}(340) = 48,351 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$M_{fy}(361) = 0,105 \text{ kN} - \text{mm}$$

## **DIAGRAMA DEL CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR**



Realizando un diagrama de cuerpo libre y aplicando las condiciones de equilibrio en el plano X-Z se obtiene los siguientes resultados:



$$\sum F_x = 0$$

$$F_{Bx} - F_{Fy} = 0,115$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{Fx} = 0,273 \text{ kN} ; \text{ entonces,}$$

$$F_{Bx} = 0,158 \text{ kN}$$

$$0 \leq Z_1 \leq 22$$

$$V_y(22) = 0,132 \text{ kN}$$

$$M_{fy}(0) = 0$$

$$M_{fy}(22) = -29,04 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$22 \leq Z_2 \leq 340$$

$$V_y(340) = -0,026 \text{ kN}$$

$$M_{fy}(22) = -29,04 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$M_{fy}(340) = 5,364 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$H \leq Z_3 \leq G$$

$$V_y(24) = 0,007 \text{ kN}$$

$$M_{fy}(0) = 0$$

$$M_{fy}(24) = 0,168 \text{ kN} - \text{mm}$$

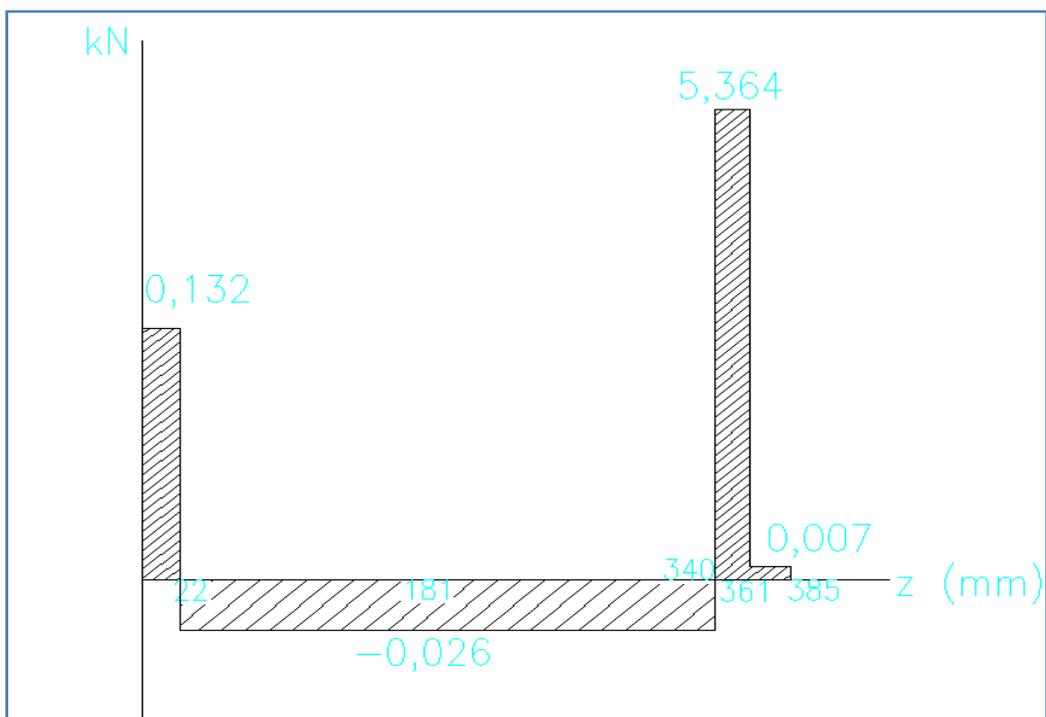
$$G \leq Z_4 \leq F$$

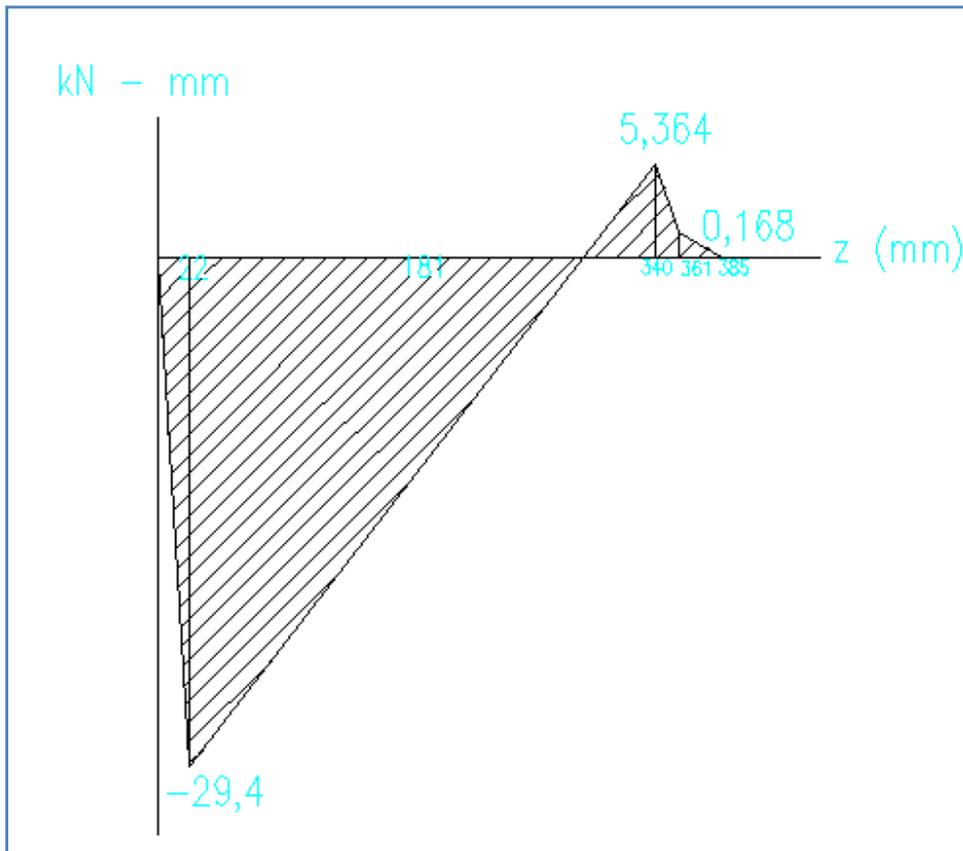
$$V_y(F) = 0,247 \text{ kN}$$

$$M_{fy}(24) = 0,168 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$M_{fy}(F) = 5,364 \text{ kN} - \text{mm}$$

### DIAGRAMA DEL CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR





El punto crítico se encuentra en F ó en B.

$$\text{En F} \quad M_F = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fx}^2} = 26,788 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$\text{En B} \quad M_B = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fx}^2} = 30,33 \text{ kN} - \text{mm}$$

El mayor momento flector se encuentra en el punto B, por lo que es el punto crítico.

Para el eje se utiliza el acero 709 del catálogo de BOHELER pag 71.

$$S_y = 750 \text{ N/mm}^2 = 235 \text{ Mpa.}$$

$$M_B = 30,33 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$S_{ut} = 110 \text{ N/mm}^2 = 1,1 \text{ GPa}$$

Se supone un factor de seguridad de  $\square = 2$

$$W_t = \frac{60 \times 10^3 \times P}{\pi \times \frac{r}{2} \times \square} \Rightarrow W_t r = T = 128,764 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times \square}{\pi \times S_y} \left( M^3 + \frac{3}{4} T^2 \right)^2}$$

$$d_3 = 14,47 \text{ mm}$$

#### 4.5.8.1 Diseño dinámico del eje central

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S'_e = 0,5 S_{ut} = 550 \text{ N/mm}^2$$

$k_a = 0,68$  elemento maquinado y 1,1 GPa (pag. 308)

$$k_b = 1,189 d^{-0,097} = 0,917; \text{ para } d = 14,47$$

$k_c = 1$  para una confiabilidad del 50%

$$k_d = 1$$

Para el punto B:

$$\frac{D}{d} = \frac{40}{35} = 1,143$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1}{35} = 0,029$$

De la figura A26 – 9 Pag. 886 del Manual de Diseño Mecánico, se obtiene:

$$k_t = 2,6$$

Luego de la figura 7 – 18, con  $S_{ut}$  y  $r = 1$  se obtiene  $q = 0,86$

Por lo tanto,

$$k_f = 1 + q (k_t - 1) = 2,376$$

$$k_e = \frac{1}{k_f} = 0,421$$

Entonces,  $S_e = 144,385 \text{ N/mm}^2$

Aplicando la ecuación de Soderberg y la teoría de la energía de distorsión, se obtiene  $d$  para un factor de seguridad de 2.

$$d = \sqrt[3]{\sqrt{\left(\frac{T}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M}{S_e}\right)^2} \frac{48 \square}{\pi}}$$

$$d = 20,13 \text{ mm}$$

Se corrige el factor de tamaño  $k_b$  de la ecuación  $k_b = 1,189 d^{-0,097}$

$K_b = 0,888$ , por lo tanto:

$$S_e = 139,82 \text{ N/mm}^2$$

#### 4.5.9 DISEÑO DEL EJE LATERAL

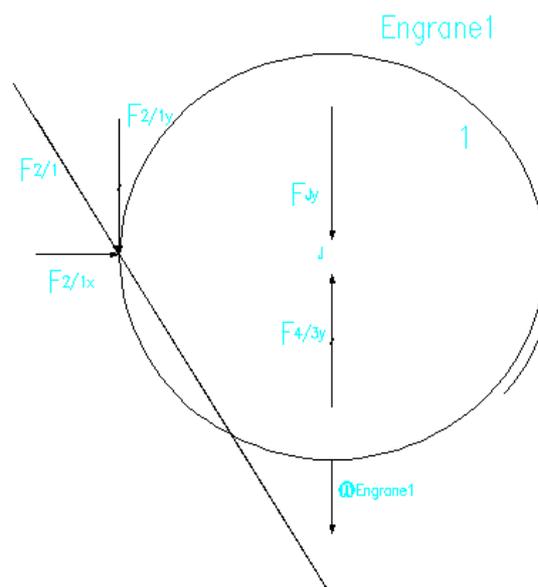
ENGRANE 1

$$N = 42$$

$$P = 6$$

$$F_{Jy} = F_{2/1y} + \omega_{engrane1}$$

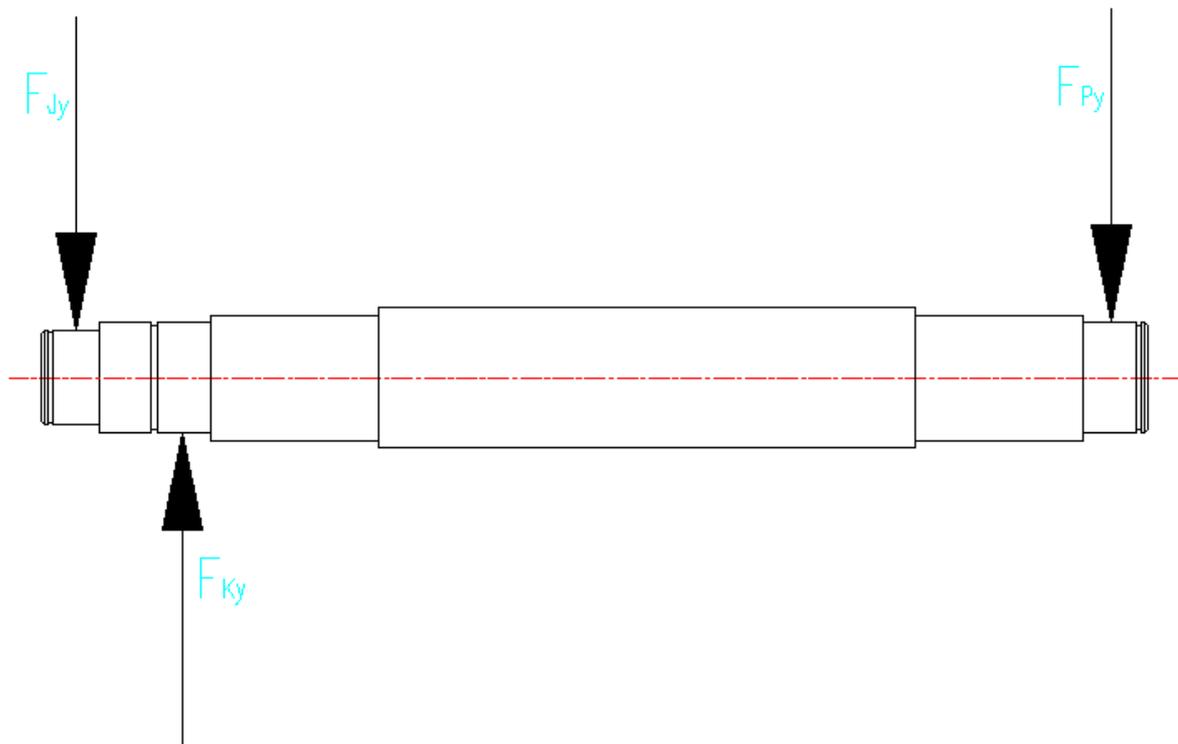
$$F_{Jy} = 0,697 \text{ kN}$$



#### 4.5.9.1 ANALISIS DE FUERZAS EN EL EJE LATERAL

$$\omega_{\text{eje}} = 0,043 \text{ kN}$$

Realizando un diagrama de cuerpo libre y aplicando las condiciones de equilibrio en el plano Y-Z se obtiene los siguientes resultados:



$$\sum F_y = 0$$

$$F_{Ky} - F_{Py} = 2,014$$

$$\sum M_K = 0$$

$$F_{Py} = 0,232 \text{ kN} ; \text{ entonces,}$$

$$F_{Ky} = 2,246 \text{ kN}$$

$$0 \leq Z_1 \leq 34$$

$$V_y(34) = -2,014 \text{ kN}$$

$$M_{fy}(0) = 0$$

$$M_{fy}(34) = 68,476 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$34 \leq Z_2 \leq 328$$

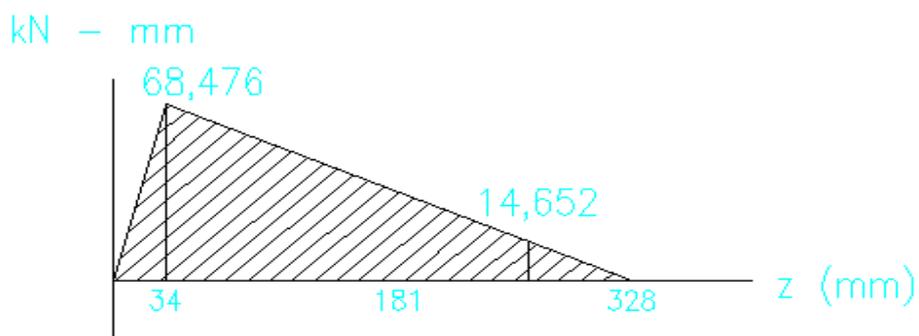
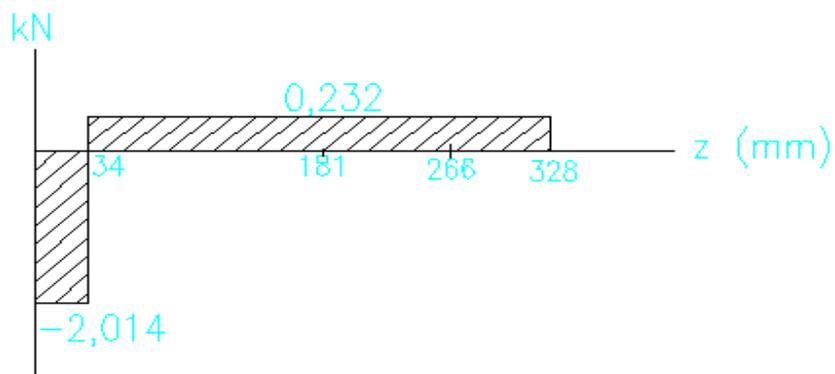
$$V_y(328) = 0,232 \text{ kN}$$

$$M_{fy}(34) = 68,476 \text{ kN} - \text{mm}$$

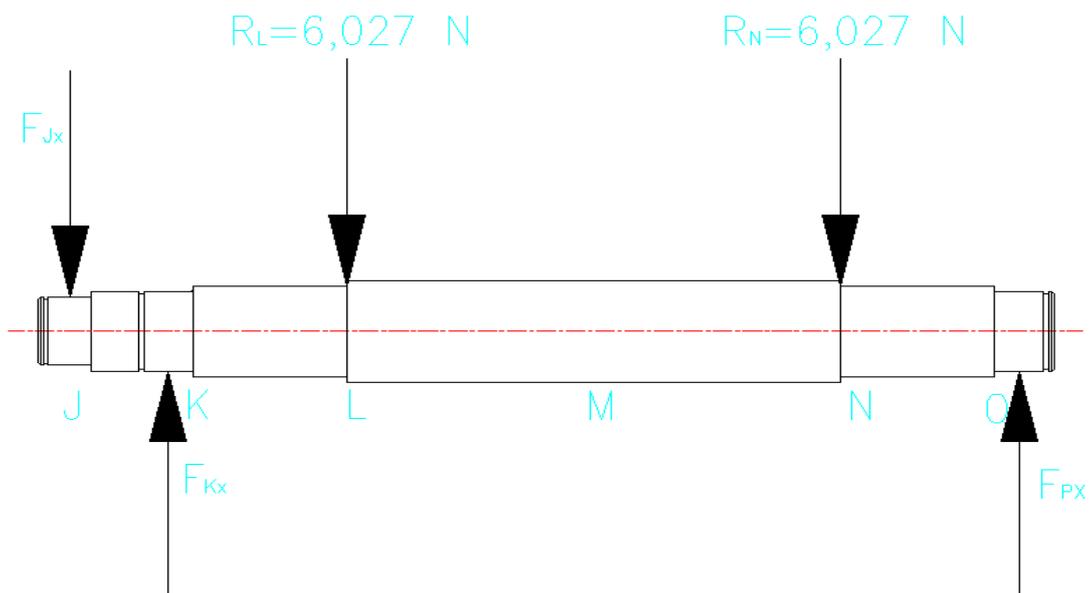
$$M_{fy}(328) = 0,268 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$M_{fy}(266) = 14,652 \text{ kN} - \text{mm}$$

### DIAGRAMA DEL CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR



Realizando un diagrama de cuerpo libre y aplicando las condiciones de equilibrio en el plano X-Z se obtiene los siguientes resultados:



$$\sum F_x = 0$$

$$F_{Kx} - F_{Px} = 13,134$$

$$\sum M_K = 0$$

$$F_{Px} = 6,124 \text{ kN}; \text{ entonces,}$$

$$F_{Kx} = 7,0 \text{ kN}$$

$$0 \leq Z_1 \leq 34$$

$$V_x(34) = -0,720 \text{ kN}$$

$$M_{fx}(0) = 0$$

$$M_{fx}(34) = 24,48 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$34 \leq Z_2 \leq 96$$

$$V_x(96) = 6,29 \text{ kN}$$

$$M_{fx}(34) = 24,48 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$M_{fx}(96) = -365,5 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$96 \leq Z_3 \leq 266$$

$$V_x(266) = 0,083 \text{ kN}$$

$$M_{fx}(96) = -365,5 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$M_{fy}(266) = -379,61 \text{ kN} - \text{mm}$$

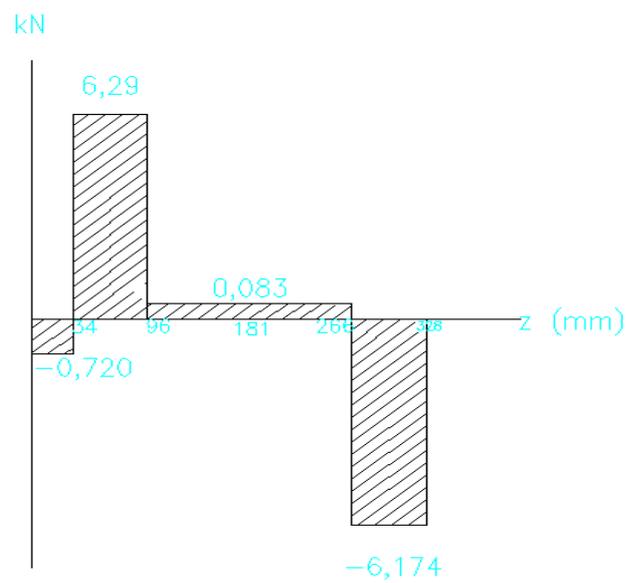
$$266 \leq Z_4 \leq 328$$

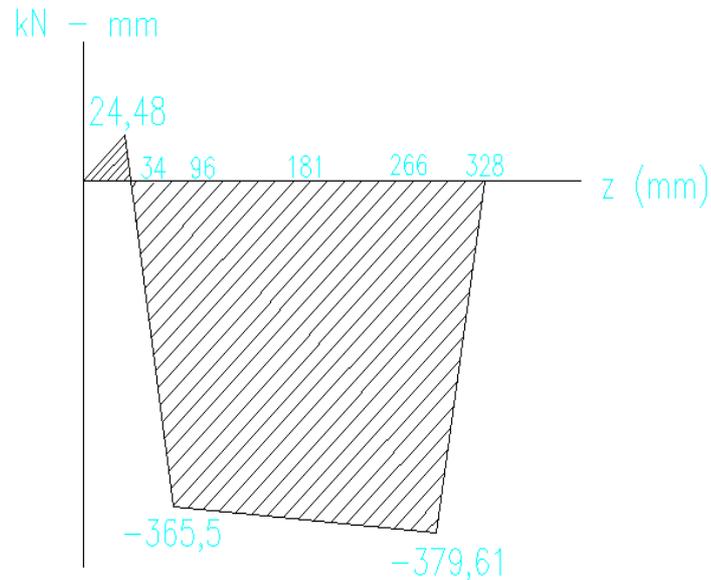
$$V_y(328) = 6,124 \text{ kN}$$

$$M_{fx}(266) = -379,61 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$M_{fy}(328) = 0 \text{ kN} - \text{mm}$$

### DIAGRAMA DEL CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR





El punto crítico se encuentra en K y L.

$$\text{En K} \quad M_K = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fx}^2} = 72,72 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$\text{En L} \quad M_N = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fx}^2} = 379,893 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$T = F_t r = \frac{2 * 60000 * H}{\pi \square}$$

$$T = 703,45 \text{ kN} - \text{mm}$$

El mayor momento flector se encuentra en el punto N, por lo que es el punto crítico.

Para el eje se utiliza el acero 709 del catálogo de BOEHLER pag 71.

$$S_y = 750 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{ut} = 1100 \text{ N/mm}^2$$

Se supone un factor de seguridad de  $\square = 2$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times n}{\pi \times S_y} (M^2 + \frac{3}{4} T^2)^{1/2}}$$

$$d = 26,149 \text{ mm}$$

#### 4.5.9.2 Diseño dinámico del eje lateral

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S'_e = 0,5 S_{ut} = 550 \text{ N/mm}^2$$

$k_a = 0,68$  elemento maquinado y 1,1 GPa (pag. 308)

$$k_b = 1,189 d^{-0,097} = 0,879; \text{ para } d = 22,31 \text{ mm}$$

$k_c = 1$  para una confiabilidad del 50%

$$k_d = 1$$

Para el punto L:

$$\frac{D}{d} = \frac{50}{45} = 1,111$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1}{45} = 0,022$$

De la figura A26 – 9 Pag. 886 del Manual de Diseño Mecánico, se obtiene:

$$k_t = 2,3$$

Luego de la figura 7 – 18, con  $S_{ut}$  y  $r = 1$  se obtiene  $q = 0,86$

Por lo tanto,

$$k_f = 1 + q (k_t - 1) = 2,118$$

$$k_e = \frac{1}{k_f} = 0,472$$

$$\text{Entonces, } S_e = 146,695 \text{ N/mm}^2$$

Aplicando la ecuación de Soderberg y la teoría de la energía de distorsión, se obtiene  $d$  para un factor de seguridad de 2.

$$d = \sqrt[3]{\frac{48 n}{\pi} \sqrt{\left(\frac{T}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M}{S_e}\right)^2}}$$

$$d = 43,82 \text{ mm}$$

Se corrige el factor de tamaño  $k_b$  de la ecuación  $k_b = 1,189 d^{-0,097}$

$K_b = 0,826$ , por lo tanto:

$$S_e = 145,08 \text{ N/mm}^2$$

#### 4.5.10 DISEÑO DE LAS CHAVETAS

$S_{Sy} = 0,577 S_y$ ; como  $\tau = \frac{F}{tl}$  donde:

F = Fuerza

t = espesor

l = longitud

$$\tau = \frac{S_{Sy}}{n} = \frac{F}{tl}$$

Y  $F = \frac{T}{r}$ ; donde r es el radio del eje.

Para la chaveta del engrane en A:

$$T = \frac{2 \times 60000 \times H}{\pi n} ; \quad H = 1,1175 \text{ kw y } n = 110,795 \text{ RPM}$$

$$T = 385,264 \text{ kN mm}$$

$$F = \frac{385,264}{15} = 25,684 \text{ kN}$$

Chaveta A:

$$F = 25,684 \text{ kN}$$

$$t = 8 \text{ mm}$$

$H_{Rc} = 56$  Catálogo de BOHMAN Pag. 2

$$HB = 577$$

$$S_u = 3,45 HB = 1990,65 \text{ MPa}$$

$$S_y = 0,5 S_u = 995,325 \text{ Mpa}$$

$$S_{Sy} = 574,303 \text{ Mpa}$$

Para  $\square = 2$

$$l = 11,186 \text{ mm}$$

#### 4.5.11 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Se realiza el análisis de esfuerzos en el rodamiento que soporta mayores cargas, que en este caso se encuentra en el punto K del eje lateral:

$$F_{Kx} = 7,01 \text{ kN}$$

$$F_{Ky} = 2,246 \text{ Kn}$$

Entonces la fuerza radial aplicada sobre el rodamiento:

$$F_K = \sqrt{F_{Kx}^2 + F_{Ky}^2} = 7,361 \text{ kN}$$

##### 4.5.11.1 CALCULO DE LAS CARGAS DINAMICAS

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e ; \text{ donde } F_a \text{ es cero, entonces; } X = 1 ; Y = 0$$

$$\text{Como } P = X F_r$$

$$P = 7,361 \text{ kN}$$

##### 4.5.11.2 FORMULA DE LA DURACION

$$L_{10} = \left(\frac{c}{P}\right)^p \times \frac{1000000}{60n}$$

Donde:

$$c = 19,6 \text{ kN}$$

$$P = 7,361 \text{ kN}$$

$$p = 3$$

por lo tanto  $L_{10} = 5185,15$  horas de servicio.

## 4.6 COSTOS

#### **4.6.1 ANALISIS DE COSTOS**

Para determinar el costo total de la inversión es necesario tener en cuenta:

Costos de materiales

Costos de maquinado

Costos de mano de obra

Costos de diseño

Imprevistos

#### **4.6.2 COSTOS DE MATERIALES**

La siguiente tabla presente los costos de los materiales cotizados en el mes de febrero de 2009.

Tabla 4.2 Costos de materiales

| DESCRIPCION              | ESPECIFICACION        | CANTIDAD | PRECIO UNITARIO (USD) | SUBTOTAL (USD)  |
|--------------------------|-----------------------|----------|-----------------------|-----------------|
| Plancha acero inoxidable | AISI 304: 1200x2400x2 | 0,3      | 365,00                | 109,50          |
| Plancha ASTM             | A 36: 1200x2400x1,1   | 0,1      | 29,50                 | 2,95            |
| Plancha ASTM             | A 36: 1200x2400x5     | 0,8      | 113,70                | 90,96           |
| Plancha ASTM             | A 36: 1200x2400x7     | 0,1      | 244,00                | 24,40           |
| Angulo ASTM              | A 36: L25x25x3x6000   | 1        | 9,46                  | 9,46            |
| Angulo ASTM              | A 36: L35x35x3x6000   | 1        | 11,48                 | 11,48           |
| Platina ASTM             | A 36: PLT 38x3        | 1        | 6,46                  | 6,46            |
| Eje central              | AISI 1018:φ 50,8x412  | 1        | 39,42                 | 39,42           |
| Eje lateral              | AISI 1018:φ 50,8x355  | 2        | 33,96                 | 67,92           |
| Bocín                    | Bronce SAE 40: φ26x16 | 2        | 2,50                  | 5,00            |
| Eje de empuje            | AISI 1018:φ 22,2x141  | 4        | 4,29                  | 17,16           |
| Tornillo de ajuste       | AISI 1018:φ 22,2x100  | 2        | 3,04                  | 6,08            |
| Tubo bocín               | AISI 1018:φ 28,6x19   | 2        | 1,51                  | 3,02            |
| Engrane 1                | AISI 5115:φ 105x21    | 2        | 18,94                 | 37,88           |
| Engrane 2                | AISI 5115:φ 200x21    | 2        | 35,48                 | 70,96           |
| Portarodamiento          | AISI 01: 217x127x50,8 | 4        | 136,68                | 546,72          |
|                          |                       |          | <b>TOTAL</b>          | <b>1.049,37</b> |

Tabla 4.3 Costos de elementos normalizados

| DESCRIPCION   | ESPECIFICACION             | CANTIDAD | PRECIO UNITARIO (USD) | SUBTOTAL (USD) |
|---|----------------------------|----------|-----------------------|----------------|
| Volante   | Aluminio: $\phi$ 220       | 2        | 10,00                 | 20,00          |
| Rodamiento  | Acero Especial 6207        | 4        | 7,00                  | 28,00          |
| Chumacera   | Acero Especial SKF FYTB 35 | 2        | 22,50                 | 45,00          |
| Rueda Dentada                                       | 50B18                      | 1        | 15,00                 | 15,00          |
| Rueda Dentada                                       | 50B19                      | 1        | 20,00                 | 20,00          |
| Cadena de rodillos                                  | P=5/8"; 51 eslabones       | 1        | 30,00                 | 30,00          |
| Bisagras  | Acero                      | 4        | 2,00                  | 8,00           |
| Motoreductor  | LESSON; 1,5 HP; 117 RPM    | 1        | 712,00                | 712,00         |
| Perno, tuerca y arandela para Tolva                 | M6x1x15                    | 4        | 0,12                  | 0,48           |
| Perno, tuerca y arandela para Estructura            | M8x1.25x20                 | 16       | 0,23                  | 3,68           |
| Perno avellanado, tuerca y arandela para Estructura | M8x1.25x20                 | 4        | 0,28                  | 1,12           |
| Electrodos  | E6011                      | 1        | 5,00                  | 5,00           |
| Electrodos  | E312-16                    | 1        | 25,00                 | 25,00          |
|   |                            |          | <b>TOTAL</b>          | <b>913,28</b>  |

#### 4.6.3 COSTOS DE MAQUINADO

Tabla 4.4 Costos de maquinado

| <b>MAQUINA</b>         | <b>TIEMPO<br/>APROXIMADO<br/>(h)</b> | <b>COSTO<br/>(USD/h)</b> | <b>SUBTOTAL<br/>(USD)</b> |
|------------------------|--------------------------------------|--------------------------|---------------------------|
| Torno                  | 21                                   | 6,00                     | 126,00                    |
| Fresadora              | 14                                   | 8,00                     | 112,00                    |
| Taladro                | 10                                   | 4,00                     | 40,00                     |
| Mortajadora            | 2                                    | 4,00                     | 8,00                      |
| Rectificadora de disco | 3                                    | 10,00                    | 30,00                     |
| Limadora               | 6                                    | 5,00                     | 30,00                     |
| Dobladora              | 1                                    | 2,00                     | 2,00                      |
| Roladora               | 0,25                                 | 2,00                     | 0,50                      |
| Cizalla                | 1                                    | 2,00                     | 2,00                      |
| Oxicorte               | 2                                    | 5,00                     | 10,00                     |
| Soldadora              | 8                                    | 3,00                     | 24,00                     |
|                        |                                      | <b>TOTAL</b>             | <b>384,50</b>             |

#### 4.6.4 COSTOS DE MANO DE OBRA

Tabla 4.5 Costos de mano de obra

| <b>MAQUINA</b>         | <b>TIEMPO<br/>APROXIMADO<br/>(h)</b> | <b>COSTO<br/>(USD/h)</b> | <b>SUBTOTAL<br/>(USD)</b> |
|------------------------|--------------------------------------|--------------------------|---------------------------|
| Torno                  | 21                                   | 2,50                     | 52,50                     |
| Fresadora              | 14                                   | 3,50                     | 49,00                     |
| Taladro                | 10                                   | 2,00                     | 20,00                     |
| Mortajadora            | 2                                    | 3,00                     | 6,00                      |
| Rectificadora de disco | 3                                    | 4,00                     | 12,00                     |
| Limadora               | 6                                    | 2,50                     | 15,00                     |
| Dobladora              | 1                                    | 2,00                     | 2,00                      |
| Roladora               | 0,25                                 | 5,00                     | 1,25                      |
| Cizalla                | 1                                    | 2,00                     | 2,00                      |
| Oxicorte               | 2                                    | 5,00                     | 10,00                     |
| Soldadora              | 8                                    | 4,00                     | 32,00                     |
|                        |                                      | <b>TOTAL</b>             | <b>201,75</b>             |

#### 4.6.5 COSTOS DE DISEÑO

Se emplearon 80 horas para el cálculo y desarrollo de planos de cada una de las partes constitutivas del equipo diseñado.

El costos establecido por los diseñadores de esta máquina es de 15 USD/h.

El costo de diseño es de 1200 USD.

#### 4.6.6 COSTO TOTAL

Tabla 4.6 Costos total

| <b>COSTOS</b>                    | <b>COSTO TOTAL (USD)</b> |
|----------------------------------|--------------------------|
| Costos de Materiales             | 1.049,37                 |
| Costos de Elementos Normalizados | 913,28                   |
| Costos de Maquinado              | 384,50                   |
| Costos de Mano de Obra           | 201,75                   |
| Costos de Diseño                 | 1.200,00                 |
| Imprevistos (10%)                | 374,89                   |
| <b>TOTAL</b>                     | <b>4.123,79</b>          |

## **CAPITULO 5**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

## **5.1 CONCLUSIONES**

A nivel mundial, hay una demanda creciente por productos orgánicos, incluyendo también al cacao, por lo tanto se ha creado una condición para la comercialización de un semi-elaborado de cacao orgánico, siendo una excelente alternativa económica para el productor.

## **5.2 RECOMENDACIONES**

Para realizar un diseño adecuado, se debe ejecutar una correcta investigación de campo y tomar en consideración cada parámetro y detalle que pueda afectar la

construcción final, de esta forma las características del equipo diseñado se ajustarán a la realidad y necesidades del mercado.

En el Ecuador se deben ejecutar acciones para impulsar la producción agrícola y aumentar la fabricación de productos semi-elaborados y elaborados, para dar un mayor valor agregado a nuestra materia prima.

Establecer un esquema de difusión para promocionar los avances tecnológicos y motivar la participación de los productores jóvenes, que son más susceptibles al cambio y adopción de nuevas tecnologías.

## **BIBLIOGRAFIA**

BRAUDEAU, Jean; Técnicas Agrícolas y Producciones Tropicales: El Cacao; Editorial Blume; Barcelona; 1970.

URQUHART, D.H.; Cacao; Editorial SIC; Costa Rica; 1963.

BANCO NACIONAL DE FOMENTO; Producción y Comercialización de Cacao en el Ecuador; Quito; 1966.

LESSON; Catálogo de Motores Eléctricos

IVAN BOHMAN C.A.; Catálogo de Aceros

ACEROS BOEHLER DEL ECUADOR; Manual de Aceros Especiales; Quito; 2007

DIPAC; Catálogo de Productos de Acero

INEN; Código de Dibujo Técnico-Mecánico; Tercera Edición; Imprenta INEN; Quito; 1989.

JUVINALL, Robert; Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica; Editorial Limusa S.A.; Primera Edición; México; 1991

LARBURU, Nicolás; Máquinas Prontuario; Editorial Thomson; Treceava Edición; Madrid; 1989.

IINIAP; Manual del Cultivo de Cacao; Quito; 1993.

MINISTERIO DE INDUSTRIAS Y COMPETITIVIDAD; Cacao. Estudio Agroindustrial en el Ecuador: Competitividad de la Cadena de Valor y Perspectivas de Mercado; Imprenta Camaléon Diseño Visual; Quito; 2007

TOPESA; Catálogo de Tornillos, Pernos y Tuercas; 1991

SKF; Catálogo General

<http://www.ecuador.fedexpor.com/ecuador.html>

[http://www.sica.gov.ec/cadenas/cacao/docs/normas\\_cacao.html](http://www.sica.gov.ec/cadenas/cacao/docs/normas_cacao.html)

<http://www.sica.gov.ec/cadenas/cacao/docs/mapa.htm>

<http://www.anecacao.com>

<http://www.icco.org>

<http://www.fao.org>

## **ANEXOS**